

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ
(государственный технический университет)

А.И. ЕНДОГУР

ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ
ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ

*Допущено Учебно-методическим объединением
высших учебных заведений Российской Федерации
по образованию в области авиации, ракетостроения
и космоса в качестве учебного пособия
для студентов высших учебных заведений РФ,
обучающихся по направлению подготовки дипломи-
рованного специалиста 160200 «Авиастроение» и
специальности 160201
«Самолето- и вертолетостроение»*

Москва
Издательство МАИ-ПРИНТ
2009

Е 62 Ендогур А.И. Проектирование авиационных конструкций. Проектирование конструкций деталей и узлов: Учебное пособие. — М.: Изд-во МАИ-ПРИНТ, 2009. — 540 с.: ил.
ISBN 978-5-7035-2103-8

В книге представлены современные технические материалы по проектированию конструкций деталей и соединений, технологии, расчетам на прочность, в том числе при применении компьютерных программ и объемных компьютерных моделей конструкций. Изложены вопросы применения CALS-технологий, применения ЭВМ, особенности выбора авиационных материалов и технологии изготовления, вопросы создания рациональных конструкций. Приведены примеры применения «нетрадиционных» перспективных конструкций и методика оценки их экономической эффективности. Рассмотрены методические рекомендации по проектированию конструкций с применением композиционных материалов (КМ). Показана эффективность применения КМ в конструкциях силовых элементов по сравнению с металлическими конструкциями. В приложении приведены примеры выполнения практических работ и справочные материалы. Предназначена для студентов вузов, получающих образование по направлениям 160100 «Авия — и ракетостроение», 16200 «Авиастроение» и специальности 160201 «Самолето— и вертолетостроение». Будет полезна инженерам, занимающимся вопросами проектирования конструкций летательных аппаратов, а также всем, интересующимся вопросами создания легких силовых конструкций.

Р е ц е н з е н т ы :

кафедра «Производство летательных аппаратов» Казанского государственного технического университета — Казанского авиационного института им. А.Н. Туполева (зав. кафедрой д-р техн. наук, проф. *В.И. Халиуллин*);

кафедра «Конструкция и проектирование летательных аппаратов» Казанского государственного технического университета — Казанского авиационного института им. А.Н. Туполева (зав. кафедрой д-р техн. наук, проф. *Х.Г. Гайнутдинов*);

д-р техн. наук *Н.Б. Васильев*

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|---|-----------|
| Предисловие | 12 |
| Предисловие автора | 15 |
| ВВЕДЕНИЕ | 19 |
| B.1. Проектирование конструкции деталей, узлов и агрегатов планера самолета в общей системе CALS-технологий | 19 |
| B.2. Проектирование конструкции самолета в системе общих внутренних и внешних связей | 24 |
| B.2.1. Самолет — элемент сложных комплексов | 24 |
| B.2.2. Этапы существования самолета | 26 |
| B.2.3. Этапы НИОКР | 28 |
| B.2.4. Этап предварительных изысканий и Эскизного проекта | 28 |
| B.2.5. Этап разработки Технического проекта и Рабочей документации | 31 |
| Глава 1. САМОЛЕТ И ЕГО ПЛАНЕР | 33 |
| 1.1. Состав конструкции планера самолета | 33 |
| 1.2. Структура самолета | 36 |
| 1.2.1. Структура самолета при системном подходе | 36 |
| 1.2.2. Понятие об эффективности самолета | 38 |
| 1.3. Требования, предъявляемые к конструкции планера самолета | 42 |
| 1.3.1. Общие требования. АП-25 | 42 |
| 1.3.2. Требования при проектировании рациональных конструкций самолета | 45 |
| 1.4. Функции планера в системе самолета | 54 |

| | |
|---|-----------|
| Глава 2. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И ПОРЯДОК ДЕЙСТВИЙ КОНСТРУКТОРА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ КОНСТРУКЦИЙ | 56 |
| 2.1. Пример действий конструктора при создании простейшей конструкции | 57 |
| 2.2. Особенности труда конструктора | 65 |
| 2.2.1. Специфика труда конструктора | 65 |
| 2.2.2. Нужно ли конструктору уметь рисовать? | 69 |
| 2.3. Конструктор и компьютер | 70 |
| 2.3.1. Зачем конструктору компьютер? | 70 |
| 2.3.2. Пример конструирования детали, когда использование компьютера необходимо | 75 |
| 2.4. Исходные данные для проектирования конструкций | 78 |
| 2.5. Общая последовательность (алгоритм) действий конструктора при проектировании силовых элементов конструкции | 80 |

| | |
|---|-----------|
| Глава 3. ПРИМЕНЕНИЕ ЭВМ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ДЕТАЛЕЙ | 83 |
| 3.1. Компьютерные системы, используемые при проектировании конструкций | 83 |
| 3.2. Геометрическое представление информации | 86 |
| 3.3. Распределение силового материала в пространстве | 90 |
| 3.4. Учет технологических ограничений | 93 |
| 3.5. Автоматизированный выпуск рабочей документации | 94 |
| 3.6. Автоматизированное изготовление деталей | 95 |

| | |
|---|-----------|
| Глава 4. ОСНОВНЫЕ ОБЩЕТЕХНИЧЕСКИЕ ПОНЯТИЯ, НЕОБХОДИМЫЕ ПРИ ОБУЧЕНИИ КОНСТРУИРОВАНИЮ, ИХ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ФИЗИЧЕСКИЙ СМЫСЛ | 98 |
| 4.1. Определения простых физических понятий | 98 |
| 4.2. Расчет геометрических и физических характеристик сечений и деталей | 99 |
| 4.2.1. Геометрические и физические характеристики сечений | 99 |
| 4.2.2. Определение объема детали | 105 |
| 4.2.3. Определение массы (веса) детали | 106 |
| 4.2.4. Характеристики прочности и жесткости деталей | 106 |
| 4.3. Связь нагрузки (напряжения) и деформации | 108 |
| 4.4. Виды нагрузений силовых элементов | 112 |
| 4.4.1. Раастяжение — сжатие | 112 |
| 4.4.2. Сдвиг | 113 |
| 4.4.3. Изгиб | 114 |

| | |
|---|------------|
| 4.4.4. Кручение | 115 |
| 4.4.5. Совместное действие нескольких видов нагрузений | 115 |
| 4.5. Распределение действующих внешних нагрузок | 116 |
| 4.6. Уравновешивание внешних нагрузок | 119 |
| 4.6.1. Уравновешивание нагруженной балки | 119 |
| 4.6.2. Уравновешивание статического момента | 123 |
| Глава 5. ВЫБОР МАТЕРИАЛА АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ | 126 |
| 5.1. Физико-механические характеристики авиационных конструкционных материалов | 126 |
| 5.2. Учет влияния вида нагрузления на выбор материалов | 131 |
| 5.2.1. Удельные характеристики прочности и жесткости материала | 131 |
| 5.2.2. Особенности выбора материала по условию прочности | 133 |
| 5.2.3. Учет рабочей температуры конструкции | 135 |
| 5.2.4. Учет характеристик ползучести материалов | 137 |
| 5.2.5. Выбор характеристик материала с учетом циклической нагрузки | 140 |
| 5.2.6. Влияние условий живучести на выбор характеристик материалов | 142 |
| 5.2.7. Учет термических напряжений | 146 |
| Глава 6. РАЦИОНАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ | 149 |
| 6.1. Технологичность конструкции | 149 |
| 6.2. Рациональные технологические процессы изготовления деталей | 152 |
| 6.2.1. Штамповка | 153 |
| 6.2.2. Литье | 154 |
| 6.2.3. Механическая обработка | 155 |
| 6.2.4. Химическое фрезерование | 156 |
| 6.3. Особенности проектирования деталей, изготавляемых различными технологическими способами | 156 |
| 6.3.1. Проектирование деталей, изготавляемых холодной штамповкой | 157 |
| 6.3.2. Проектирование деталей, изготавляемых горячей штамповкой | 160 |
| 6.3.3. Проектирование деталей, изготавляемых литьем | 163 |
| 6.3.4. Проектирование деталей, изготавляемых механической обработкой | 166 |

| | |
|--|-----|
| 6.3.5. Особенности применения химического фрезерования | 171 |
| 6.4. Учет влияния совокупности конструкторско-технологических несовершенств на работоспособность конструкции | 173 |
| Глава 7. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕГУЛЯРНЫХ ЗОН КОНСТРУКЦИИ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ | |
| 7.1. Классификация элементов конструкции | 182 |
| 7.2. Общая классификация деталей | 183 |
| 7.3. Регулярная и нерегулярная зоны детали (силового элемента) | 183 |
| 7.4. Рациональные формы сечений регулярных зон конструкций силовых элементов | 188 |
| 7.4.1. Силовые элементы, нагруженные растяжением | 188 |
| 7.4.2. Силовые элементы, нагруженные продольным сжатием .. | 189 |
| 7.4.3. Силовые элементы, нагруженные сдвигом | 196 |
| 7.4.4. Силовые элементы, работающие на изгиб и сдвиг | 200 |
| 7.4.5. Силовые элементы, нагруженные кручением | 203 |
| 7.4.6. Силовые элементы, работающие при совместном действии растяжения—сжатия, изгиба и сдвига | 206 |
| 7.4.7. Силовые элементы, работающие на все виды нагрузки | 207 |
| Глава 8. ПРИНЦИПЫ РАЦИОНАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ | |
| 8.1. Условия, отрицательно влияющие на работу конструкции | 210 |
| 8.1.1. Концентрация напряжений в сечении детали | 211 |
| 8.1.2. Эксцентриситет приложении силы | 213 |
| 8.1.3. Изменение направления оси жесткости | 214 |
| 8.2. Способы уменьшения действующих напряжений | 215 |
| 8.2.1. Уменьшение концентрации напряжений | 215 |
| 8.2.2. Способы исключения изгибающих моментов | 218 |
| 8.2.3. Исключение крутящих моментов | 220 |
| 8.3. Способы увеличения допустимых напряжений в элементах конструкции | 221 |
| 8.3.1. Увеличение жесткости профилей | 222 |
| 8.3.2. Увеличение критических напряжений сдвига стенок | 225 |
| 8.3.3. Увеличение критического напряжения обшивки крыла или фюзеляжа установкой ребер жесткости (стрингеров) | 226 |
| 8.3.4. Увеличение допустимых напряжений путем изменения расположения силовых элементов | 227 |

| | |
|---|-----|
| 8.4. Способы обеспечения прочности | |
| при минимальной массе конструкции | 229 |
| 8.4.1. Принципы конструирования, учет которых позволяет | |
| уменьшить массу конструкции <td>230</td> | 230 |
| 8.4.2. Учет силового потока при включении элементов | |
| конструкции в работу <td>231</td> | 231 |

**Глава 9. ПРОЕКТИРОВАНИЕ НЕРЕГУЛЯРНЫХ ЗОН
(СОЕДИНЕНИЙ) СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ 233**

| | |
|---|-----|
| 9.1. Проектирование неразъемных соединений..... | 233 |
| 9.1.1. Заклепочные соединения | 233 |
| 9.1.2. Нагружение заклепок | 236 |
| 9.1.3. Параметры заклепочного соединения | 237 |
| 9.1.4. Порядок (алгоритм) расчета заклепочного соединения | |
| на прочность <td>238</td> | 238 |
| 9.1.5. Методы повышения усталостной прочности | |
| заклепочного соединения | 240 |
| 9.2. Сварные соединения | 243 |
| 9.2.1. Особенности применения сварных соединений..... | 243 |
| 9.2.2. Разновидности сварки. Проектирование | |
| сварных соединений | 248 |
| 9.3. Клеевые и паяные соединения | 253 |
| 9.3.1. Применение клеевых соединений | 253 |
| 9.3.2. Особенности применения клеевых | |
| и паяных соединений | 256 |
| 9.3.3. Комбинированные соединения | |
| (клееклепаные и kleesварные) | 257 |
| 9.4. Проектирование разъемных болтовых соединений | 258 |
| 9.4.1. Болтовые неподвижные соединения | 258 |
| 9.4.2. Болты, работающие на срез | 260 |
| 9.4.3. Болты, работающие на растяжение | 261 |
| 9.4.4. Особенности проектирования болтовых соединений | 262 |
| 9.4.5. Контроль болтовых соединений | 264 |
| 9.5. Алгоритм расчета заклепок и болтов при внерадиальном | |
| приложении нагрузки | 266 |
| 9.5.1. Нагрузки, действующие на крепежные элементы | |
| при внерадиальном приложении силы..... | 266 |
| 9.5.2. Порядок расчета соединения | |
| при внерадиальном приложении силы..... | 266 |
| 9.6. Проектирование проушин неподвижных | |
| разъемных соединений | 269 |

| | |
|--|-----|
| 9.6.1. Учет концентрации напряжений | 269 |
| 9.6.2. Алгоритм расчета проушины неподвижного разъемного соединения | 271 |
| 9.7. Проектирование подвижных соединений | 274 |
| 9.7.1. Особенности работы малоподвижных и подвижных соединений | 274 |
| 9.7.2. Проектирование проушин подвижных соединений | 275 |
| 9.7.3. Алгоритм расчета проушин подвижных соединений | 280 |
| 9.7.4. Установка подшипников в подвижные соединения | 281 |
| 9.7.5 Проектирование подвижных соединений, передающих изгибающий момент | 285 |
| 9.7.6. Шомпольные соединения | 287 |
| 9.8. Герметизация заклепочных и болтовых соединений деталей ... | 288 |
| 9.8.1. Способы герметизации соединений | 288 |
| 9.8.2. Конструкция герметичных соединений | 290 |

Глава 10. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КРОНШТЕЙНОВ

| | |
|--|-----|
| НАВЕСКИ РУЛЕЙ И ЭЛЕРОНОВ | 293 |
| 10.1. Плоские кронштейны | 293 |
| 10.2. Кронштейны — силовые рамы | 295 |
| 10.3. Расчет элементов кронштейна | 296 |
| 10.3.1. Расчет нагрузок на элементы ферменного и рамного кронштейнов | 296 |
| 10.3.2. Расчет поясов и стенки регулярной зоны кронштейна | 299 |
| 10.3.3. Определение параметров нерегулярной зоны кронштейна в месте установки подшипника | 301 |
| 10.3.4. Расчет параметров в зоне подошвы кронштейна | 301 |
| 10.4. Проектирование кронштейнов, допускающих компенсацию размеров между соседними кронштейнами | 304 |

Глава 11. ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛЕЙ

| | |
|--|-----|
| ПО КРИТЕРИЮ МИНИМУМА МАССЫ | 307 |
| 11.1. Общие вопросы проектирования оптимальных конструкций | 307 |
| 11.2. Определение оптимальных параметров кронштейна | 311 |
| 11.2.1. Расчет кронштейна методом прямого расчета | 311 |
| 11.2.2. Оптимизация конструкции кронштейна с использованием ЭВМ | 315 |
| 11.3. Оптимизация конструкции силовой стойки | 319 |
| 11.3.1. Общие положения | 319 |

| | |
|---|-----|
| 11.3.2. Порядок расчета оптимальных параметров стойки | 320 |
| 11.3.3. Определение массы оптимальной стойки двутаврового сечения | 322 |
| 11.3.4. Определение массы оптимальной стойки квадратного сечения | 323 |
| 11.3.5. Определение массы оптимальной стойки трубчатого сечения | 324 |
| 11.3.6. Анализ вариантов оптимизации конструкций стоек с различными формами сечений | 325 |
| 11.3.7. Вариант оптимальной конструкции стойки переменного диаметра и толщины стенки | 325 |
| 11.3.8. Вариант трубчатой стойки с заполнителем внутренней полости и оптимальными параметрами сечения | 327 |
| 11.4. Варианты рациональных конструкций трубчатых стоек | 328 |
| 11.5. Оптимизация конструкций деталей с учетом стыковых элементов | 331 |

Глава 12. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

| | |
|--|-----|
| 12.1. Особенности применения КМ в конструкциях планера самолета | 333 |
| 12.1.1. Применение КМ в авиационных конструкциях | 333 |
| 12.1.2. Преимущества и недостатки применения КМ | 334 |
| 12.1.3. Проектирование конструкций деталей из КМ | 338 |
| 12.2. Взаимодействие производственных подразделений при проектировании и изготовлении конструкций из КМ | 338 |
| 12.3. Композиционные материалы для авиационных конструкций | 340 |
| 12.3.1. Наполнители и матрицы КМ | 340 |
| 12.3.2. Схемы армирования волокнистых КМ | 341 |
| 12.3.3. Углепластики на полимерных термопластичных связующих | 343 |
| 12.3.4. Композиционные материалы для трехслойных панелей с наполнителями | 346 |
| 12.4. Технология изготовления конструкций из КМ | 347 |
| 12.4.1. Изготовление деталей из полимерных КМ | 347 |
| 12.4.2. Способы формообразования деталей | 348 |
| 12.4.3. Технологические процессы изготовления конструкций | 353 |
| 12.4.4. Контроль качества изготовления | 357 |

| | |
|---|------------|
| 12.5. Определение прочностных характеристик композиционного материала | 359 |
| 12.5.1. Расчетные нагрузки | 359 |
| 12.5.2. Общая методика определения физико-механических свойств многослойного КМ | 361 |
| 12.5.3. Расчет пакета КМ на прочность | 363 |
| 12.5.4. Допустимые напряжения при повреждении КМ | 368 |
| 12.6. Проектирование зоны соединений деталей из КМ | 370 |
| 12.6.1. Формирование КМ в зоне установки крепежных элементов | 371 |
| 12.6.2. Проектирование конструкций неразъемных соединений | 373 |
| 12.6.3. Проектирование конструкций разъемных соединений | 380 |
| 12.7. Проектирование оптимальных конструкций из КМ | 383 |
| 12.7.1. Определение оптимальных параметров трубчатых стоек из КМ | 384 |
| 12.7.2. Определение рациональных параметров стоек с учетом конструктивно-технологических ограничений | 391 |
| 12.7.3. Оценка эффективности применения силовых стоек из КМ по сравнению с металлическими конструкциями | 393 |
| 12.8. Ремонтные конструкции деталей из КМ | 394 |
| 12.8.1. Требования, предъявляемые к ремонту | 394 |
| 12.8.2. Способы ремонта деталей из КМ | 395 |
| 12.8.3. Ремонт трехслойных сотовых конструкций из КМ | 398 |
| Глава 13. ТРАДИЦИОННАЯ И НЕТРАДИЦИОННАЯ КОНСТРУКЦИИ | 401 |
| Глава 14. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ НОВЫХ МАТЕРИАЛОВ И КОНСТРУКЦИЙ | 410 |
| Приложение А. ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ | 417 |
| Лабораторно-практическая работа № 1. | |
| Проектирование заклепочных соединений | 417 |
| Лабораторно-практическая работа № 2. | |
| Проектирование равнопрочных конструкций | 425 |
| Лабораторно-практическая работа № 3. | |
| Проектирование рациональных конструкций трубчатых стоек | 437 |
| Лабораторно-практическая работа № 4. | |
| Проектирование подвижных и малоподвижных соединений | 444 |

Лабораторно-практическая работа № 5.

Проектирование кронштейнов навески органов управления 455

| | |
|--|------------|
| Приложение Б. СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ | 468 |
| Б.1. Характеристики сечений и объемы фигур | 468 |
| Б.2. Черные и цветные конструкционные металлы и полуфабрикаты | 475 |
| Б.3. Листы, плиты и профили | 479 |
| Б.4. Болтовые и заклепочные соединения | 492 |
| Б.5. Сварные соединения | 512 |
| Б.6. Стандартные элементы трубчатых стоек | 516 |
| Б.7. Подшипники | 525 |
| Основные обозначения | 528 |
| Индексы | 530 |
| Сокращения | 532 |
| Библиографический список | 534 |

ПРЕДИСЛОВИЕ

Написание учебника сложный и длительный процесс, требующий от автора не только глубоких профессиональных знаний, но и понимания методики изложения этих знаний в процессе обучения.

В настоящей книге автором обобщен и изложен пятидесятилетний опыт работы конструктором, ведущим специалистом по внедрению новых конструкций, материалов и технологий в авиационной промышленности, а затем преподавателем вуза.

О чем эта книга

Эта книга — учебное пособие для студентов технических вузов, изучающих курс «Проектирование конструкций летательных аппаратов», где под выпускной специальностью — Инженер по специальности «Самолетостроение» — на самом деле осуществляется выпуск по специальности авиационный «Инженер-конструктор».

Эта книга содержит:

- методику преподавания курса «Проектирование конструкций самолета», а также методику проектирования и рекомендации по созданию *рациональных конструкций самолета*;
- примеры выполнения лабораторно-практических работ, то есть последовательность действий (методику) при практическом создании деталей и узлов *конструкции самолета*;
- справочные материалы, минимально необходимые для осуществления конструирования деталей и выполнения лабораторно-практических работ.

Другими словами, книга содержит методику и практические рекомендации решения проблемы как при заданных аэродинамических формах самолета и его агрегатов, внешних и внутренних воздействиях нагрузок на самолет, в заданных условиях эксплуатации, так и при многочисленных и противоречивых требованиях и ограничениях по прочности, технологичности, ресурсу, надежности, стоимости и др. определить состав силовых элементов конструкции, размеры и форму их сечений — *конструктивно-силовую схему* (КСС).

Если еще проще, то эта книга о том, как выбрать, рассчитать и сконструировать на начальных этапах проектирования «силовую

начинку» — каркас внутреннего силового набора, конструкцию стыковых соединений и, в итоге, получить работоспособную конструкцию планера самолета минимальной массы так, чтобы она была прочной, легкой, надежной, дешевой и при этом выдерживала бы максимально допустимые нагрузки.

Особенность этой книги

Данная книга содержит как общие подходы (концепцию) при создании конструкций, так и методики выбора и определения на самом начальном этапе проектирования рациональных параметров и характеристик деталей, узлов и конструкций агрегатов самолета, соответствующих установленным требованиям.

От других немногих учебных пособий и учебников по проектированию конструкций, в том числе от учебника МАИ «Проектирование конструкций самолета», изданном в 1987 г. (*Проектирование конструкций самолетов: Учебник для студентов авиационных вузов, обучающихся по специальности «Самолетостроение»/Е. С. Войт, А. И. Ендогур, З. А. Мелик-Саркисян, И. М. Алявдин. — М.: Машиностроение, 1987. 416 с: ил.*), настоящая книга отличается тем, что автор понимает: на 4-м курсе *не все студенты имеют необходимые знания* по сопромату, деталям машин и другим общеобразовательным наукам в должном объеме, а также *правильно понимают физический смысл обязательных простейших общетехнических понятий и формул*, не говоря уже о целесообразности и областях возможного применения той или иной методики или формулы при создании конструкций.

Задача учебника

В настоящем учебном пособии автор не ставит задачу дать однозначные рекомендации схем конструкций, которые следует применять, чтобы получить искомый результат. Это и невозможно, так как проектирование в значительной степени сродни искусству, то есть — непредсказуемый процесс. Как два художника не могут нарисовать два абсолютно одинаковых портрета одного и того же человека при заданных конкретных условиях, так и два конструктора при одинаковых исходных данных не могут спроектировать (а не скон-

пировать!) две абсолютно одинаковые детали, не говоря уже о более сложных конструкциях.

В настоящей книге автор ставит *задачу — научить студента*, приступившего к освоению профессии конструктора:

— во-первых, *искать варианты решения*, рассчитывая и выбирая наиболее рациональный вариант конструкции;

— во-вторых, *доказывать*, что этот вариант наиболее целесообразен по нескольким поставленным критериям, то есть выгод от его применения больше, чем недостатков и, наконец,

— в-третьих, *понимать*, что окончательное решение о результате конструирования могут принимать разные преподаватели, и, поэтому, решения будут отличаться друг от друга.

При помощи этого учебного пособия студент может восполнить некоторые пробелы в необходимых знаниях и решить проблемы при обучении проектированию конструкций самолета.

Цель этой книги

Поскольку эта книга — учебное пособие, ее цель — дать знания основного и дополнительного материала, необходимые и достаточные студентам для изучения учебной дисциплины «Проектирование деталей и узлов конструкций агрегатов самолета», а преподавателям — помочь при изложении этого курса в объеме утвержденной программы.

После изучения курса студент должен практически уметь спроектировать детали и узлы конструкции самолета, рассчитать их параметры, создать чертеж или математическую модель, а зачастую и то и другое в соответствии с ГОСТами и нормальми. Именно эту, главную, возможность и предусматривает автор настоящего учебного пособия.



A.M. Матвеенко
Академик РАН, профессор,
доктор технических наук

ПРЕДИСЛОВИЕ АВТОРА

Создание учебников требует от авторов не только теоретических знаний в разнообразных областях науки и техники (в том числе новейших технологий, компьютерных программ, современного уровня авиастроения), но и собственного опыта практического применения этих знаний при создании изделий авиационной техники. Кроме того, автор — преподаватель и должен также понять и принять методику преподавания учебных дисциплин в вузе, что требует достаточно длительного времени. Поэтому написать учебник в одиночку очень сложно.

По долгу службы автору посчастливилось долгие годы работать в авиационных ОКБ, а также присутствовать на совещаниях, которые вели Главные и Генеральные конструкторы, Главные технологии, руководители и ведущие специалисты Министерства авиационной промышленности и других Министерств СССР, что явилось для автора настоящей конструкторской и профессиональной школой, где можно было поучиться подходам к созданию современных конструкций и изделий авиационной техники в конкретных жизненных обстоятельствах.

Опыт преподавания автор перенимал у коллег по кафедре «Конструкций и проектирование самолетов» МАИ, замечательных педагогов и ученых: С.М. Егера, А.Л. Гиммельфарба, А.А. Бадягина, О.С. Самойловича, Е.С. Войт, В.В. Мальчевского и других коллег по кафедре, которым автор бесконечно благодарен.

В настоящей книге автором использованы переработанные материалы учебника «Проектирование конструкций самолетов» (*Проектирование конструкций самолетов: Учебник для студентов авиационных ВУЗов, обучающихся по специальности «Самолетостроение»/ Е.С. Войт, А.И. Ендогур, З.А. Мелик-Саркисян, И.М. Алявдин. — М.: Машиностроение, 1987. 416 с: ил.*), изданного в 1987 году в соавторстве с Е.С. Войт, И.М. Алявдиным и З.А. Мелик-Саркисяном, которые, к глубокому сожалению, уже ушли из жизни. В технологических разделах гл. 5 и 6 использованы материалы лекций проф., д-ра техн. наук Вигдорчика С.А. (бывшего Главного технолога ОКБ им. Туполева), прочитанных им на факультете повышения квалификации МАИ, которые посещал автор (*Вигдорчик С.А. Технологические*

кие основы проектирования и конструирования самолетов: в 3 ч. М.: МАИ, 1974—1976. Ч. 1 — III).

Материалы, выполненные и предоставленные автору д-ром техн. наук А.А. Панкевичем использованы в гл. 2, а А.Ф. Колгановым — в разд. 2.1 и 11.2. В разд. 2 введения, 1.1 и 1.4 использованы материалы З.А. Мелик-Саркисяна, переработанные и дополненные профессором, канд. техн. наук А.Н. Степановым вместе с автором настоящего учебного пособия. В гл. 12 использованы переработанные и адаптированные автором материалы работ канд. техн. наук А.А. Акименко и канд. техн. наук А.О. Полового. В приложении I использованы материалы лабораторно-практических работ, выполненных А.Н. Пухой. Всем им автор глубоко благодарен за долголетний совместный труд.

Автор выражает глубокую благодарность всем, чьи материалы указаны в сносках на соответствующие источники и нашли отражение в настоящей книге, а также профессору А.Н. Степанову, доцентам канд. техн. наук Л.Я. Галину и А.Ф. Колганову, заместителю начальника отделения ОКБ «Сухого» В.А. Николаенко, принявшим активное участие в редакции всех разделов книги и давших автору ценные советы, проф., д-ру техн. наук Г.А. Молодцову, принявшему участие в редакции гл. 12, а также заведующим кафедрами «Производство летательных аппаратов» и «Проектирование конструкций летательных аппаратов» профессорам, докторам технических наук В.И. Халиулину и Х.Г. Гайнутдинову, заместителю генерального директора ООО «Прогресстех», д-ру техн. наук Н.Б. Васильеву и доценту, канд. техн. наук О.А. Завалову за труд по рецензированию книги.

В работе над учебником принимали активное участие: аспирант С.С. Константинов, студенты В.А. Кравцов, С.А. Милешин, О.А. Ко стрицкая, А.Б. Корчагин, И.Е. Меркулов, Е.А. Иванов, Д.Ю. Дмитриев, М.В. Ярыгина, К.Ю. Трещенков, помогавшие благодарному им автору в компьютерной редакции текста и рисунков.

Особую благодарность автор приносит Генеральному директору АКХ «Сухой», члену-корреспонденту РАН, профессору, д-ру техн. наук Михаилу Аслановичу Погосяну, его заместителю, профессору, д-ру техн. наук Моисею Абрамовичу Локшину, а также ректору МАИ в 1992—2007 гг., академику РАН, профессору, д-ру техн. наук Алексею Геннадьевичу Борисову.

сандрю Макаровичу Матвеенко, без участия которых в организации и издании настоящей книги, она никогда не увидела бы свет.

Научить студентов профессиональным навыкам конструирования эффективно (то есть с наименьшими затратами времени, умственных и физических сил для достижения положительного эффекта) можно лишь тогда, когда они понимают смысл того, что слышат, или что обозначают символы, написанные лектором на доске. Если слова «*силовой элемент*», «*напряжение*», «*деформация*» или «*масса*» имеют для слушателя определенный контекстом физический смысл, то студент пытается понять и воспринять сказанное лектором. Если нет, то это все равно, что слушать научный доклад даже подготовленному слушателю на иностранном (малознакомом) языке. Что-то понятно, но надо время, чтобы сообразить, о чем речь, и, в конце концов, теряется нить, становится скучно слушать.

Поэтому в учебнике все встречающиеся ключевые слова и понятия имеют в тексте определения, близкие к понятиям, используемым в технической литературе. Однако некоторые приводимые определения понятий, могут отличаться от обобщенных философских или энциклопедических определений в сторону их упрощений, принятых в инженерно-конструкторской среде, поскольку рассматриваются только применительно к тематике проектирования самолетов или их конструкций.

Чтобы быть хорошим инженером-конструктором обучаемый *впервых*, должен иметь необходимые знания общетехнических курсов. *Во-вторых*, обладать способностью создавать образ какой-либо вещи в голове и передавать этот образ в виде рисунка, схемы или чертежа на бумагу или на экран компьютера. И, главное, *в-третьих*, желать получить профессиональные знания, тратя на это время и силы.

Однако когда на старших курсах института начинается обучение проектированию конструкций, часть студентов может уже не помнить основные конкретные положения общетехнических наук, необходимые для понимания курса «Проектирование конструкций». Тогда остаются **три возможности**:

первая: скорректировать программы начальных курсов, ориентируя их более конкретно на получение знаний для освоения конструкторских специальностей и требовать, чтобы студенты старших

курсов, как это положено, приходили на лекции и практические занятия подготовленными (повторившими необходимые разделы предыдущих курсов обучения), а неподготовленных не допускать на занятия;

вторая: попытаться на старшем курсе, в процессе лекций, повторить за счет времени основного курса (ориентируясь при этом на среднего студента) минимум-миниморум знаний того, что студенты должны были бы усвоить раньше, а тогда отличнику скучно, а слабому студенту — все равно ничего непонятно;

третья: студент должен понимать, что решение о целесообразности предложенного варианта конструкции принимает более опытный конструктор. Поскольку у каждого преподавателя (начальника подразделения ОКБ или Главного конструктора) свой опыт и задачи проектирования той или иной конструкции, то окончательные решения могут быть различными. Автор был свидетелем того, как Генеральный конструктор, взял карандаш, от руки исправил теоретически рассчитанный обвод носка фюзеляжа сверхзвукового самолета, придав ему дополнительную изогнутость. Так, по исправленному варианту и сделали. Такие факты также отмечал О.С. Самойлович в книге «Рядом с Сухим» (*Самойлович О.С. Рядом с Сухим. М.: Пилот, 1998. 132 с.: ил.*).

Главной целью автора этой книги является — научить студента проводить анализ (от греч. *analysis* — разделение, расчленение) и синтез (*synthesis* — соединение) вариантов конструкции, то есть размышлять и самостоятельно проводить их оценку, выбирать лучшие, а затем предлагать окончательный, по его мнению, вариант.

Автор полагает, что эта книга может быть полезна и для преподавателей и студентов технических ВУЗов неавиационных специальностей. Однако каждый преподаватель курса «Проектирование конструкций» обладает своим индивидуальным опытом работы конструктором и преподавателем, и весьма возможно, что для некоторых групп студентов его опыт и метод обучения могут быть более эффективными, чем предлагаемые автором в этой книге.

ВВЕДЕНИЕ

B.1. Проектирование конструкции деталей, узлов и агрегатов планера самолета в общей системе CALS-технологий

Интенсивное развитие наукоемкой авиационной промышленности в настоящее время не может быть обеспечено без разработки и применения новых высоких компьютерных технологий и более качественных совершенных материалов.

Особый приоритет в области технологий в последние годы отдан CALS-технологиям (Continuos Acquisition and Life cicle Support — непрерывная поддержка поставок и жизненного цикла). Широкое внедрение CALS-технологий совместно с другими компьютерными системами позволяет осуществить действительно интегрированные единые информационные системы создания современных наукоемких изделий современной авиационной техники.

Основные цели CALS-технологий — это эффективное управление жизненным циклом изделий на всех этапах (выработка концепции, научно-исследовательские работы, проектирование, производство, эксплуатация, модернизация, обслуживание и утилизация).

Принципы виртуального предприятия, основанного на взаимодействии интегрированного информационно-технологического взаимодействия в цепи заказчик—поставщик—потребитель показаны на схеме рис. В.1 [32].

Первые принципы CALS-технологий были теоретически разработаны и практически реализованы научными и производственными организациями НПО «Молния», ТМЗ, НИАТ при производстве теплозащитного покрытия (ТЗП) крылатого орбитального корабля «Буран» [32]. Компьютерные принципы и сложные взаимо-

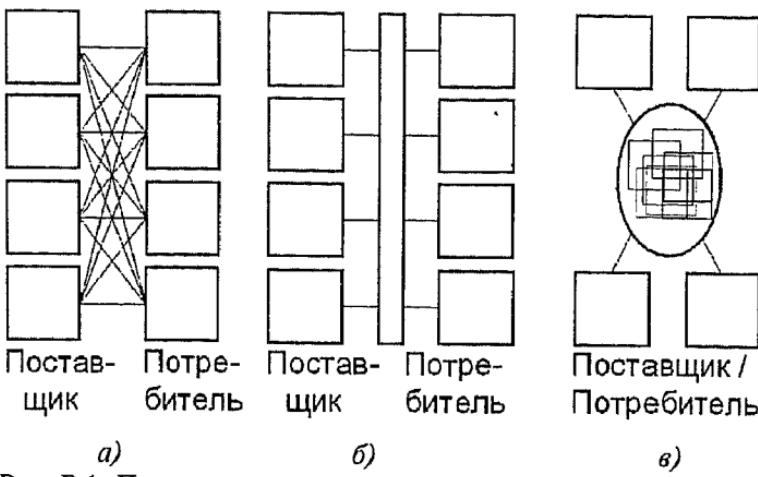


Рис. В.1. Принципы интеграции информации при создании виртуального предприятия в цепи Поставщик—Потребитель:

а — бумажный поток (сегодня); *б* — электронный информационный поток (ближайшая перспектива); *в* — совместное использование данных (дальняя перспектива)

действия программ при создании теплозащиты ВКС «Буран» показаны на рис. В.2 (схема конструкции ТЗП приведена в гл. 13).

В области проектирования авиационных конструкций с использованием принципов CALS-технологий в России ведущая роль [32] принадлежит ОАО ОКБ «Сухого» (Генеральный директор М.А. Погосян). Необходимость обязательного использования принципов CALS-технологий в ОКБ заключается в разнообразии применяемых методов проектирования и конструирования, вытекающих из разнообразия задач, сложной кооперации с финальными и комплектующими заводами, находящимися на больших расстояниях от ОКБ и использующих различное математическое обеспечение и различное технологическое оборудование.

Приоритетом «компьютерных» технологий ОКБ является создание полного электронного макета изделия (без построения физического аналога), представляющего собой взаимосвязанную совокупность трехмерных (3D) моделей деталей, узлов, агрегатов и систем самолета с использованием UNIGRAPHICS. Электронный макет используется как для проработки конструкции и увязки деталей и систем (рис. В.3), так и для технологической подготовки производ-

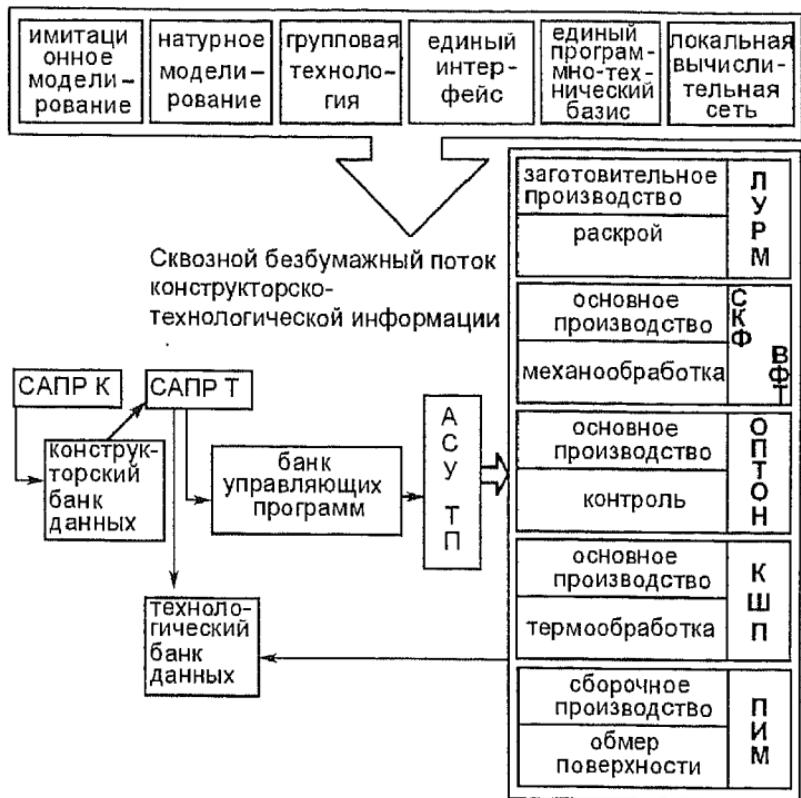


Рис. В.2. Компьютерные принципы и взаимосвязь программ при создании теплозащиты ВКС «Буран»:

ЛУРМ — установка лазерного раскроя материала; СКФ — станок контурно-фрезерный для обработки граней теплозащитных плиток; ВФТ — станок вертикально-фрезерный для обработки поверхности теплозащитных плиток; ОПТОН — контрольно-измерительная машина; КШП — камера шликерных покрытий; ПИМ — машина для обмера поверхностей; АСУ ТП — автоматизированная система управления технологическим процессом; САПР К — система автоматизированного проектирования конструкции ТЗП; САПР Т — система автоматизированного проектирования ТЗП с учетом технологических требований

ства и серийного изготовления на заводах с использованием станков с ЧПУ (рис. В.4).

Пожалуй, только на самом начальном этапе создания самолета, требующего появления новых идей, например, необычных конструкций и технологий их изготовления, не существовавших ранее,

Применения CALS – технологий при создании современных АК
ПРОЕКТИРОВАНИЕ, СОЗДАНИЕ ЭЛЕКТРОННЫХ МОДЕЛЕЙ



Рис. В.4. Применение CALS-технологий при создании современных АК:
проектирование, создание электронных моделей

Применения CALS – технологий при создании современных АК ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТЫ

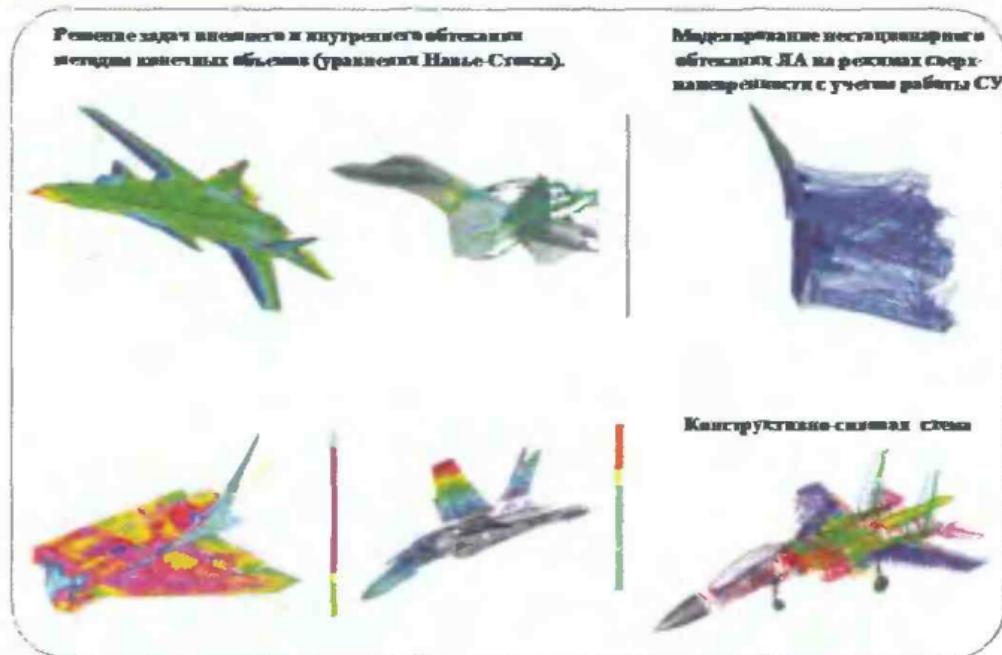


Рис. В.3. Применение CALS-технологий при создании современных АК:
проектирование, моделирование и расчеты

новых аэродинамических схем самолетов, конструкторами используются карандаш и бумага (или мел и доска во время «мозгового штурма» группой инженеров).

В дальнейшем эти идеи закладываются в компьютер для детальной проработки с использованием существующих компьютерных комплексов, создания рабочих моделей и передачи их в дальнейшее производство (рис. 4)*.

B.2. Проектирование конструкции самолета в системе общих внутренних и внешних связей

Разработке любого технического устройства предшествует потребность человека или государства в решении какой-либо задачи.

Самолет является одним из видов транспортных средств, предназначенных для перемещения пассажиров и грузов, однако он отличается от других видов транспортных средств тем, что не может быть использован автономно, как автомобиль, так как для функционирования самолета необходимо использование различных систем входящих в состав сложных авиационных комплексов.

B.2.1. Самолет — элемент сложных комплексов

Самолет является составной частью сложного авиационного комплекса (АК), кроме того, он сам представляет собой сложный самолетный функциональный комплекс (СФК), являясь главным исполнителем целевой задачи. Интегрируясь в другие сложные комплексы — авиационный эксплуатационный (АЭК) и общий авиапромышленный (ОАПК) комплексы — самолет и его конструкция (*ПЛАНИР САМОЛЕТА*)** объединяются общей системой CALS-технологий, как это условно показано на схеме рис. В.5 и в табл. В.1.

Первый уровень интеграции самолета связан с реализацией целенаправленного управляемого полета в определенных внешних условиях. На этом уровне самолет совместно с экипажем и целевой нагрузкой образует самолетный функциональный комплекс (СФК).

* Рисунки переданы автору д-ром техн. наук М.А. Локшиным.

** Здесь и далее понятия, напечатанные прописным курсивом, имеют определения в тексте.

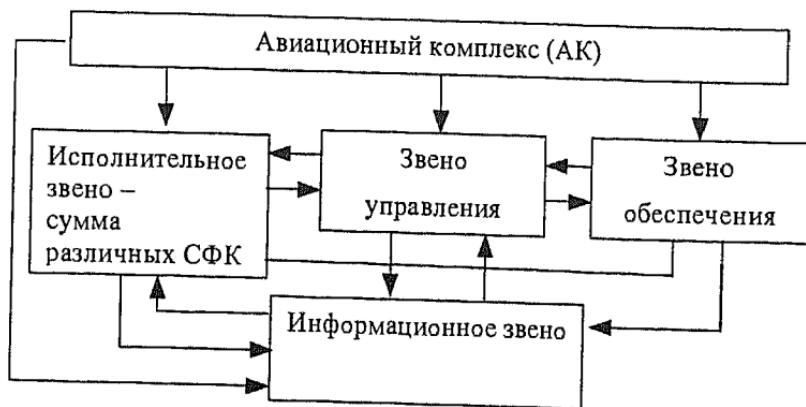


Рис. В.5. Структура взаимосвязей АК

Уровни интеграции самолета

| | | | | |
|----------------|---|-----------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------|
| Первый уровень | Самолетный функциональный комплекс (СФК) | | | |
| Второй уровень | Авиационный комплекс (АК) | | | |
| | СФК ₁ Целевые задачи | СФК ₂ Грузы, десант | СФК ₃ Аэрофото-съемка | СФК ₄ Санитарный и др. |
| Третий уровень | Авиационный эксплуатационный комплекс (АЭК) | | | |
| АК | Подготовительный комплекс | Вспомогательный комплекс | | |
| | Снаряжение, заправка | Контроль систем, регламент | Хранение, буксировка | |
| Общий уровень | Общий авиапромышленный комплекс (ОАПК) | | | |
| | ОКБ | НИИ | Сборочные заводы | Ремонтные заводы |
| | Поставщики материалов, систем, узлов, нормалей, запчастей | | | |

Смысл полета заключается в осуществлении целевой функции, определяемой видом целевой нагрузки. Задача военного целевого комплекса (СФК₁) — способность выполнить боевое задание с доста-

Таблица В.1

точной вероятностью. Задача транспортного (СФК₂) — своевременно и в полной сохранности доставить целевую нагрузку (пассажиров, груз и т.п.) от аэродрома отправления к месту назначения и т.п.

На *втором уровне интеграции самолета* осуществляется решение общей конкретной целевой задачи группой одинаковых или различных СФК, образующих оперативный авиационный комплекс (ОАК). В его составе для решения общей задачи каждый СФК реализует свои функции под управлением руководителя АК. На этом уровне значительно расширяются функции CALS-технологий (связь, сигнализация).

На *третьем уровне интеграции* самолет представляется как элемент *авиационного эксплуатационного комплекса* (АЭК) — транспортного, хозяйственного, боевого. Комплекс включает три компонента: *основной* — самолетный парк и летные экипажи; *подготовительный* — технические средства и персонал для подготовки СФК к работе (контроль исправности систем, снаряжение и заправка самолетов, обеспечение работоспособности летных экипажей и др.) и *вспомогательный* — технические средства и персонал для обеспечения вспомогательных действий на земле (хранение самолетов, буксировка и др.), а также управление действиями СФК на земле и в полете. Отсутствие какого-либо компонента или связи нарушает органическую целостность АЭК, и он утрачивает способность осуществлять воздушные операции.

Общий авиапромышленный комплекс (ОАПК), объединяет самолетостроительные КБ и НИИ, заводы и поставщики готовых изделий, полуфабрикатов и сырья. В этом комплексе самолет является и целью, и продуктом труда.

Высшей интегральной структурой в дальнейшем может явиться создание на базе CALS-технологий виртуального предприятия в пределах которого происходит интегрирование и информационно-технологическое взаимодействие в цепи Поставщик-Потребитель (см. рис. В.1).

B.2.2. Этапы существования самолета

Самолет, как и любое техническое устройство, при своем создании проходит два этапа (рис. В.6): начальный (теоретический) и жизненный (практический).

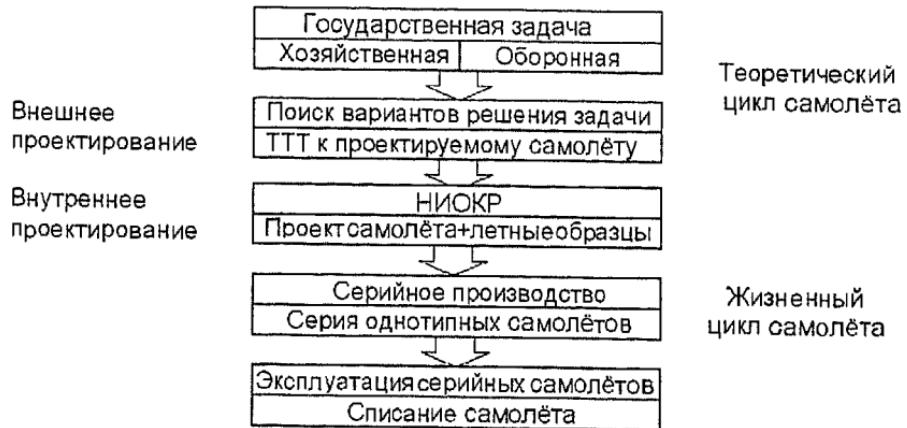


Рис. В.6. Этапы создания самолета

Начальный (теоретический) этап существования начинается с появления государственной задачи хозяйственного или оборонного вида. Поисками решения этой задачи занимаются научно-исследовательские институты (НИИ) совместно с ОКБ, привлеченными к решению этой задачи.

Анализируя методами исследования операций возможные варианты решения задачи, разрабатываются *Тактико-Технические Требования (TTT)* и *Техническое Задание (TЗ)* на проект самолета.

На этом этапе самолет, его конструкция и системы присутствуют в виде математических и логических функций, полученных на основе обработки большого статистического материала и экстраполяции существующих характеристик и возможностей самолетов. От точности выводов, полученных на этом этапе, зависит точность ТЗ и ТТТ и возможность их реализации на современном (ближайшем перспективном) уровне науки и техники самолетостроения.

Жизненный (практический) цикл существования самолета начинается с момента передачи ТТТ и ТЗ, разработанных на теоретическом этапе, на проектирование в ОКБ.

Жизненный цикл самолета состоит из трех этапов.

Первый этап — научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы (НИОКР) — включает:

- научные исследования, необходимые для разработки проекта самолета;

- проектно-конструкторские работы, необходимые для изготовления опытного образца;
- изготовление опытных конструкций, систем и самолетов и проведение их испытаний с последующей доработкой для устранения выявленных при испытаниях замечаний.

Второй этап — производство на опытных и серийных заводах необходимого количества самолетов и передача их заказчику для натурных (летных) испытаний.

Третий этап — изготовление и эксплуатация серийных самолетов до их списания после выработки установленного ресурса.

Разработка конструкции самолета является составной частью НИОКР, а также присутствует на других этапах жизненного цикла, связанных с совершенствованием самолета и разработкой различных модификаций по требованию заказчиков и эксплуатирующих организаций.

B.2.3. Этапы НИОКР

В свою очередь этап НИОКР можно условно представить в виде последовательности работ (этапов), приведенных в табл. В.2.

B.2.4. Этап предварительных изысканий и Эскизного проекта

Этап *предварительных изысканий* (или *технических предложений*) представляет собой процесс генерации множества мыслимых проектных вариантов самолета, отбора из них приемлемых, удовлетворяющих ТЗ вариантов, и выбора того из них, который позволяет реализовать ТЗ наиболее рационально. Именно этот вариант в дальнейшем выдвигается, как *Техническое предложение*, которое после согласования и утверждения становится основанием для разработки *Эскизного проекта* самолета.

Изыскания в области определения внешнего облика самолета направлены главным образом на поиск таких внешних форм самолета (аэродинамической схемы, аэродинамической компоновки), которые обеспечивают требуемые летно-технические характеристики при минимальных энергетических затратах.

Таблица В.2

Последовательность работ на этапе НИОКР

| Наименование этапа | Основные задачи | Конструкторские проработки | Итог |
|---|--|---|---|
| Предварительные изыскания (аванпроект, технические предложения) | Научные исследования. Общий вид самолета. Варианты компоновки – увязка КСС агрегатов и размещение оборудования. Проектировочные расчеты | Разработка КСС агрегатов и их увязка между собой (Функция + увязка + прочность) | Модель |
| Эскизный проект | Экспериментальные работы. Окончательная компоновка. Поверочные расчеты аэродинамики, динамики, прочности. Директивная технология изготавления самолета | Разработка конструкции узлов и агрегатов самолета (Прочность + технология + испытания) | Макет |
| Рабочее проектирование | Подготовка 3D моделей для изготавления опытных и серийных самолетов, испытания и сертификация конструкции и самолета | Разработка документации на изготовление всех деталей для заводов-изготовителей (Конструкция + технология + производство + испытания) | Опытный самолет |
| Летные испытания | Доработка проекта | Доработка документации (Эксплуатация + доработка) | Рабочий комплекс документации на серийный самолет |

В количественных исследованиях на стадии разработки технического предложения структура самолета отображается уравнением масс (уравнением весового баланса)

$$m_0 = \sum m_j$$

и уравнениями центровки (уравнениями равновесия моментов сил тяжести в избранной системе координат)

$$G_0 x_{\text{цм}} = \sum G_j x_j; \quad G_0 y_{\text{цм}} = \sum G_j y_j,$$

где m_j , G_j — составляющие массы и веса в уравнениях соответственно; x_j , y_j — координаты центров составляющих масс самолета.

На стадии разработки Технического предложения планер самолета обретает полную, хотя и не окончательную определенность в отношении состава агрегатов и внешнего вида.

На указанной стадии устанавливается круг приемлемых конструкционных материалов, прорабатываются узловые зоны конструктивно-силовой увязки частей самолета.

Конструкция планера в уравнении масс и в уравнениях центровки отображается обобщенно соответствующими средне-статическими членами этих уравнений.

Эскизное проектирование — это стадия углубленной проработки утвержденного Технического предложения. На этой стадии конструктор, принимая те или иные решения, удерживает в поле зрения всю совокупность функциональных и технологических требований к самолету.

Прорабатывая части самолета, образующие его внешнюю поверхность, а также внутреннюю компоновку, привязку систем к основным силовым элементам, кинематику механизмов, силовые коммуникации, конструктор обязан обеспечить летную эксплуатацию, рациональную технологию изготовления, ремонта и подготовки самолета, предусмотреть штатные и аварийные выходы и входы экипажа и целевой нагрузки.

Результаты эскизного проектирования получают отображение в цифровых моделях общего вида самолета, компоновки, в схеме членения самолета, а также в компьютерных схемах и 3D чертежах, отображающих принципы построения систем самолета. Обосновав-

нием указанной компьютерной (иногда графической) информации служат многочисленные и разнородные расчетные материалы, результаты экспериментов на цифровых, масштабных или натурных моделях самолета и его систем, а также натурные (деревянные) макеты самолета или его основных частей (чаще всего кабин пилотов и пассажирских салонов).

В материалах *Эскизного проекта* планер самолета получает дальнейшую определенность. Стадия эскизного проектирования вносит уточнения в очертания, характерные площади и линейные размеры планера. На этой стадии вырабатывается конструктивно-силовая схема (КСС) планера (основа, скелет конструкции), позволяющая рационально сочетать силовые коммуникации с объемной компоновкой самолета и его членением на агрегаты, секции и узлы, с характером стыков частей самолета и, в том числе, частей планера, с организацией больших и малых вырезов в конструкции планера. На основании прочностных и весовых расчетов с учетом ограничений по условиям снабжения устанавливается номенклатура конструкционных материалов и полуфабрикатов.

B.2.5. Этап разработки Технического проекта и Рабочей документации

Принципиальный состав функциональных систем самолета на стадии эскизного проектирования и, кроме того, функциональные и технологические требования к системам в целом и к каждому элементу системы в отдельности служат основанием для конструктивной проработки каждого функционального узла каждой системы.

Результатом конструктивной проработки является техническая документация (трехмерные 3D модели, программы, расчеты, экспериментальные данные, текстовые инструкции), дающая полное представление об устройстве и свойствах функциональных узлов систем, систем в целом и агрегатов самолета. Эта документация должна содержать исчерпывающие сведения о следующих характеристиках:

- функциональных свойствах (характеристиках) узлов и систем, обеспечивающих их функциональную пригодность и функциональную взаимозаменяемость;

- прочности, жесткости, вибростойкости, надежности, живучести, долговечности и других свойствах, характеризующих добротность узла, системы;
- взаимном функциональном и геометрическом согласовании компонентов узла в рамках одного узла и узлов системы в рамках всей системы;
- маршруте сборки узла и директивной технологии изготовления подсборочных единиц и деталей, комплектующих узел, агрегат;
- стыковке узлов со смежными элементами системы;
- установке узлов, систем в базовом агрегате самолета с учетом требований технологии монтажа и ремонта (установочной взаимозаменяемости, обозримости, досягаемости, контролепригодности, быстросъемности).

Полное представление об устройстве и свойствах функциональных узлов и систем в целом достигается на стадии разработки *Технического проекта*.

На стадию разработки *Рабочей документации* возлагается задача технологической отработки функциональных узлов и их деталей, а также агрегата самолета и секций агрегатов самолета в целом.

Естественно, в ходе технологической отработки узлов и деталей может возникнуть необходимость корректировки документов технического проекта во всех КБ, инстанциях и заводах, участвующих в проекте, что очень сложно сделать на практике без использования CALS-технологий.

Начальным документом, открывающим стадию технического проектирования самолета, является комплект объемных цифровых 3D моделей теоретических обводов обтекаемой поверхности самолета, фиксирующих внешнюю поверхность.

Результатом конструктивной проработки планера на стадии технического проектирования являются комплекты цифровой компьютерной документации конструкции деталей, узлов и агрегатов самолета, а также данные расчетов нагрузок и прочности всех силовых элементов конструкции, увязанные в системе CALS-технологий.

САМОЛЕТ И ЕГО ПЛАНЕР

1.1. СОСТАВ КОНСТРУКЦИИ ПЛАНЕРА САМОЛЕТА

Самолет является одним из видов транспортных средств, предназначенные для перемещения пассажиров, грузов из пункта А в пункт Б, однако он отличается от других видов транспортных средств тем, что летящий самолет *нельзя*, как автомобиль, корабль или железнодорожный состав, *внезапно остановить* в случае катастрофической ситуации или для выполнения, например срочного ремонта. Поэтому ко всем элементам сложного комплекса систем, составляющих самолет, в том числе и к его конструкции, предъявляются повышенные требования, в том числе надежности.

САМОЛЕТ — летательный аппарат тяжелее воздуха, предназначенный для транспортировки грузов (целевой нагрузки) в воздушном пространстве, использующий аэродинамическую подъемную силу крыла и снабженный двигателем, создающим тягу.

*Крыло и оперение с их органами управления, соединенные с фюзеляжем, входят в состав ПЛАНЕРА САМОЛЕТА**. Туда же входят шасси и управление.

Распределение масс самолета показано на рис. 1.1. Состав конструкции планера самолета приведен на рис. 1.2 (разбивка агрегатов на элементы условно показана только для крыла).

Структура конструкции планера самолета строго подчинена закладываемому в проектируемый самолет ряду возможностей (требований) и должна соответствовать аэродинамической схеме самолета. Разработка рациональной конструкции планера самолета и его КСС — один из ответственных этапов создания нового самолета.

* В настоящем пособии, соответствующем курсу «Проектирование конструкций самолета», согласно учебным программам МАИ на IV курсе излагаются вопросы проектирования крыла, фюзеляжа и оперения самолета. Курс «Проектирование шасси и управления» излагается на V курсе и ему соответствует свой учебник.



Рис. 1.1. Распределение масс самолета



Рис. 1.2. Состав конструкции планера самолета

Поэтому выбор параметров элементов и характеристик систем самого самолета должен осуществляться с учетом влияния всех окружающих систем, то есть *с учетом системного подхода*.

СИСТЕМА — (от греч. *systema*) — целое, составленное из частей, находящихся в связи друг с другом (БСЭ, т. 23, с. 463).

СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД — направление методологии, рассматривающее исследование объектов, как систем (БСЭ, т. 23, с. 476). В частности, **СИСТЕМНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ** — решение технической задачи для части с учетом целого [42]. Из этого вытекает проблема системного проектирования, состоящая из решения трех задач:

- 1) установление целого;

- 2) определение частей целого;
- 3) определение связей между целым и его частями.

КОНСТРУКЦИЯ — схема устройства, предусматривающая взаимное расположение частей и элементов, способ их соединения, взаимодействие, а также материал, из которого отдельные части (элементы) должны быть изготовлены (БСЭ, т. 13, с. 57).

ЭЛЕМЕНТ — деталь (или комплекс деталей), которая может участвовать в различных частях конструкции (или комплексах более высокого ранга) без изменения своих свойств.

В этом определении — конструкция — это абстрактная схема. В другом смысле — конструкция — это конкретный объект, изготовленный в соответствии с этой абстрактной схемой, то есть изделие.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ (от лат. *projectus*, буквально — брошенный вперед) — процесс создания проекта — прототипа, прообраза предполагаемого объекта (БСЭ, т. 21, с. 39), то есть процесс от создания идеи до утилизации проекта.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ САМОЛЕТА (в частности) — это определение необходимой совокупности силовых и конструктивных элементов, обеспечивающей требования, полученные при общем проектировании самолета: аэродинамическим и другим нагрузкам и условиям эксплуатации, формам и размерам свободных внутренних объемов агрегатов и др.

Это понятие может включать также изготовление опытных конструкций и подтверждение их работоспособности в процессе испытаний.

Под **ОБЩИМ ПРОЕКТИРОВАНИЕМ САМОЛЕТА** мы понимаем определение по заданным заказчиком в техническом задании (ТЗ) — типу самолета, тактико-техническим требованиям (ТТТ) и летно-техническим характеристикам (ЛТХ) — его внешнего облика, аэродинамической и объемной компоновки, массы и центровки, а также ряда характеристик, обеспечивающих возможность эксплуатации этого самолета в полете и на земле.

В книге [42] понятие **ПРОЕКТИРОВАНИЕ** определяется как создание системы — основы действий, выбора способа действий. Тогда под понятием **КОНСТРУИРОВАНИЕ** мы будем понимать — создание любой конкретной конструкции или подбор конструктивных

характеристик, определяющих основу конструкции, то есть техническое творчество.

КОНСТРУКЦИЯ ПЛАНЕРА САМОЛЕТА (или просто **КОНСТРУКЦИЯ САМОЛЕТА**) — совокупность силовых, конструктивных и стыковых крепежных элементов, выдерживающих все виды действующих на самолет нагрузок и внешних условий, возникающих при его эксплуатации.

Главной частью конструкции самолета является его **КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВАЯ СХЕМА (КСС)** — совокупность основных силовых элементов (**КАРКАС**), выдерживающая заданный уровень нагрузок и обеспечивающая требования прочности и ресурса.

Высшим критерием качества конструкции является ее *оптимальность*.

КРИТЕРИЙ — это основа оценки, позволяющая избежать субъективных суждений.

Более подробное определение **ОПТИМАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ** (упрощенно — конструкции, обеспечивающей выполнение наилучшего значения заданного критерия или их совокупности) и **РАЦИОНАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ** (конструкции, обеспечивающей практически выполнимое и наиболее возможное приближение к оптимальной), а также примеры проектирования таких конструкций приведены в гл. 11.

Изготовить теоретически рассчитанную оптимальную конструкцию очень часто невозможно по объективным (в том числе, технологическим) причинам, однако каждый конструктор должен пытаться как можно ближе приблизиться к ней, то есть создать наиболее рациональную конструкцию.

1.2. СТРУКТУРА САМОЛЕТА

1.2.1. Структура самолета при системном подходе

Самолет представляет собой совокупность взаимосвязанных сложных технических комплексов, имеющих определенное функциональное назначение, и обеспечивающих выполнение самолетом его целевого назначения, что показано в таблице.

Функциональное назначение комплексов самолета

| САМОЛЕТ | | | |
|---|---------------------------------------|---|---|
| Целевой комплекс (ЦК) | Несущий комплекс (НК) | Энергетический комплекс (ЭК) | Комплекс управления (КУ) |
| Целевая нагрузка: - пассажиры; - грузы; - боевая нагрузка; - аппаратура Система снаряжения | Крыло Фюзеляж Оперение Шасси | Силовая установка Топливо Гидросистема Пневмосистема Электросистема | Система управления полетом Пневмосистема Система радиосвязи Радиолокационные системы Бортовые ЭВМ |
| Защитные системы комплексов | | | |

Целевой комплекс состоит из *целевой нагрузки*, систем и снаряжения, обеспечивающих ее функционирование, жизнеобеспечение и спасение.

Несущий комплекс обеспечивает поддержание целевой нагрузки в пространстве и на земле.

Энергетический комплекс обеспечивает самолет энергией, необходимой для его перемещения в пространстве, работы его бортовых компьютерных систем, электро- и радиооборудования, пневматических и гидравлических систем, а также комфортное пребывание в самолете целевой нагрузки (пассажиров).

Комплекс управления обеспечивает определение и положения самолета в пространстве и управлением его движения по заданной траектории.

Каждый комплекс в свою очередь состоит из:

- систем и агрегатов, обеспечивающих его жизнедеятельность и функционирование;
- системы управления;
- систем энергоснабжения;
- систем защиты.

Например, *защитные системы конструкции планера* обеспечивают защиту от коррозии, обледенения, накопления статического электричества, случайного повреждения при эксплуатации, внеш-

ней эрозии от набегающего потока, в случае необходимости — теплозащиту и защиту от других вредных воздействий.

Выбор параметров и элементов систем и подсистем самолета должен осуществляться с учетом их взаимного влияния. Только в этом случае можно найти наилучшее решение. В этом смысле *системного проектирования*.

1.2.2. Понятие об эффективности самолета

ЭФФЕКТИВНОСТЬ — это соотношение полезного эффекта и затрат для его получения (максимального эффекта при фиксированных затратах или минимальных затратах при заданном эффекте).

Из условия уравновешивания сил, действующих на самолет во время установившегося горизонтального полета (рис. 1.3) имеем (так называемое *УРАВНЕНИЕ СУЩЕСТВОВАНИЯ САМОЛЕТА*):

$$Y = G = mg;$$

$$X = P,$$

где Y — подъемная сила самолета; G — взлетный вес самолета; m — масса самолета; g — ускорение силы тяжести; P — тяга двигателя; X — сила лобового сопротивления.

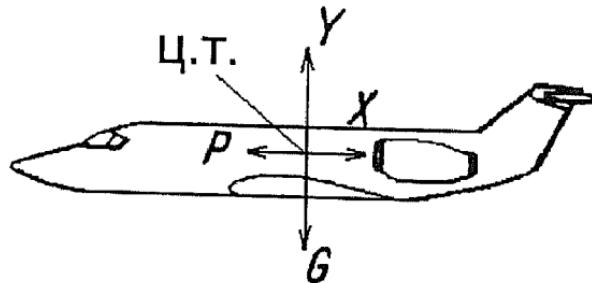


Рис. 1.3. Силы, действующие на самолет в горизонтальном полете

Взлетную массу самолета m_0 можно представить в виде суммы составляющих масс (так называемое *УРАВНЕНИЕ ВЕСОВОГО БАЛАНСА САМОЛЕТА* [28]):

$$m_0 = m_k + m_t + m_{cy} + m_{ob} + m_{chap} + m_{ek} + m_{zh}, \quad (1.1)$$

где m_k — масса конструкции; m_t — масса топлива; m_{cy} — масса силовой установки; m_{ob} — масса оборудования; m_{snap} — масса снаряжения; m_{ek} — масса экипажа; m_{ch} — масса целевой нагрузки (пассажиров).

Здесь под массой конструкции (массой планера) самолета подразумевается масса пустого самолета за вычетом масс силовой установки, съемного и несъемного оборудования. При расчете массы планера следует иметь в виду чрезвычайно важное обстоятельство: стабильность отношения массы планера к полетной массе для определенного типа самолета, например, для дозвуковых пассажирских самолетов $m_k / m_0 = 0,28 \dots 0,3$ [27, 28]. Если эта характеристика планера спроектированного самолета превышает указанное значение, то конструкция считается неудачной.

Целевая эффективность самолета как транспортного средства определяется долей массы целевой нагрузки, которую самолет может перевезти за один полет при прочих равных условиях, то есть $m_k + m_t + m_{cy} + m_{ob} + m_{snap}$ — необходимая «расплата» за перемещение целевой нагрузки $m_{ch} + m_{ek}$ самолета из пункта *A* в пункт *B*. При этом главным в достижении наибольшей эффективности является получение минимальной массы конструкции самолета.

Особое место занимает понятие *боевая эффективность* военного самолета, которую можно оценить *вероятностью выполнения боевого задания* одним или несколькими (группой) самолетами.

В предыдущих и последующих главах используется ряд общих понятий, в том числе *масса, нагрузка* и другие. Приведем принятые здесь определения.

«*МАССА — физическая величина, одна из основных характеристик материи, определяющая ее инерционные и гравитационные характеристики*» (БСЭ, т. 15, с. 448), если принять это определение, то тут же необходимо разъяснить, что такое *инерция*.

ИНЕРЦИЯ — свойство материальных тел, находящее отражение в 1-м и 2-м законах механики. Мерой инерции является его МАССА (БСЭ, т. 10, с. 271—272). Теперь понятно, как сложно объяснить это «свойство материи» не только опытному инженеру-конструктору, но и Большой Советской Энциклопедии (тут же, в БСЭ, «*инженер — специалист с высшим техническим образованием*»).

Если попроще, то чем больше масса, тем труднее изменить положение тела в пространстве.

Масса обозначается *M* или *m*, в системе СИ *масса* измеряется в килограммах (кг).

НАГРУЗКА — любая внешняя сила (воздействие), заставляющая конструкцию деформироваться. При нагрузке деформация возникает всегда, хотя ее величина может быть ничтожно малой.

ДЕФОРМАЦИЯ — изменение относительного положения частич тела, связанное с их перемещением (БСЭ, т. 8, с. 171), для конструкции — изменение при нагружении размеров и формы сечений деталей или искривление осей элементов конструкции.

ПЕРЕГРУЗКА — отношение ускорения движущегося тела (или точки тела) к ускорению свободного падения $\pm n = \frac{a}{g}$.

СИЛА ИНЕРЦИИ — векторная величина, численно равная произведению массы тела на его ускорение и направленная противоположно ускорению, (БСЭ, т. 23, с. 359). На практике ее часто называют **ИНЕРЦИОННАЯ НАГРУЗКА**.

Перегрузка для конструктора очень важное понятие, поскольку внешние нагрузки, действующие на элементы конструкции самолета, суммируются с инерционными нагрузками, пропорциональными весу конструкции, умноженному на перегрузку. Инерционные нагрузки увеличивают или уменьшают нагрузку на конструкцию.

Внешняя аэродинамическая нагрузка *Y* (см. рис. 1.3) связана с

величиной перегрузки $\pm n = \frac{a}{g}$, возникающей при эксплуатации са-

молета ($Y = mg \frac{a}{g} = ma$, при горизонтальном установившемся движе-

нии перегрузка $n_y = +1$).

Знак «+» соответствует ускорению движения, например, при ускорении горизонтального полета инерционная нагрузка, вызванная перегрузкой, производит эффект действия на тело в направлении против движения (сидящий в кресле движущегося самолета прижимается к спинке кресла), знак «-» соответствует замедлению

движения, в этом случае инерционная нагрузка действует на тело по направлению движения.

Внешние нагрузки, действующие на самолет можно разделить на две группы:

1) имеющие закономерную, строго рассчитываемую определенную величину. Например: нагрузка при маневре, наборе высоты, пикировании, стоянке, горизонтальном полете и т.д.;

2) случайные, рассчитываемые по их статистическим обобщениям, например: нагрузки при полете в неспокойной атмосфере («болтанка»), от неровностей аэродрома при взлете и посадке, от тряски при транспортировке и т.п.

Нагрузки первой группы рассчитываются достаточно точно, и можно определить их величину, направление, частоту изменения. Нагрузки второй группы определяются статистическими законами распределения вероятности возникновения возмущений той или иной величины в зависимости от условий эксплуатации летательного аппарата и длительности их действия.

Распределение случайных нагрузок (например, нагрузка от неспокойного воздуха или порыв) накладывается на маневренную нагрузку, и можно предположить, что в какой-то момент случайная максимальная нагрузка совпадет с маневренной максимальной нагрузкой.

Совпадение максимальных эксплуатационных нагрузок повторяется редко, может быть, один—два раза в течение всего срока эксплуатации самолета, но при этом его конструкция может получить остаточные деформации, исключающие возможность его дальнейшей эксплуатации.

Это значит, что при расчете конструкции на прочность необходимо заложить либо дополнительный запас прочности, либо искусственно увеличить величину действующих нагрузок в расчетах, либо снижать уровень допустимых напряжений до значений предела пропорциональности $\sigma_{п.ц} \approx \sigma_{0,2}$.

Кроме того, неточность расчетных методик, незамеченные дефекты конструкции или прочность материалов в силовых элементах ниже стандартных значений могут привести к разрушению конструкции при эксплуатационной нагрузке меньше допустимой.

МАКСИМАЛЬНАЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ НАГРУЗКА — это максимальная величина нагрузки, которая может воздействовать на конструкцию во время срока эксплуатации самолета, обозначается $P_{\text{экспл}}$. Считается, что при этой нагрузке конструкция самолета и ее элементы не должны иметь остаточных деформаций.

Чтобы исключить возможность появления остаточных деформаций или неожиданного разрушения конструкции, при расчетах на прочность принимают значения нагрузок, которые получаются при увеличении максимальных эксплуатационных нагрузок на величину **КОЭФФИЦИЕНТА БЕЗОПАСНОСТИ** f , определенном в нормативном документе АП-25 (Авиационные правила [2]). **РАСЧЕТНАЯ НАГРУЗКА** — максимальная нагрузка с учетом коэффициента безопасности, которую должна выдержать конструкция без разрушения при испытаниях на прочность, обозначается $P_{\text{расч}}$.

При применении расчетных нагрузок для расчетов на статическую прочность максимальные значения разрушающих напряжений принимают равными σ_b или τ_b .

1.3. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К КОНСТРУКЦИИ ПЛАНЕРА САМОЛЕТА

1.3.1. Общие требования. АП-25

Общие требования к конструкции самолетов ранее были изложены в нормативных документах: «Нормы прочности», ЕНЛГС-95.

В настоящее время основные требования для пассажирских самолетов изложены в авиационных правилах АП-25 (зарубежные аналоги — FAR-25, JAR-25) и других документах (например, требованиях к обязательной сертификации самолетов, АП-36), предусматривающих единый подход к проектированию конструкции самолетов и их агрегатов, обеспечивающий безопасность полетов.

Основными требованиями к конструкции планера «самолет», согласно АП-25, являются:

А. Минимальный **КОЭФФИЦИЕНТ БЕЗОПАСНОСТИ** f принимается равным 1,5.

Дополнительные значения коэффициентов принимают для конкретных деталей и мест конструкции, например, для отливок ответственных деталей $f = 1,25 \dots 2$ в зависимости от методов контроля. (например, в зоне больших вырезов фюзеляжей или отсеков, работающих под давлением коэффициент может быть увеличен до $f = 3 \dots 3,5$). Для деталей и конструкций из КМ дополнительные значения коэффициентов безопасности будут приведены в гл. 12.

Запомним:

РАСЧЕТНАЯ НАГРУЗКА равна произведению **ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАГРУЗКИ** на коэффициент безопасности:

$$P_{\text{расч}} = P_{\text{экспл}} \cdot f,$$

Б. Должны быть приняты все возможные конструктивные меры для того, чтобы минимизировать риск повреждения обломками двигателя или систем при их возможном разрушении.

В. Внешняя нагрузка на самолет зависит от величины перегрузки $\pm n = \frac{a}{g}$, возникающей при эксплуатации самолета (знак «+» соответствует направлению действующих сил, например, аэродинамической «Y» вверх и тяги двигателя «P» вперед, а знак «-» — наоборот). При этом уравновешивающие силы (вес G , лобовое сопротивление P или инерционные силы, равные $ma = mg a/g = Ga/g$) также пропорциональны перегрузке n . Чем больше перегрузка, тем больше и нагрузка.

Для расчетных случаев сечений конструкции планера берутся нагрузки, возникающие от значений перегрузок при маневре (точки 1...6 на рис. 1.4), и соответствующие линии порывов для скоростей B' , C , ..., F , G' при полете в неспокойном воздухе (рис. 1.5). На рис. 1.4 и 1.5 обозначено:

V_A — расчетная маневренная скорость;

V_B — расчетная скорость при максимальной интенсивности порыва в точке B ;

V_C — расчетная крейсерская скорость;

V_D — скорость пикирования;

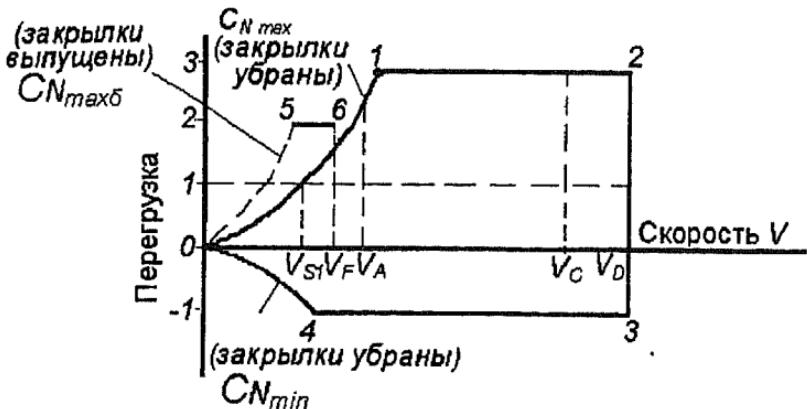


Рис. 1.4. Огибающая допустимых перегрузок при маневрах

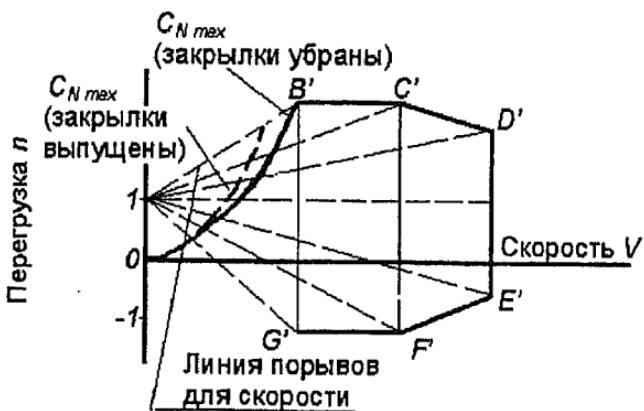


Рис. 1.5. Огибающая перегрузок при полете в неспокойном воздухе

V_F — скорость взлета и посадки;

V_G — скорость при максимальном взлетном весе в точке G ;

V_S — скорость срыва (сваливания).

Г. Конструкция самолета должна быть такой, чтобы в случае аварийной посадки на землю или на воду обеспечить безопасность пассажиров и экипажа при перегрузках:

вверх — 3,0g;

вниз — 6,0g;

вперед — 9,0g;

назад — 1,5g;

в сторону — 3,0g для планера и 4,0g для кресел.

Д. Для пассажирских самолетов значение **МАКСИМАЛЬНЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПЕРЕГРУЗОК** 2...2,5g, но не более 3,8g. Минимальная величина не менее 1,0 g.

Е. Конструкция при статических испытаниях должна выдерживать расчетную нагрузку без разрушения в течение 3 с.

При расчете самолетных конструкций на прочность принято, что при максимальной эксплуатационной перегрузке n_{\max}^{ϑ} , напряжение в конструкции не должно превышать $\sigma_{0,2}$, а при разрушающей нагрузке, соответствующей **МАКСИМАЛЬНОЙ РАСЧЕТНОЙ ПЕРЕГРУЗКЕ** $n_{\max}^p = n_{\max}^{\vartheta} \cdot f$, не должно превышать σ_b .

Для большинства авиационных материалов отношение $\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_b} \geq 0,67$, поэтому для летательных аппаратов многократного действия минимальное значение коэффициента безопасности $f = 1,5$.

Для одноразовых летательных аппаратов, где остаточные деформации допустимы, величина f может быть меньше, и принимается в пределах 1,2...1,5.

1.3.2. Требования при проектировании рациональных конструкций самолета

Кроме общих обязательных требований, определенных АП-25, рациональная конструкция самолета должна удовлетворять также множеству требований, ниже приводятся основные из них.

1. МИНИМАЛЬНАЯ МАССА КОНСТРУКЦИИ.

МИНИМАЛЬНАЯ МАССА КОНСТРУКЦИИ — возможная наименьшая масса конструкции самолета при обеспечении заданной прочности и жесткости.

Критерий качества — минимальная относительная масса конструкции m_k / m_0 :

для пассажирских самолетов — $m_k / m_0 = 0,28...0,3$;

для бомбардировщиков — $m_k / m_0 = 0,23...0,28$;

для истребителей — $m_k / m_0 = 0,3...0,35$.

Целесообразность этого требования покажем на следующих примерах:

поделив все члены уравнения (1.1) на m_0 , получим *уравнение весового баланса самолета в относительных величинах*:

$$1 = \overline{m_k} + \overline{m_t} + \overline{m_{cy}} + \overline{m_{ob}} + \overline{m_{chnap}} + \frac{\overline{m_{ek}} + \overline{m_{ch}}}{m_0},$$

где m_i — относительные массы составляющих взлетной массы самолета.

Из уравнения (1.1) следует, что при увеличении m_k необходимо: либо уменьшить массу целевой нагрузки m_{ch} , но тогда уменьшается грузоподъемность, либо уменьшить массу топлива m_t , но тогда уменьшается дальность полета и т.п.

Из условия уравновешивания сил, действующих на самолет во время установившегося горизонтального полета (перегрузка $n = 1$, см. рис. 1.3), следует:

$$Y = G = C_y \frac{\rho_h V^2}{2} S; \quad (1.2)$$

$$X = P = C_x \frac{\rho_h V^2}{2} S; \quad (1.3)$$

$$\frac{Y}{X} = \frac{G}{P} = \frac{C_y}{C_x} = K, \quad (1.4)$$

где K — *аэродинамическое качество самолета*.

Из формулы (1.2) следует: (если $V = \text{const}$), чем меньше $m_0 g = G$ (вследствие того, что $\rho_h = 2m_0 g \cdot C_y \cdot V^2 \cdot S$), тем меньше может быть плотность воздуха ρ_h , следовательно, высота полета h (потолок) может быть выше.

Если маневр (перегрузка $n_{man} > 1$) $Y = n_{man} mg$, то чем меньше m , то перегрузка $n_{man} = Y/mg$ может быть больше, следовательно, лучшая маневренность самолета (меньше радиус разворота).

Из формулы (1.4) следует, если аэродинамическое качество принять постоянным:

$$K = \frac{C_y}{C_x} = \frac{mg}{P_{\text{потр}}} = \text{const},$$

то, чем меньше mg , тем меньше может быть потребная тяга $P_{\text{потр}}$, следовательно, меньше расход топлива, меньше масса двигателя или может быть больше дальность полета самолета.

Минимальная масса конструкции обеспечивается:

- применением *рациональной КСС*, конструкции деталей;
- применением материалов с более высокой *удельной прочностью*;
- повышением *допустимых напряжений*;
- применением новых *прогрессивных конструкций* и технологических процессов;
- уменьшением допусков и минимально возможных толщин, а также другими мероприятиями.

2. ПРОЧНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ.

ПРОЧНОСТЬ — свойство твердых тел (детали, конструкции) сопротивляться разрушению, а также необратимому изменению формы, БСЭ, т. 21, с. 163 (то есть выдерживать действующие нагрузки без разрушения или пластической деформации).

В авиации *ПРОЧНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ* — способность конструкции выдерживать все виды действующих при длительной эксплуатации нормированных суммарных нагрузок без ухудшения аэродинамических и технических характеристик самолета, заданных в тактико-технических требованиях (ТТТ) и летно-технических характеристиках (ЛТХ). В том числе:

СТАТИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ — способность выдерживать одноразовое действие максимально допустимых нагрузок. Статическим испытаниям на прочность конструкции подвергается первый изготовленный самолет;

ДИНАМИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ — способность детали или конструкции выдерживать повторное циклическое (малая частота, большая амплитуда), вибрационное или акустическое нагружение;

ВИБРОАКУСТИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ — прочность при длительном воздействии нагрузок большой частоты и малой амплитуды.

Для проведения вибродинамических испытаний предназначен второй изготовленный самолет,

Критерием прочности является коэффициент ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ η — отношение предела прочности к наибольшему расчетному напряжению [35] или отношение допустимых нагрузок (допустимых напряжений $[\sigma]$) к расчетным действующим нагрузкам (действующим напряжениям σ_d).

При $\eta < 1$ — непрочно, при $\eta > 1$ — излишняя прочность.

ДОПУСТИМАЯ НАГРУЗКА (ДОПУСТИМОЕ НАПРЯЖЕНИЕ) — величина нагрузки (напряжения), ограниченная, например, требованиями рабочей температуры, ресурса, флаттера, живучести, отсутствия потери устойчивости, остаточной прочности после коррозии, ползучести при длительном воздействии температуры и нагрузки, отсутствия остаточных деформаций и другими.

Допустимые напряжения далее в тексте обозначаются: $[\sigma]$ и $[\tau]$.

Прочность обеспечивается применением проверенных методов расчета и освоенных промышленностью материалов с сертифицированными минимальными значениями предела прочности, регламентированием расчетных случаев и величин расчетных нагрузок с коэффициентом безопасности, проведением всевозможных испытаний на прочность.

3. ЖЕСТКОСТЬ КОНСТРУКЦИИ.

ЖЕСТКОСТЬ — свойство конструкции, характеризуемое величиной деформации приложении нагрузки, или, другими словами, степень деформации детали, силового элемента при действии нагрузки («Способность тела или конструкции сопротивляться образованию деформации», БСЭ, т. 9, с. 181).

НЕОБХОДИМАЯ ЖЕСТКОСТЬ КОНСТРУКЦИИ — способность конструкции самолета иметь при максимальной эксплуатационной нагрузке заданный допустимый уровень упругих деформаций (прогибы, крутки), не ухудшающий требуемых аэrodинамических характеристик самолета и обеспечивающий также аэроупругую устойчивость.

АЭРОУПРУГАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ — отсутствие флаттера, бафтина или дивергенции при достижении самолетом установленного ограничения максимального скоростного напора.

Критерий — допустимые значения деформации конструкции при статическом и динамическом нагружении.

Необходимая жесткость конструкции обеспечивается:

- применением проверенных методов расчета;
- регламентированием деформаций и упругих характеристик агрегатов конструкции самолета и подтверждением их наземными, летными испытаниями и другими мероприятиями.

Упругие деформации проверяют на втором изготовленном самолете при *максимальных эксплуатационных нагрузках*. На этом же самолете определяют и жесткостные характеристики конструкции агрегатов (например, собственные частоты колебаний).

4. НЕОБХОДИМЫЙ РЕСУРС КОНСТРУКЦИИ.

РЕСУРС (*суммарные часы полета, наработка*) — способность конструкции выдерживать заданное в ТТТ общее время полетного нагружения без нарушения прочности при условии регламентных профилактических мероприятий, ремонта и исправления случайных дефектов (повреждений).

Критерий ресурса: время наработки, ч

для пассажирских самолетов — 40000...60000;

для истребителей — 1500...2000;

для бомбардировщиков — 4000...5000.

Критерий долговечности: время эксплуатации для пассажирских самолетов — 20...25 лет.

На рис. 1.6 показан типовой цикл нагрузок, действующих на маневренный самолет во время взлета, полета и посадки.

На рис. 1.7 приведен характерный вид «*кривой Веллера*», показывающей изменение разрушающих напряжений детали в зависимости от числа циклов нагружения. При действующих напряжениях, равных или меньших

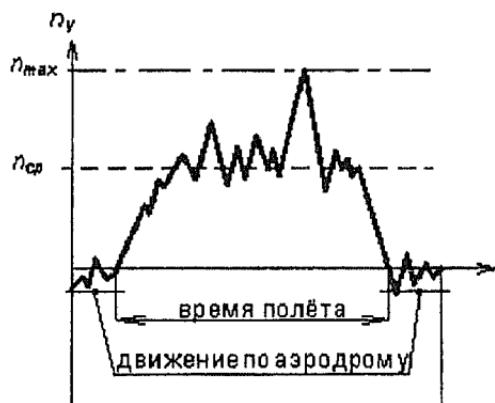


Рис. 1.6. Типовой цикл нагружения



Рис. 1.7. Кривая Веллера

ПРЕДЕЛА УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ σ_1 , испытываемый образец конструкции может выдержать практически бесконечное число циклов нагружения N .

УСТАЛОСТЬ — изменение свойств материалов при воздействии знакопеременных (циклических) нагрузок.

Эту зависимость используют при определении допустимых напряжений при циклическом нагружении и расчете ресурса конструкции (см. разд. 5.5).

В общем случае прочность и ресурс обеспечиваются:

- уменьшением допустимых напряжений или увеличением коэффициентов безопасности;
- применением комплекса более совершенных расчетных методов и проведением многочисленных испытаний опытных образцов конструкций;
- применением более прочных и пластичных материалов и др.

Для подтверждения ресурса проводятся летные испытания, для которых предназначается третий изготовленный самолет.

5. НАДЕЖНОСТЬ

НАДЕЖНОСТЬ — свойство конструкции сохранять работоспособность в течение заданного времени полета при воздействии нормированных нагрузок и условий полета.

Критерий — вероятность безотказной работы $P(T)$ за время полета T .

На рис. 1.8 по оси абсцисс показано соотношение статической нагрузки и прочности, а по оси ординат — частота появления их текущих значений. На графике отмечена штриховкой зона, когда прочность меньше нагрузки, вероятность поломки повышенная. На рисунке обозначены: $Q_{\text{экспл}}$, $Q_{\text{расч}}$ — нагрузка; R — прочность; $t(Q)$, $t(R)$ — плотности вероятностей.

Тогда вероятность разрушения будет определяться из выражения:

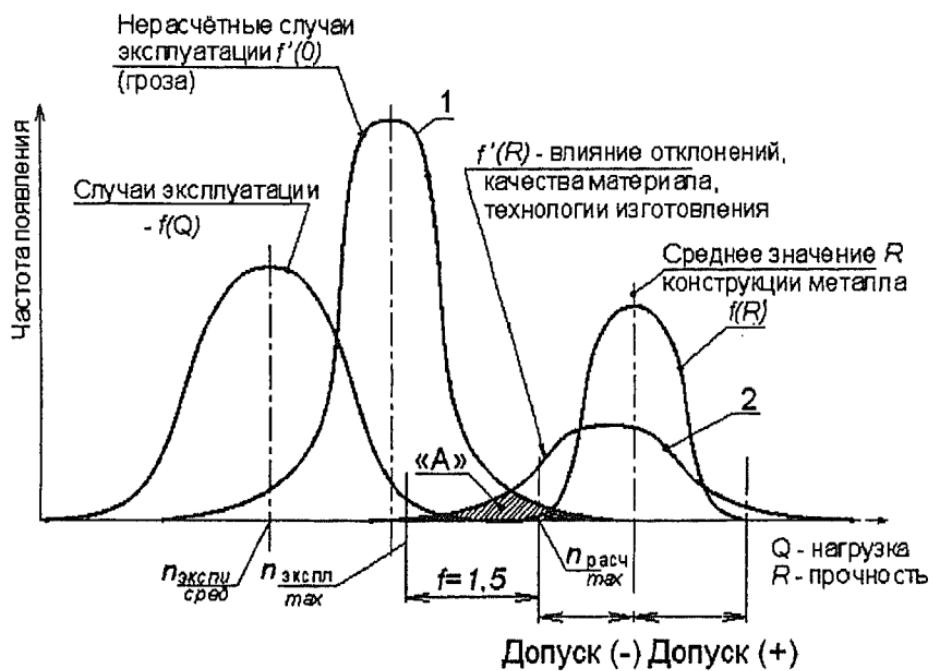


Рис. 1.8. Зона возможного разрушения конструкции (заштрихованная область)

$$P(Q^{\text{экспл}} | R) = \int \int t(Q^{\text{экспл}}) t(R) dQ^{\text{экспл}} dR.$$

Вероятность остаточных деформаций:

$$P(Q^{\text{расч}} | R) = \int \int t(Q^{\text{расч}}) t(R) dQ^{\text{расч}} dR.$$

Разрушение конструкции произойдет, когда максимальная эксплуатационная нагрузка превысит фактическую прочность конструкции, то есть $R < Q^{\text{экспл}}$ — условие разрушения. При этом вероятность определяется возможностью совпадения событий R и Q , то есть произведением вероятностей $P(Q|R)$, что характеризуется попаданием значений Q и R в площадь «A» (рис. 1.8).

При возможном превышении допустимых значений нагрузок (кривая 1) или при ухудшении технологии изготовления или характеристик материала (кривая 2), площадь «A» увеличивается, то есть вероятность разрушения становится больше.

Надежность конструкции обеспечивается:

- снижением действующих напряжений;
- увеличением коэффициента безопасности;
- ужесточением технологических режимов;

— усилением методов контроля материалов, улучшением технологических режимов и другими методами.

6. ЖИВУЧЕСТЬ.

Под **ЖИВУЧЕСТЬЮ** здесь понимается способность конструкции функционировать при воздействии нерасчетных (не заданных в ТЗ) условий работы, например, превышения нормируемых нагрузок, попадания снаряда и др. При этом из-за возможного повреждения силовых элементов конструкции допустимая перегрузка может быть значительно меньше заданных значений n_{max} .

Критерий живучести: при серьезном повреждении конструкции необходимо только долететь до запасного аэродрома без аварии или катастрофы.

Живучесть конструкции обеспечивается:

- распределением нагрузки по нескольким силовым элементам (например, увеличением количества лонжеронов);
- бронированием жизненно важных систем;
- защитой от пожара и взрыва топливных баков и др.

7. ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ.

ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ — комплекс свойств конструкции, позволяющий применять при ее изготовлении технологические процессы, обеспечивающие высокое качество при минимальных затратах труда, а следовательно, и минимальной стоимости.

Критерий технологичности: минимум трудоемкости производства изделия — количество нормо-часов, затрачиваемых на изготовление одного изделия.

Требования производственной технологичности обеспечиваются комплексом мероприятий перечисленных в разд. 5.1. При выполнении требований производственной технологичности следует помнить что это, как правило, увеличивает массу конструкции и, следовательно, ухудшает ЛТХ самолета.

8. РЕМОНТОПРИГОДНОСТЬ (ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ).

Под *РЕМОНТОПРИГОДНОСТЬЮ* или *ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬЮ* подразумевается *свойство конструкции, обеспечивающее минимальные трудозатраты на эксплуатационное обслуживание самолета, исправление дефектов и ремонт.*

Критерий ремонтопригодности: *ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ТРУДОЕМКОСТЬ* — количество «нормо-часов», затрачиваемых для обеспечения одного часа налета или *КОЭФФИЦИЕНТ ГОТОВНОСТИ* самолета — количество работоспособных самолетов (готовых к полету) из общего числа, предназначенных для эксплуатации в данный момент.

Ремонтопригодность обеспечивается удобством подхода к местам конструкции, требующим поверки и осмотра, замены составных частей, регулировки и смазки, а также проведения ремонта. Требует наличия люков и разъемов в конструкции, датчиков, контролирующих состояние конструкции, разъемов для подключения обслуживающей аппаратуры и других организационных или конструкторских мероприятий, что в конечном итоге также приводит к увеличению массы конструкции самолета.

9. МИНИМАЛЬНАЯ СТОИМОСТЬ КОНСТРУКЦИИ.

МИНИМАЛЬНАЯ СТОИМОСТЬ КОНСТРУКЦИИ — достигается применением: *дешевых материалов; наиболее распространенных простых технологических процессов; дешевой рабочей силы и др.*

Следует учитывать, что экономически эффективны те самолеты, которые имеют превышение доходов от их использования над расходами по их созданию и эксплуатации.

Критерий: минимальные затраты для получения заданного полезного целевого эффекта.

Стоимость конструкции — это всегда компромисс между желаемым и возможным. При оценке стоимости конструкции всегда следует помнить, что уменьшение массы конструкции имеет стоимостной эквивалент [28], так как приводит к уменьшению требуемого количества топлива и взлетной массы самолета, повышению эффективности выполнения задач. Методика оценки экономической эффективности применения более дорогих, но более легких конструкций рассмотрена в гл. 14.

Каждое из перечисленных требований к конструкции противоречит каким-либо другим. Выполнение большинства перечисленных требований связано с увеличением массы конструкции планера самолета, то есть противоречит самому первому требованию.

Одновременное максимальное удовлетворение всех требований невозможно.

В данном пособии при определении оптимальных конструкций принято, что «оптимизация» проводится при наложении ряда ограничений как на возможное количество параметров оптимизации, так и на все варьируемые характеристики, при этом в качестве критерия учитывается **минимум массы конструкции** при обязательном обеспечении статической прочности.

Оптимальное проектное решение — это такой допустимый проект, реализация которого приводит к созданию объекта настолько хорошего в отношении некоторой количественной меры его эффективности и полезности, насколько это возможно.

1.4. ФУНКЦИИ ПЛАНЕРА В СИСТЕМЕ САМОЛЕТА

Первая функция и основное качество планера — его аэродинамические свойства.

Конфигурация аэродинамических поверхностей самолета подчинена заложенным в техническом задании (ТЗ) на проектирование Летным Техническим Характеристикам (ЛТХ): дальности и скорости полета, весу снаряженного самолета, его маневренным характеристикам. Эти характеристики взаимозависимо определяют потребные несущие свойства планера (в частности, размеры несущих поверхностей), его лобовое сопротивление, конфигурацию его управляющих поверхностей. Это *главная* функция планера.

Вторая функция планера — *установочная*. Планер должен обеспечивать возможность установки и объединения всех систем и оборудования в самолете — размещение их внутри или подвески сна-

ружи с сохранением необходимых аэродинамических свойств самолета в целом.

Установка элементов систем самолета на планере может быть *непосредственной*. В этом случае элемент крепится к конструкции. Однако чаще эти элементы устанавливаются с помощью промежуточных устройств, *опосредованно*. Так, например, установку элементов целевой нагрузки можно иллюстрировать следующими цепочками: *пассажир* — кресло — фюзеляж; *груз* — контейнер — фюзеляж; *бомбы* — замки — кассеты; *ракеты* — пylon — крыло (или фюзеляж) и т.д.

Планер реализует *третью* функцию — *эргонометрическую*: обеспечивает экипажу условия, необходимые для выполнения им служебных функций (а пассажирам комфортные условия полета). Устройство планера должно обеспечивать поле внешнего обзора из кабин пилотов, штурмана, операторов (фонари, блистеры), рабочие пространства для рационального взаимного размещения членов экипажа и расположение рычагов управления (пульта), приборов, аппаратуры.

Планер выполняет и *четвертую* функцию — *внешнюю защиту* по отношению ко всем элементам систем и целевой нагрузки от скоростного напора набегающего потока, разреженной атмосферы, звукоизоляцию, теплозащиту и пр.

Пятая функция планера — *эксплуатационная* — заключается в том, чтобы обеспечить рациональные пути загрузки самолета (входа и перемещения пассажиров или другой целевой нагрузки), заправки, входа и перемещения экипажа, а также быстрое освобождение, покидание самолета в нормальных и аварийных обстоятельствах. Важным фактором является доступ к агрегатам самолета в ремонтно-профилактических и эксплуатационных целях, чем зачастую определяется количество и положение технологических разъемов планера и эксплуатационных люков.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И ПОРЯДОК ДЕЙСТВИЙ КОНСТРУКТОРА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ КОНСТРУКЦИЙ

Разработка конструкции или проектирование подразумевает процесс наделения конструкции рядом свойств, определенных требованиями, предъявляемыми к конструкции самолета.

Для разработки рациональных конструкций инженер должен:

- знать функциональное назначение и особенности работы всех деталей конструкции;
- уметь связывать детали в конструктивно-силовую схему (КСС) узлов и агрегатов планера самолета;
- знать и уметь применять существующие методики расчета на прочность;
- грамотно выбирать материалы и технологические процессы для изготовления конкретных деталей, соединений, узлов и агрегатов конструкций;
- учитывать особенности эксплуатации конструкции и защищать ее от неблагоприятных воздействий.
- твердо усвоить и понимать алгоритм конструирования.

Под *алгоритмом конструирования* понимают последовательность (порядок) действий конструктора при разработке деталей и конструкций:

1. Обеспечение функционального назначения разрабатываемой конструкции.
 2. Разработку или выбор рациональной конструктивно-силовой схемы.
 3. Выбор рационального конструкционного материала.
 4. Выбор рациональной технологии изготовления.
- Для начала рассмотрим порядок действий конструктора на простейшем практическом примере, взятом из повседневной жизни.

2.1. ПРИМЕР ДЕЙСТВИЙ КОНСТРУКТОРА ПРИ СОЗДАНИИ ПРОСТЕЙШЕЙ КОНСТРУКЦИИ

В этом разделе изложен порядок действий конструктора, которого автор придерживается во всех главах настоящего пособия*.

Как правило, работа конструктора начинается с *ЗАДАНИЯ* (*техническое задание — ТЗ*): «Вот тебе требования и ограничения: надо быстро(!) сделать хорошую, легкую, красивую и дешевую конструкцию (прочную — само собой разумеется!)».

После этого, конечно, сначала можно рассердиться, так как одно требование противоречит другому («хорошая» — «дешевая», да еще «быстро»). Затем, уже успокоившись, можно приступить к работе.

Простейший пример бытового «конструирования»: ПОПРОСИЛИ СДЕЛАТЬ ТАБУРЕТКУ.

Кому-то может показаться странным: самолет и какая-то табуретка. Что может быть общего? Конструктивная схема табуретки и характер ее работы очень схожи с конструктивной схемой и работой подмоторной рамы двигателя самолета (рис. 2.1, [11]) при реверсе тяги (или для двигателей с «толкающей» тягой).

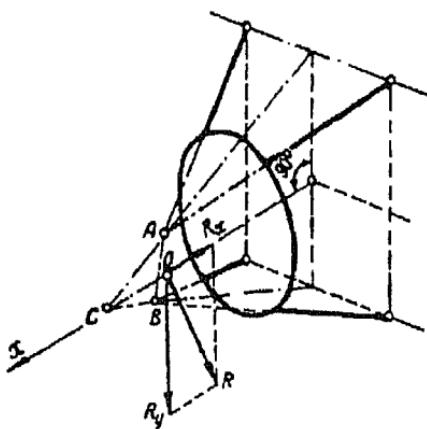


Рис. 2.1. Схема нагружения подмоторной рамы самолета

* Другой автор, опираясь на собственный производственный или преподавательский опыт, может использовать и другой порядок действий, однако общий принцип действий при вариантности выбора решений остается тот же.

Итак, предмет конструирования — ТАБУРЕТКА — прототип авиационной конструкции.

ПОРЯДОК ДЕЙСТВИЙ КОНСТРУКТОРА

Пункт 1. Конструктору задают исходные данные.

1) ОБСТАНОВКА (рис. 2.2) — габариты, свободные объемы.

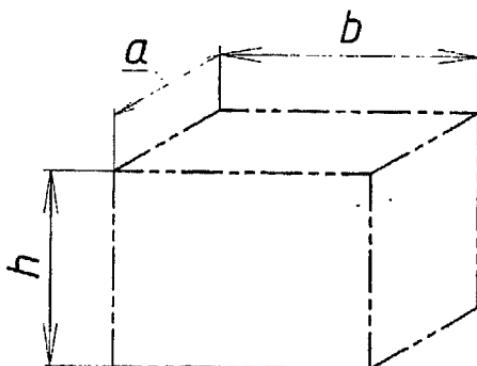


Рис. 2.2. Габариты, свободные объемы и (или) теоретический контур

2) НАГРУЗКА: вес человека $P = 800 \text{ Н}$, коэффициент безопасности $f = 2$ (хотя для промышленных изделий подобного типа желательно $f = 4$).

Тогда случаи нагружения:

случай 1: встал ногами (рис. 2.3);

случай 2: сел (рис. 2.4).

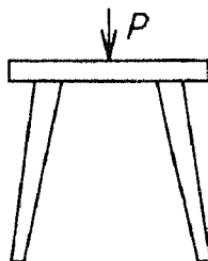


Рис. 2.3. Случай 1 — вес человека приложен в одной точке

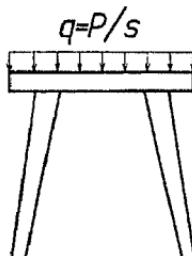


Рис. 2.4. Случай 2 — вес сидящего человека распределен равномерно по поверхности сиденья ($s = ab$ — площадь)

Случай 1 примем за расчетный, так как на табуретке не только сидят, но и встают на нее одной или двумя ногами.

3) ЛИМИТ МАССЫ (M_{\max}) примем равным 2 кг.

4) ТРЕБОВАНИЯ, ОГРАНИЧЕНИЯ к конструкции:

а) использовать имеющийся в наличии материал или не дороже определенной суммы;

б) изготавливать имеющимся инструментом;

в) надежная и устойчивая;

г) приятная на вид конструкция, без заноз.

Запомним:

Первая аксиома проектирования: ПРИ ОДИНАКОВЫХ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ (1, 2, 3, 4) у КАЖДОГО КОНСТРУКТОРА БУДЕТ СВОЯ СОБСТВЕННАЯ КОНСТРУКЦИЯ (в данном случае — табуретка), ОДИНАКОВЫХ БЫТЬ НЕ МОЖЕТ (если это не точная копия табуретки другого конструктора).

Пункт 2. Конструктор ЗАДАЕТСЯ по своему усмотрению, произвольно (при этом самые психологически сложные вопросы — «как?» и «сколько?»):

1) КОЛИЧЕСТВОМ И РАСПОЛОЖЕНИЕМ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ (так называемыми: общим видом, компоновкой и конструктивно-силовой схемой);

Наиболее распространенные варианты показаны на рис. 2.5 и 2.6.

Может быть много вариантов ножек, например: и «ноль» ножек (сиденье, положенное на землю); и одна ножка (например, круглый

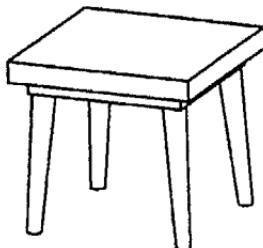


Рис. 2.5. Вариант — четыре ножки

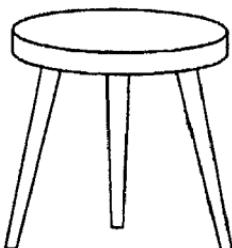


Рис. 2.6. Вариант — три ножки

табурет для пианино); и «бесконечное число» ножек — «пенек», но эти варианты противоречат требованиям 3 и 4;

2) МАТЕРИАЛОМ, ФОРМОЙ И РАЗМЕРОМ СЕЧЕНИЙ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, например:

сиденье — варианты:

- а) многослойная фанера, толщина $\delta = 10 \dots 15$ мм;
- б) доска или древесная плита, толщина $\delta = 20 \dots 30$ мм;

ножки — варианты:

- а) круглые деревянные бруски, диаметр $d = 30$ мм;
- б) деревянные прямоугольные бруски, сечение 30×30 мм;
- в) дюралевые трубы, диаметр $d = 30$ мм;

3) СПОСОБОМ СОЕДИНЕНИЯ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, например, варианты:

а) вклейть в отверстия, сделанные в сиденье;

б) соединить через конструктивный дополнительный элемент (например, металлический, с резьбой) и т.п.

Запомним:

Вторая аксиома проектирования: ЕСЛИ КОНСТРУКТОРУ НЕ ХВАТАЕТ КАКИХ-ЛИБО ДАННЫХ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ДАЛЬНЕЙШЕЙ РАБОТЫ, ТО ОН ЭТИ ДАННЫЕ ЗАДАЕТ САМ, ПРОИЗВОЛЬНО.

Итак, везде *субъективно* (то есть, как конструктор считает целесообразным), конструктор *выбирает варианты конструкции*. Здесь принимаем: *все варианты — «а»*.

Запомним:

Третья аксиома проектирования: ОТ ТОГО, КАКИМИ НАЧАЛЬНЫМИ ПАРАМЕТРАМИ КОНСТРУКЦИИ КОНСТРУКТОР ЗАДАЕТСЯ В ПРИБЛИЖЕНИЯХ, ЗАВИСИТ ТОЛЬКО КОЛИЧЕСТВО ИТЕРАЦИЙ. КОНЕЧНЫЙ РЕЗУЛЬТАТ КОНСТРУКТОР ОПРЕДЕЛЯЕТ ПОСЛЕ АНАЛИЗА ВАРИАНТОВ.

Математическая модель, взятая за основу для поиска оптимума характеристик варианта конструкции, представляет собой зависимость, в которой искомая величина может иметь производные, тогда процедура сводится к поиску экстремума с использованием математико-аналитических методов. В этом случае необходимо поочередно изменять исследуемый фактор и оценивать результат (рис. 2.7).

Если оценка положительная (+), т.е. оптимальное решение достигнуто, то проектный или конструкторский процесс поиска наилучшего из вариантов можно проводить далее.

Если же оценка отрицательная (-), то информация возвращается для повторной переработки. Эта процедура длится до тех пор, пока не будет достигнут результат, который получит положительную оценку и будет признан решением задачи.

Теперь субъективный период конструирования окончен и можно перейти к следующему этапу.

Пункт 3. Конструктор ОПРЕДЕЛЯЕТ, например, рассчитывая, необходимые для дальнейшего действия параметры (приближенно, расчет *проектировочный*; когда конструкция определится, может быть произведен точный расчет — *проверочный*).

Для начала определим, что такое *проектировочный* и *проверочный* расчеты:

ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ — расчет на начальном этапе проектирования конструкции, когда для ускорения перебора вариантов (итераций) целесообразно использовать приближенные методы расчета, упрощенные формулы, статистические данные.

ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ — детальный расчет на прочность выбранного варианта конструкции с использованием теоретических формул, уравнений напряженно-деформированного состояния конструкции или типовых программ расчета конструкций на ЭВМ, например, с использованием Метода Конечных Элементов (МКЭ).

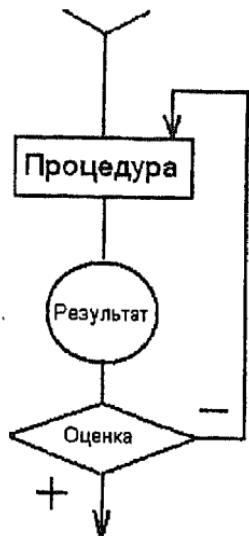


Рис. 2.7. Модель итерационной процедуры

В данном конкретном («домашнем») случае могут отсутствовать проектировочный и поверочный расчеты, работу, так сказать, можно сделать «на глазок». Тогда расчеты могут быть заменены практическими испытаниями на прочность изготовленной табуретки, при этом желательно, чтобы эти испытания проводил сам «конструктор»: попрыгал бы на ней и нес ответственность за то, что «сконструировал и изготовил».

Итак, все-таки проводим предварительные (проектировочные) расчеты:

1. Распределяем общую нагрузку по силовым элементам.

Сиденье.

Случай нагружения — 1), этому случаю соответствует вид эпюр $Q_{\text{сдв}}$ и $M_{\text{изг}}$, показанных на рис. 2.8, а. Изгибающий момент в сечении сиденья в случае 1 ($M_{\text{изг}} = \frac{P}{2} \cdot \frac{b}{2}$) в 2 раза больше, чем для случая нагружения 2 (рис. 2.8, б).

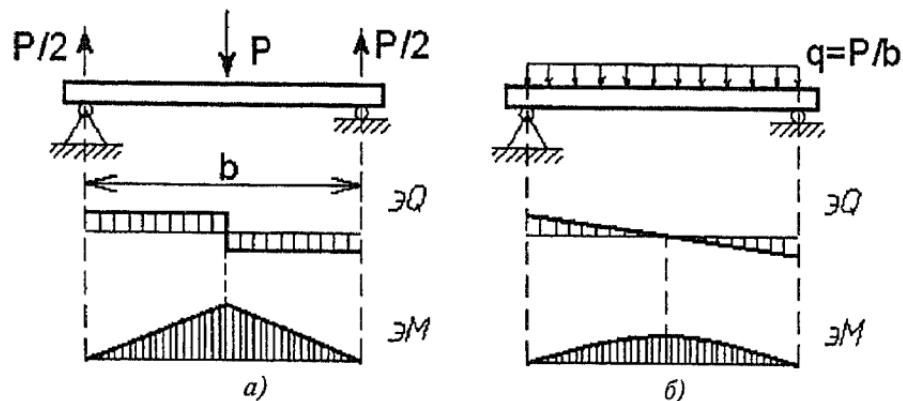


Рис. 2.8. Эпюры $Q_{\text{сдв}}$ и $M_{\text{изг}}$ для сиденья:
а — сосредоточенная нагрузка; б — распределенная нагрузка

Ножки (рис. 2.9).

Нагрузка на сжатие

$$P_y = \frac{P}{4} \cdot \cos \alpha.$$

Изгибающий момент в заделке

$$M = \frac{P}{4} \cdot \sin \alpha \cdot L.$$

2. Определяем действующие напряжения (σ_d , τ_d) в силовых элементах.

Сиденье, толщина δ , вероятное разрушение при изгибе в середине сиденья:

$$\sigma_u = \frac{M}{W},$$

где $W = \frac{b\delta^2}{6}$.

Средние значения напряжения сдвига в сечении сиденья у ножек равны (без учета возможной концентрации напряжений* вокруг мест крепления):

$$\tau \equiv \frac{P}{2b\delta}.$$

Ножки, количество $n = 4$, форма сечения — сплошной круг диаметром d , вероятное место разрушения — сечение у сиденья, в этом случае:

напряжение сжатия

$$\sigma_{сж} = \frac{N \cdot 4}{n \cdot \cos \alpha \cdot \pi d^2};$$

напряжение от изгибающего момента

$$\sigma_u = \frac{M}{W},$$

где $W = 0,1d^3$

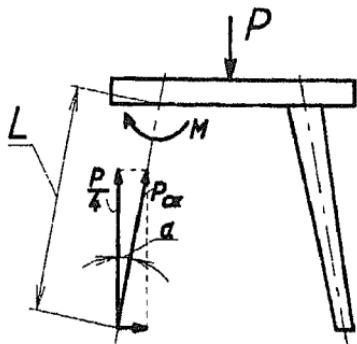


Рис. 2.9. Силовые факторы, действующие на одну ножку

* Прочность мест соединения ножек с сиденьем зависит от конструкции стыка. Чем сложнее конструкция стыка, тем сложнее расчет. В данном случае принимаем, что ослабление конструкции в месте стыка отсутствует (например, ножки вклеены в усиленные отверстия сиденья или ввинчены в металлические башмаки). Вопросы учета концентрации напряжений изложены в гл. 8.

3. Определяем разрушающие (допустимые) напряжения для силовых элементов и сравниваем их с действующими напряжениями.

Сиденье.

Допустимые (разрушающие) напряжения при изгибе $[\sigma]$ в середине сиденья принимаем равными σ_v материала, тогда условием прочности будет $\sigma_d \leq \sigma_v$.

При расчете на сдвиг сиденья у ножек допустимые напряжения $[\tau]$ можно принять равными τ_v , хотя условия работы конструкции в местах заделки ножек гораздо сложнее из-за концентрации напряжений, что в данном примере не учитывается.

Ножки.

При отсутствии общей потери устойчивости ножкой-стойкой при сжатии, (когда $\sigma_{kp} \geq \sigma_v$, что обеспечивается соотношением геометрии сечения и длины ножек), допускаемые (разрушающие) напряжения можно принять равными σ_v . Условиями прочности будет: $\sigma_{изг} + \sigma_{сж} \leq \sigma_v$.

Пункт 4. Конструктор ПРИНИМАЕТ РЕШЕНИЕ:

а) если $\sigma_d << [\sigma]$, то конструкция прочна, но имеет избыток массы. Тогда толщину или площадь рассчитанного сечения силового элемента можно уменьшить и повторить итерацию с п. 2;

б) если $\sigma_d > [\sigma]$, то конструкция непрочна. Тогда необходимо увеличить площадь сечения этого силового элемента и повторить итерацию с п. 2;

в) если $\sigma_d \approx 1...1,1 [\sigma]$, то конструкция имеет минимальный запас прочности и, следовательно, минимальную массу в этом варианте.

Аналогичный анализ проводим и для напряжений сдвига τ (условие прочности при совместном действии σ и τ не учитывается).

Итак, окончательные варианты табуретки могут иметь вид, показанный на рис. 2.10 (наиболее дешевая и простая конструкция, продается в магазине) и на рис. 2.11 (наиболее надежная конструкция, «бабушкина табуретка», к тому же — пример унификации функций).

Унификация функций силовых элементов в варианте на рис. 2.11 состоит в том, что сиденье в то же время является и ящичком для

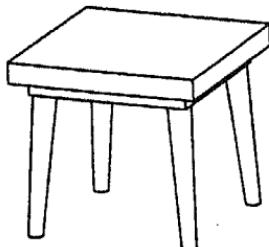


Рис. 2.10. Табуретка простая



Рис. 2.11. «Бабушкина» табуретка

мелочей; перекладины для ног значительно уменьшают изгибающий момент в заделке и одновременно увеличивают критические напряжения общей потери устойчивости ножек, что в целом увеличивает надежность и долговечность этого варианта.

Вывод:

Какой бы сложности ни была конструкция, конструктору придется пройти весь путь от п. 1 (исходные данные) до п. 4 (сравнение действующих и допускаемых напряжений).

«Опытный домашний» конструктор может пойти «с конца», то есть: «сколотил — испытал — доработал — испытал» и так далее.

Опытный «настоящий» конструктор может сначала задаться допускаемыми напряжениями, потом определить соответствующие им площади и толщины силовых элементов, а затем уже рассчитать фактические разрушающие напряжения и не забудет проверить соответствие их тем, которыми задавался в начале.

2.2. ОСОБЕННОСТИ ТРУДА КОНСТРУКТОРА

2.2.1. Специфика труда конструктора

На индивидуальном уровне конструктора-проектировщика и на уровне коллектива конструкторов (ОКБ, серийный конструкторс-

кий отдел (СКО)) проектирование предстает как специфический процесс труда. Специфика этого труда заключается в переработке научной и технической информации, отображающей закономерности и факты развития природы и общества, в организационно-техническую информацию, фиксируемую в проектной документации.

Процесс проектирования представляет собой ряд последовательных операций, приводящих от технического задания к конструкторской документации и обладающих рядом особенностей и отличий от материального производства.

Первая особенность. Если в материальном производстве предметы труда до поры хранятся на складах, то в проектном производстве «складами» служат накопители информации — память конструктора, различные технические справочники, запоминающие устройства систем автоматизированного проектирования, базы компьютерных данных. *Запоминающая функция конструктора, его знания являются важным фактором обеспечения плодотворности конструкторского труда.*

Вторая особенность конструкторского труда связана с информационными средствами труда и методической информацией. В отличие от технологической документации, предписывающей твердую последовательность операций и переходов по изготовлению деталей, сборке и испытанию узлов, конструкторская методическая информация не носит директивного характера и далеко не всегда упорядочивает действия конструктора. Конструктору в процессе проектирования приходится самому выбирать методы и компьютерные программы синтеза и анализа вариантов решений и часто разрабатывать собственные методы. В конструкторской практике директивно устанавливается только срок окончания работы. Поэтому конструктор не всегда использует наиболее точные методы, так как они трудоемки.

Третья особенность — это существенная зависимость результатов труда от субъективного элемента — конструктора. Плодотворный конструкторский труд опирается на *объективное знание* конструктором физических закономерностей, конкретных научных фактов, различных видов технологических процессов, методов формирования проектно-конструкторских решений и критериев их оценки. Знания приобретаются конструктором в учебе и практике и отклад-

дываются в его долговременной, логической и образной памяти в форме фундаментальных положений, образов решений из самых разных областей техники, образов природных объектов.

Не меньшее влияние на успех оказывает *субъективное мастерство, искусство конструктора*, заключающееся в умении анализировать связи между структурой и свойствами объектов, в умении творить, изобретать — выйти за грани познанного, не отрываясь от действительности, реальных возможностей науки и техники, а также, что не менее важно, от реальных потребностей производства и его возможностей.

Мастерство конструктора заключается в умении быстро вызывать из долговременной памяти нужные факты и, если потребуется, источники, из которых эти факты почерпнуты, вообразить и воссоздать с помощью эскизов и компьютерных моделей образ разрабатываемого объекта.

Уровень мастерства конструктора зависит не только от врожденного таланта, но и от тренировки, развития конструкторских способностей путем самостоятельной разработки самых разных по своим функциям объектов.

Одним из методов получения идей или поиска ошибок и понимания работы конструкции, является так называемое *вживание в роль* [44].

Проектируя авиационные конструкции, конструктор должен обеспечить решение задач:

- потребной точности обтекаемых поверхностей;
- возможности проходов коммуникаций систем внутри самолета (управления, гидравлики, электрики и т.п.);
- возможности подхода рабочих частей ручного инструмента, а также станков, оснастки, стендов и т.п. для сборки истыковки агрегатов, монтажа и демонтажа внутренних установок;
- определения и организации зон и мест установки подъемных приспособлений (домкратов, ложементов и т.п.).

Каждая задача разделяется на три компонента:

- формирование конструктивно силовой схемы объекта (плана, агрегата, узла, детали) с учетом статических и динамических нагрузок, величины и характера сил встыковых соединениях, вибростойкости, надежности, живучести, а также зон больших и малых вырезов;

— определение формы и размеров рабочих сечений силовых элементов;

— определение формы и размеров деталей стыковых соединений.

Первый компонент предполагает поиск работоспособных структур конструкции, в двух других компонентах предметом поиска являются расчетные схемы и методы, позволяющие экономно во времени и с достаточной точностью провести проектировочные расчеты.

В течение длительного времени конструкторский труд был трудом ручным. Средствами такого труда служили чертежные инструменты и приборы, а также несложные вычислительные средства — счеты, логарифмические линейки, механические арифмометры. Затем появились электрические арифмометры, электронные калькуляторы и, наконец, компьютеры (ЭВМ).

Следующий шаг связан с совершенствованием и использованием Системы Автоматизации Проектно-Конструкторских Работ (сокращенно АПКР или САКР) на базе электронной техники. Перспективой развития АПКР следует считать такую систему, которая позволила бы полностью или в большой мере решать сквозную задачу проектирования планера — от разработки конструктивно-силовой схемы планера до выпуска рабочей документации. Этот вопрос более подробно изложен в гл. 3.

Однако студентам не следует переоценивать роль ЭВМ в автоматизированной (а не в «автоматической»!) системе и недооценивать роли конструктора. Всегда нужно помнить, что АПКР может оперировать только теми фактами или данными, которые заложены в носители информации. Конструктор может интерактивно использовать АПКР в решении комбинированных задач — в поиске новых комбинаций из известных элементов. Это очень важная область конструкторских поисков, но не исчерпывающая. В отличие от конструктора ЭВМ не может изобретать. *Изобретательство* остается прерогативой конструктора.

ИЗОБРЕТАТЕЛЬСТВО — творческий процесс, приводящий к новому решению задачи в любой области техники, культуры, здравоохранения или обороны, дающее положительный эффект (БСЭ, т. 10, с. 87).

ИЗОБРЕТЕНИЕ — новое техническое решение, отличающееся существенной новизной от принятого существующего прототипа.

ТВОРЧЕСТВО — успешный полет мысли за пределом известного [44].

Изобретение должно иметь не просто познавательный, а утилитарный характер, то есть быть связанным с удовлетворением практических потребностей.

2.2.2. Нужно ли конструктору уметь рисовать?

Вопрос, вынесенный в заголовок этого раздела, как часто это бывает, не совсем корректен. На него нельзя ответить «да» или «нет». Рисовать? Что? Портрет карандашом? Пейзаж маслом? Или составить рисунок на компьютере, пользуясь простыми стандартными программами для рисования?

Выполнить рисунок на компьютере, конечно, можно. Конструктору необходимо это уметь, да еще «в твердотельном» варианте, то есть представить конструкцию в объеме и еще поворачивать этот объем в нужном ракурсе, чтобы были видны линии пересечения поверхностей отдельных элементов конструкции.

До появления компьютеров этот вопрос: «рисовать — не рисовать» не возникал. Институты, готовящие конструкторов (МВТУ, МАИ) всегда имели в своих учебных программах на первом курсе обязательный предмет «Рисование», далеко не всегда любимый студентами. «Я не художник» — говорил студент, не успевающий по этому предмету. «Тогда меняй специальность, — был ответ, — или учись рисовать».

С появлением компьютерной графики и наличия многочисленных программ для рисования, этот вопрос — должен ли конструктор уметь рисовать? — возникает все чаще, и даже опытные преподаватели-теоретики могут считать, что умение рисовать конструктору необязательно.

Вроде бы, действительно, необязательно. Есть компьютер, там такие возможности рисования, которые и художнику не под силу. Но сейчас разговор не о художниках, а о конструкторах.

Весь вопрос в том, кого мы готовим: инженера — конструктора или техника. Инженер — конструктор создает что-то свое, новое.

Пусть простую деталь, но с новыми размерами или формами сечений, или из нового материала, то есть, в общем, не такую, которая была раньше, до него.

Первый образ новой конструкции (или самолета, или чего-то другого) возникает (как считают физиологи) у человека в голове, во всяком случае, «внутри» человека. Для того чтобы развить или завершить процесс создания образа, его нужно зафиксировать, отобразить «вне» человека. На бумаге или даже на любом другом носителе рисунка, карандашом или ручкой, но *карандашом, находящимся в руке конструктора*. Карандаш, находящийся в руке конструктора, непосредственно связан с мозгом человека. Поэтому все изменения, происходящие в процессе размышлений, настроение человека в момент рисования или возникающие неосознанные ассоциации, передаются через руку на бумагу.

Заставить конструктора рисовать образ, находящийся в процессе размышления *опосредованно*, нажимая кнопки клавиатуры компьютера, это все равно, что заставить художника рисовать портрет, используя те же кнопки. Такое, конечно, возможно, но это уже не художник, а специалист по компьютерной графике.

Проводя начальную разработку (анализ и синтез) новой конструкции, конструктор непосредственно создает образ конструкции на начальном этапе работы. А вот увязывать, компоновать осознанный вариант конструкции со смежными, уже имеющимися, деталями — это работа конструктора с применением возможностей ЭВМ, компьютерной графики.

2.3. КОНСТРУКТОР И КОМПЬЮТЕР

2.3.1. Зачем конструктору компьютер?

Итак, *во-первых*: зачем конструктору компьютер? И, *во-вторых*: можно ли обойтись без ЭВМ?

Сначала ответим на *второй* вопрос. Можно ли обойтись без компьютера? Можно, если это самодеятельность. Без компьютера строят легкие самолеты умельцы — фанатики авиации. Иногда даже летают на этом, построенном «в сарае», самолете.

На заре авиации авиационные конструкторы (И.И. Сикорский, Н.Н. Поликарпов и другие) создавали самолеты без компьютеров, делая рабочие чертежи карандашом на простой бумаге в клеточку, изготавливали детали и собирали самолеты, как говорится, «на коленке».

В настоящее время самолетостроительная фирма без персональных компьютеров и вычислительного центра обойтись не может.

Современный самолет — сложная система, методики проектирования и расчетов требуют заполнения большой базы данных и глубокого анализа получаемых результатов. Без компьютера выполнить эту работу не только очень долго, но иногда просто невозможно. Да и не использовать современные достижения в области информатики, передовых технологических процессов, методиках расчетов и испытаний, которые имеются в многочисленных компьютерных базах данных, просто недопустимо.

На вопрос: «Можно ли, только используя существующие программы компьютера, решить, какую современную конструкцию или конкурентоспособный самолет надо создавать?» — большинство инженеров, увлекающихся компьютером, ответит: — «Конечно, можно, такие программы есть». Однако в этом случае все не так просто.

Иногда можно создать новую конструкцию, опираясь на стандартные решения, расположив или скомпоновав эти решения по другому принципу. А иногда создать новую конструкцию из старого просто невозможно.

Приведем конкретные примеры из авиационного машиностроения.

Создали идею нового материала, состоящего из высокопрочных и высокомодульных волокон — композиционный материал (КМ). Действительно, революционный скачок в конструкционных материалах (см. гл. 12): прочность и жесткость волокна на порядок выше, чем у металла, вместо сплошного материала — волокнистый, укладывай, наматывай, как тебе нужно по форме детали — получишь легкую и прочную конструкцию. То есть, можно получить значительный выигрыш в массе, что для авиационной конструкции самое главное.

Однако стандартные методики расчета и конструкторские решения, заложенные ранее в программы ЭВМ для металлических кон-

структур, в этом случае стали непригодными. Ни один компьютер до сегодняшнего дня не в состоянии решить задачу оптимальной конструкции мест стыков узлов или агрегатов самолета из композиционного материала. Эту задачу решают инженеры-конструкторы в каждом конкретном случае по-своему (конечно, инструмент конструктора — компьютер при этом используют). И получают общий необходимый выигрыш в массе конструкции, правда, не такой большой, как разница в удельной прочности металлических материалов и КМ. И не во всех местах конструкции самолета, а только там, где это целесообразно. А как узнать, где это целесообразно? Надо сначала спроектировать, потом изготовить, потом испытать, а уже потом решить, где применять КМ, а где пока не стоит.

Другой пример. Воздушно-космический самолет «Шаттл» или в русском варианте «Буран» (см. гл. 13).

Без разработки нового теплозащитного материала из кварцевого волокна, создания новых методов расчета многослойной теплозащитной конструкции с применением этого материала и испытаний, создания технологии изготовления как самого материала, так и теплозащитной конструкции такой самолет спроектировать невозможно (см. рис. В.2). Однако из сказанного не следует, что теплозащитная конструкция из кварцевого волокна — единственный вариант защиты от теплового потока для ВКС, конструкторами разработаны и другие, но также нетрадиционные варианты конструкции. Компьютер сам, по программе, создать такие варианты не может, для этого необходимо человеческое нестандартное творческое мышление, носитель которого — инженер-конструктор.

Теперь попытаемся ответить на *первый* поставленный ранее вопрос: зачем конструктору компьютер?

— Компьютер помогает конструктору перебрать не единицы, а десятки, сотни вариантов в итерационном процессе создания конструкции и найти наиболее рациональный вариант, соответствующий заданным критериям.

— Компьютер позволяет отказаться от плавов и проводить увязку размеров поверхностей и объемов, силовых элементов, систем и оборудования, то есть проводить компоновку самолета в реальном трехмерном пространстве.

— С помощью компьютера подготавливается база данных и программ для изготовления деталей, узлов и агрегатов самолета без

чертежей и другой бумажной документации, что уменьшает количество возможных ошибок и облегчает как процесс передачи информации от проектировщика к изготовителю, так и процесс внесения изменений и уточнений.

— Расчет детали с использованием компьютерных программ позволяет выявить зоны, где имеются опасные пики напряжений, которые не могут быть выявлены в процессе упрощенных предварительных расчетов (см. разд. 2.3.2).

— Наконец, без компьютеров невозможно применение CALS-технологий.

При этом существует ряд проблем. Об одной из них уже говорилось: компьютер делает только то, что в него заложено, а это — вчерашний объем базы данных и программ (сегодняшний будет завтра). Перспективные эволюционные предложения или решения на основе экстраполяции зависимостей могут быть заложены в компьютер, но они, как правило, излишне оптимистичны и не всегда оправданы. Революционные, качественно скачкообразные решения не могут быть заранее предусмотрены, они возникают, как правило, у конструктора вдруг, спонтанно.

Другая проблема. Компьютер для пользователя — «черный ящик». Исходные данные, то есть, что заложено — известно, что выдал компьютер — тоже известно. А что делается внутри компьютера, физический смысл заложенных кем-то программ, и правильно ли это делает компьютер, не всегда ясно.

Есть и другие недостатки «всеобщей компьютеризации», от которых необходимо предостеречь студента.

Психологически неопытный молодой человек, к тому же не всегда понимающий физический смысл того, что делает и выдает компьютер, принимает результат, полученный от компьютера, за абсолютную истину. Например, чем больше знаков в числовом результате выдал компьютер, тем, значит, точнее результат.

Студент должен усвоить простые истины:

1. Компьютер может выдать абсурдный результат из-за ошибок в выборе исходных данных, методик или даже при ошибочном нажатии клавиш.

2. Для прикидочных расчетов, когда создается только образ неизвестной ранее конструкции, трех значащих знаков в результатах расчетов более чем достаточно. Переписывание остальных цифр в числе — лишняя работа, ведущая лишь к дополнительным ошибкам. Конструкторы, работавшие с логарифмической линейкой, знают, что точность расчетов на логарифмической линейке 2...5%, в зависимости от ее длины. На начальном этапе проектирования этого вполне достаточно.

3. Как бы ни нравился полученный результат — проверь его, используя физический смысл или примерный счет.

Другой недостаток. Явление, которое условно можно назвать «развратом» калькулятора. Человек, пользующийся калькулятором или компьютером, отучается в процессе расчетов в уме или на бумаге оценивать порядок значений результатов, который он получает, для выявления возможной ошибки на ранних этапах расчетов.

Поэтому ответ на вопрос: «Почему автор в изложенных материалах мало уделяет внимания программам по автоматизированному конструированию деталей и узлов?» — следующий:

Основная задача данного учебного пособия — привести студента к пониманию **физического смысла** своих действий при проектировании конструкций, а основная цель преподавателя, читающего лекции по курсу проектирования конструкций, — научить студента **САМОСТОЯТЕЛЬНО МЫСЛІТЬ И ПРИНИМАТЬ РЕШЕНИЯ**.

Другими словами, перефразируя известный афоризм и завершая этот раздел, можно сказать: конструктору — «конструкторово», а компьютеру — «компьютерово».

2.3.2. Пример конструирования детали, когда использование компьютера необходимо

В предыдущих разделах отмечалось, что для предварительных, прикидочных расчетов конструктор может обходиться без компьютера. Тем более, что прикидывая параметры опасных сечений первоначального варианта, он начинает лучше понимать физический смысл работы конструкции, от чего непосредственно зависит результат конструирования и как на него лучше всего повлиять при создании следующего варианта.

Возьмем в качестве примера кронштейн навески рулей или элеронов, показанный на рис. 2.12.

Материал кронштейна Д16Т,
 $\sigma_b = 400 \text{ МПа}$.

Используя типовую методику расчета на прочность, приведенную в гл. 10, можно определить в первом приближении параметры сечений регулярной зоны конструкции кронштейна (рис. 2.12), обеспечивающие прочность кронштейна при действующих напряжениях $\sigma_d < \sigma_b$ и даже иметь небольшие (1,1...1,2) запасы прочности при полученных толщинах пояса и стенки.

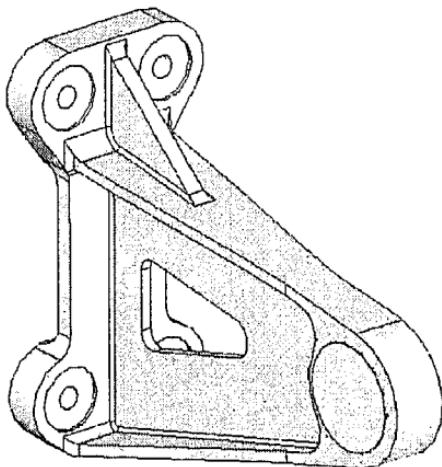


Рис. 2.12. Общий вид начального варианта кронштейна

Расчет конструкции кронштейна на ЭВМ

В инженерных, «ручных», методиках проектировочных расчетов считается, что распределение напряжений в сечениях детали определяется в линейной постановке (гипотеза плоских сечений). В реальной конструкции распределение напряжений имеет более сложный характер, а наличие в детали нерегулярных зон и особенностей, таких как фаски, приливы, галтели, поднутрения и пр., может привести к значительному изменению величин действующих напряжений в этих местах.

При использовании компьютерных программ для определения напряженно-деформированного состояния (НДС) детали и подтверждения достоверности результатов прикладочных расчетов получают уточнение действующих напряжений в конструкции.

На рис. 2.13 показано типовое изображение распределения действующих напряжений, получаемых при расчетах на ЭВМ НДС варианта конструкции.

Видно, что в некоторых зонах конструкции, в основном там, где перепад жесткостей, имеются небольшие превышения допустимых напряжений. В зонах крепления ребра к верхнему поясу кронштейна, превышение имеет недопустимый характер, достигая величин напряжений порядка 500 МПа, что значительно выше предела прочности материала кронштейна. При этом запас прочности кронштейна равен $400/500 = 0,8$. Это особенно опасно при знакопеременных нагрузках, которые возникают при отклонениях поверхностей управления, крепящихся к кронштейну.

Из этого следует, что уточнение расчета на прочность с использованием программ ЭВМ для сложной конструкции кронштейна

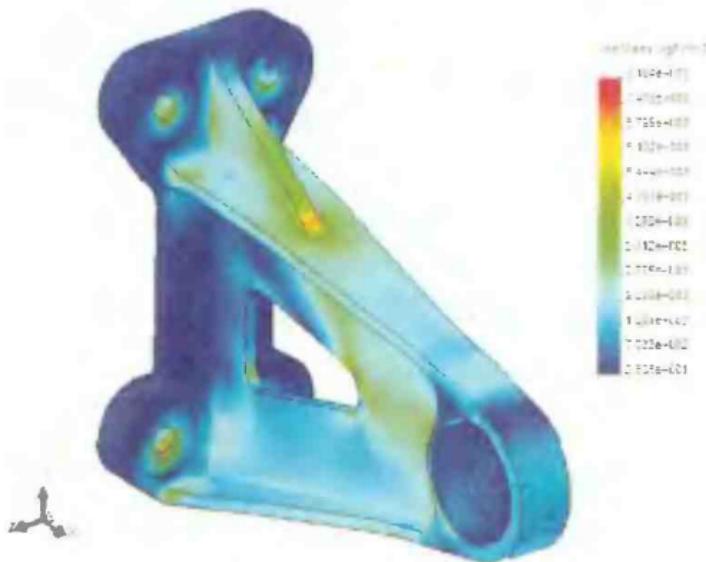


Рис. 2.13. Напряжения, действующие в начальном варианте кронштейна

необходимо. Кронштейн навески рулей или элеронов является ответственнейшей деталью, поломка которой может привести к катастрофе самолета. Поэтому при расчетах кронштейнов навески рулей и элеронов, как правило, принимают повышенный коэффициент безопасности $f = 2$. Тогда в данном примере при использовании расчетных нагрузок и приближенной методики расчета обеспечивается фактический запас прочности кронштейна $0.8 \cdot 2 / 1.5 = 1.06$.

Компьютерная программа позволяет провести анализ и внести в конструкцию кронштейна уточнения, уменьшающие величины действующих напряжений в опасных зонах.

На рис. 2.14. показан уточненный, окончательный вариант кон-

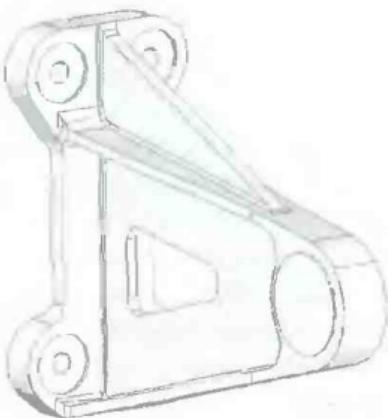


Рис. 2.14. Уточненный вариант конструкции кронштейна

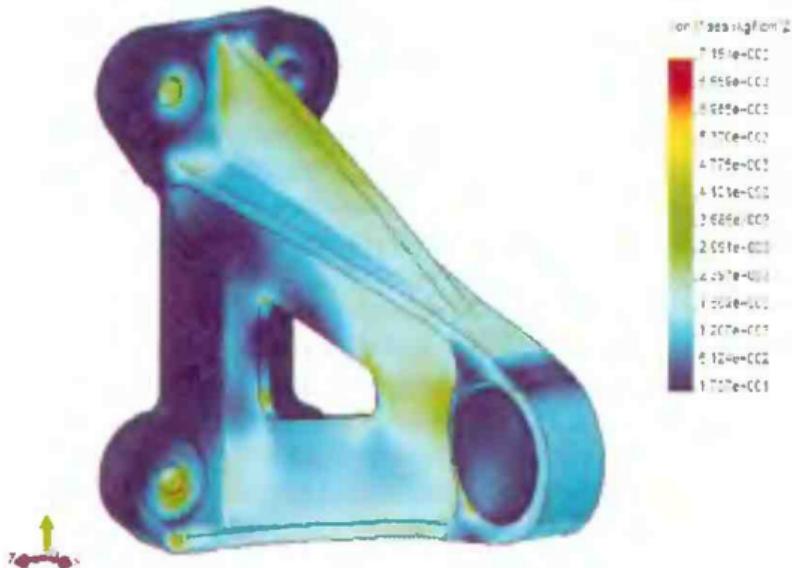


Рис. 2.15. Напряжения, действующие в уточненном варианте кронштейна

структурции кронштейна с увеличенным ребром жесткости на верхнем поясе, а на рис. 2.15 — его напряженно-деформированное состояние.

Видно, что в этом случае величины действующих напряжений не превосходят допускаемых значений.

Вопросы применения стандартных компьютерных программ при оптимизации конструкции изложены в гл. 11.

2.4. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ

При проектировании самолета в целом определяют: внешний аэродинамический облик, аэродинамическую компоновку самолета, компоновку внутренних объемов, распределение общих аэродинамических нагрузок, массу полного и пустого самолета. Одновременно определяются характеристики и параметры, составляющие ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ для создания конструкции самолета, в том числе:

A — ОБСТАНОВКА — внешние аэродинамические обводы самолета, форма, объемы и размеры свободных внутренних пространств для расположения силовых элементов конструкции агрегатов, а также места увязки со смежной или существующей конструкцией.

B — ЛИМИТНЫЕ МАССЫ конструкций крыла, фюзеляжа, оперения и других агрегатов, в целом составляющих общую массу конструкции планера самолета, в которую конструктор должен уложиться, так как она определяется уравнением весового баланса самолета (см. разд. 1.2).

C — УСЛОВИЯ РАБОТЫ конструкции: нагрузки, температуры, внешние климатические воздействия и условия работы, которые конструкция планера должна выдержать при эксплуатации без каких-либо нарушений аэродинамических форм и недопустимого изменения прочности за время эксплуатации самолета.

ТРЕБОВАНИЯ А, В и С ДОЛЖНЫ БЫТЬ ВЫПОЛНЕНЫ ОБЯЗАТЕЛЬНО.

В процессе разработки конструкции планера самолета, удовлетворяющей заданным требованиям *A, B* и *C*, конструктор должен

выбрать и расположить в имеющемся свободном объеме *A* силовые элементы, воспринимающие внешние нагрузки *C*, а также определить рациональные параметры силовых элементов конструкции, при которых выдерживается лимитная масса *B*.

Если конструктор выйдет за пределы аэродинамических обводов *A*, то не будут выполнены заданные параметры ЛТХ (скорость, дальность и другие) из-за ухудшения аэродинамических характеристик самолета.

Если конструктор не уложится в лимитную массу конструкции *B*, то уменьшится масса полезной нагрузки или топлива, что приведет к невыполнению ТЗ или ТТТ (числа пассажиров, массы цепевой нагрузки или дальности).

Если конструкция не будет выдерживать заданные нагрузки (*C*), то будут ограничены требования ЛТХ и ТТТ (максимальная маневренная перегрузка, надежность и другие).

Отдельно стоят требования группы *D* — *ОГРАНИЧЕНИЯ*.

При проработке экономических и технологических концепций проектируемого самолета появляются дополнительные требования и ограничения. Например: возможные пределы стоимости серийного самолета (и конструкции, в том числе), применения только освоенных технологических процессов и материалов, повышенные требования надежности и живучести и другие.

Часть требований конструктор выполнить обязан (например: уровень надежности, требования ограничения нормалей и ОСТов), несмотря на несоответствие другим требованиям. Однако можно столкнуться с противоречиями, когда для обеспечения требований ТЗ, например, полета с высокими сверхзвуковыми скоростями, необходимо применение новых дорогих материалов и технологий, которых раньше не было.

Конструктор в процессе работы может создать и предложить новую, не встречавшуюся ранее, «нетрадиционную» конструкцию, требующую применения или даже создания новых материалов и технологических процессов, за счет чего может значительно уменьшить массу конструкции или улучшить ее эксплуатационные свойства, но при этом может быть превышена установленная стоимость в производстве.

Таким образом, выполнение ограничений группы D требует от конструктора поиска компромиссов.

Понятия «*ТРАДИЦИОННАЯ*» и «*НЕТРАДИЦИОННАЯ*» конструкции требуют более подробных пояснений, которые изложены в гл. 13.

2.5. ОБЩАЯ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ (АЛГОРИТМ) ДЕЙСТВИЙ КОНСТРУКТОРА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ

В разд. 2.1 приведен пример действий конструктора при создании простейшей конструкции. Сформулируем общую последовательность действий конструктора для осуществления определенной цели — *создания РАЦИОНАЛЬНОЙ конструкции на начальном этапе проектирования*. На дальнейшем этапе — рабочем проектировании — начальная конструкция может претерпеть (и, как правило, претерпевает) значительные изменения, оставаясь первичной базой для сравнения.

Изложим обобщенный порядок действий конструктора при создании рациональной конструкции.

Сначала действия конструктора носят *субъективный* характер. Он анализирует созданное до него, если традиционные решения его не устраивают, генерирует что-либо новое, а затем:

КОНСТРУКТОРОМ ЗАДАЕТСЯ НАЧАЛЬНЫЙ ВАРИАНТ КОНСТРУКЦИИ ($i = 1$, критерий *прочность* с учетом получаемой массы):

I. ВИД, КОЛИЧЕСТВО И РАСПОЛОЖЕНИЕ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ В ЗАДАННОМ ПРОСТРАНСТВЕ, то есть *конструктивно-силовая схема (КСС)*. На основании исходных данных, статистики, опыта конструктора, традиций фирмы ...

II. МАТЕРИАЛ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ (σ, E, ρ). На основании рабочей температуры конструкции, удельной прочности материалов, наличия полуфабрикатов, технологичности конструкции...

III. ФОРМА И ПЛОЩАДЬ (размеры) СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ. На основании статистики, располагаемых свободных объемов, внешних нагрузок, опыта конструктора, прикидочных расчетов...

Теперь конструктор располагает всем необходимым для **объективных** действий. Он **ПРОИЗВОДИТ** (рассчитывает по имеющимся методикам, использует нормативы и др.):

1) распределение ОБЩЕЙ НАГРУЗКИ ПО СИЛОВЫМ ЭЛЕМЕНТАМ КСС, ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР нормальных (N) и перерывающих (Q) сил, изгибающих ($M_{изг}$) и крутящих ($M_{кп}$) моментов;

2) определение МАКСИМАЛЬНЫХ ДЕЙСТВУЮЩИХ РАЧЕТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ (деформаций) в сечениях силовых элементов;

3) определение РАЗРУШАЮЩИХ (σ_v , τ_v) НАПРЯЖЕНИЙ в сечениях силовых элементов или ДОПУСТИМЫХ ([σ], [τ]), а также КРИТИЧЕСКИХ σ_{kp} , τ_{kp} НАПРЯЖЕНИЙ (для конструкций, могущих разрушиться по формам потери устойчивости);

4) определение ЗАПАСОВ ПРОЧНОСТИ выбранного варианта конструкции, для чего СРАВНИВАЕТ ДЕЙСТВУЮЩИЕ НАПРЯЖЕНИЯ С ДОПУСТИМЫМИ (или РАЗРУШАЮЩИМИ). Далее конструктор проводит анализ:

а) если действующие напряжения больше допустимых, то конструкция непрочна;

б) если действующие напряжения меньше допустимых, то конструкция прочна, но имеется излишек массы;

в) если действующие напряжения равны допустимым, то масса данного варианта конструкции близка к минимальной.

В случаях, соответствующих пп. а) или б) конструктор уточняет количество силовых элементов (п. I) или размеры их сечений (п. III), или берет более прочный материал (п. II), то есть создает следующую итерацию ($i = 2$).

В случае, соответствующем п. в), если в этом варианте критерий *прочность* выполнен, а лимитная масса конструкции превышена, анализируется возможность более рационального варианта по критерию *минимума массы* (вариант $j = 1, \dots$) — возврат в п. I для создания другого типа конструкции при обязательном выполнении критерия *прочности*.

Последующие итерации по критериям *надежности* (вариант $k = 1, \dots$), *жесткости* (вариант $m = 1, \dots$), *ресурса* (вариант $t = 1, \dots$) и так далее, выполняются в зависимости от необходимой глубины проработки, имеющегося времени на выполнение этой работы и располагаемых экономических средств.

В дальнейших главах изложены общетехнические вопросы, сведения и методики расчетов, которые должен ЗНАТЬ, а также УМЕТЬ использовать КОНСТРУКТОР при проектировании рациональных деталей авиационных конструкций на начальных этапах выбора и проектирования в соответствии с приведенным выше алгоритмом конструирования.

ПРИМЕНЕНИЕ ЭВМ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ДЕТАЛЕЙ

3.1. КОМПЬЮТЕРНЫЕ СИСТЕМЫ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ КОНСТРУКЦИЙ

В настоящее время проектирование летательного аппарата и его конструктивных элементов ведется с применением CAD-CAE систем.

Существует большое число программ, позволяющих после построения геометрического образа детали, определить ее напряженно-деформированное состояние (НДС) и необходимые геометрические размеры сечений.

При расчетах конструкции на этапах рабочего проектирования используются сложные системы геометрического моделирования и прочностных расчетов. К системам геометрического моделирования необходимо отнести в первую очередь CAD системы среднего и высшего уровней: Компас-3D, РИПАК, ДИАНА, UNIGRAFICS, SOLID Works, Pro-Engineer, CADDs-5, CATIA.

Модули программ, обеспечивающие проведение поверочных расчетов на прочность и определяющих деформацию детали под нагрузкой, имеются в большинстве современных CAD системах, таких, как CATIA, UNIGRAFICS, SOLID Works, ДИАНА, РИПАК и др. Эти модули в своей основе используют метод конечных элементов, который в настоящее время является стандартом при решении задач механики твердого тела. Различие состоит, в основном, в разнообразии типов используемых конечных элементов (объемные, балочные, стержневые и др.), позволяющих в зависимости от применяемых сочетаний более точно описывать физические свойства исследуемой конструкции. Все эти прочностные модули можно рассматривать как инструмент конструкторского анализа.

Часто при работах на стадии Технических предложений на этапе предварительного проектирования самолета ОКБ используют спе-

циализированные программные комплексы и методы, присущие опыту и традициям каждого конкретного предприятия. Такие компьютерные программы разрабатываются либо сотрудниками данного предприятия, либо при тесном их участии.

Конкретным примером программного комплекса автоматизированного проектирования конструкции отсеков и планера самолета в целом является программа ПЛАНЕР (автор д-р техн. наук А.А. Панкевич), базирующаяся на итерационной процедуре: расчет напряженно-деформированного состояния планера по методу Конечных элементов — оптимизация элементов конструкции с учетом компоновочных, конструктивных и прочностных ограничений. Наибольшая эффективность достигается при использовании таких программ на начальных этапах проектирования (например, такая программа использована при проектировании ВКС «Буран»).

Системы геометрического моделирования и прочностных расчетов используются как конструкторами, так и прочностями. Согласование взаимодействия между ними состоит в передаче от конструкторов пространственной геометрической модели в среду прочностного моделирования конечноэлементной сетки на базе этой модели. Автоматической корректировки геометрии детали на основе прочностного расчета не существует в настоящее время ни в одной из известных систем, за исключением вышеупомянутой программы ПЛАНЕР.

Шаг по сближению CAD систем и программ прочностных расчетов и формирования на их базе системы генерации архитектуры деталей и сборок, распределения в них материала будет решен в создаваемой системе автоматизированного конструирования (САКР).

Существенным ограничением создания САКР является недостаточное быстродействие и объем памяти ЭВМ. Многократное увеличение этих характеристик для современных ЭВМ позволит реализовать САКР на значительно более высоком уровне.

На рис. 3.1 приведена примерная схема САКР. Эта схема близка к последовательности выполнения операций при «ручном» конструировании, но составляющие ее блоки имеют качественно другое содержание. Пока не удается автоматизировать все указанные в этой схеме операции и реализовать создание детали как взаимосвязанный единый процесс от начала проектирования до изготовления.

Геометрическое представление информации о детали (база данных)

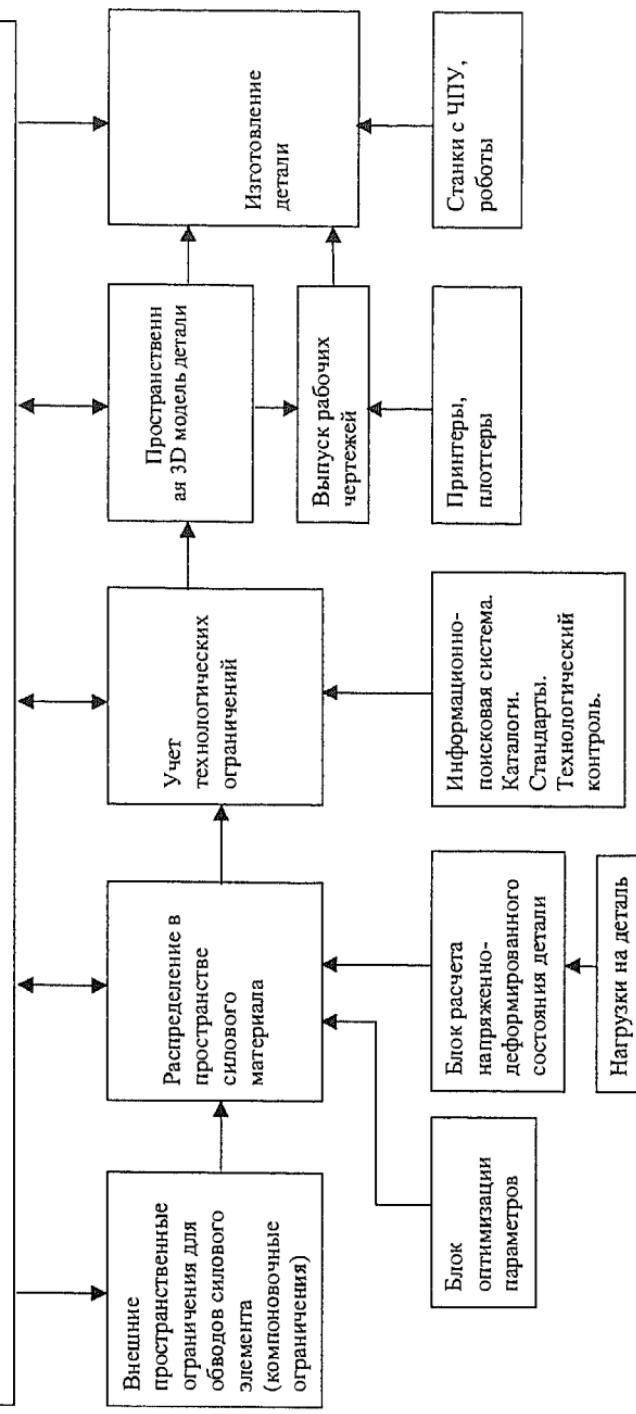


Рис. 3.1. Схема САКР

В большинстве вышеназванных систем автоматизирован процесс формирования геометрической пространственной модели деталей и сборок, выпуск рабочих чертежей и передача этой геометрической информации на станки с числовым программным управлением (ЧПУ), то есть возможно использование *CALS*-технологий. Причем на большинстве мировых предприятий — производителей самолетов при изготовлении деталей первоосновой является пространственная модель детали (3D модель). Чертежи используются, в основном, как вспомогательный элемент, позволяющий рабочему быстрее понять особенности детали, соблюсти точность отдельных размеров, выполнить контроль ее геометрии.

Гораздо сложнее автоматизировать процесс распределения в пространстве силового материала, требующий взаимодействия блоков геометрического моделирования с блоками расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) и оптимизации параметров детали.

Основные этапы разработки детали с использованием САКР:

- геометрическое представление информации;
- распределение в пространстве силового материала;
- конструирование с учетом технологических ограничений;
- выпуск рабочих чертежей;
- технология изготовления детали.

Рассмотрим их.

3.2. ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ ИНФОРМАЦИИ

Для удобства общения человека с ЭВМ при проведении прочностных расчетов и выпуске рабочих чертежей необходимо геометрическое описание различных элементов конструкции.

Для хранения геометрической информации о детали в памяти ЭВМ необходимо представление ее в виде чисел. Для этого геометрия детали должна состоять из математически легко описываемых поверхностей: плоскостей, цилиндров, эллипсов, сфер, конусов и т. д. Если модель геометрии создана на плоскости, то она аппроксимируется набором плоских линий — прямых, окружностей, парабол и др.

Рассмотрим, каким образом можно хранить в памяти ЭВМ запись плоских различных линий.

Отрезок прямой. Чтобы полностью определить отрезок прямой, необходимы четыре параметра (рис. 3.2, а). Ими могут быть координаты концов отрезка x_1y_1 и x_2y_2 или координаты одного из концов, длина и угол наклона отрезка к одной из осей координат $x_1; y_1; l; \alpha$.

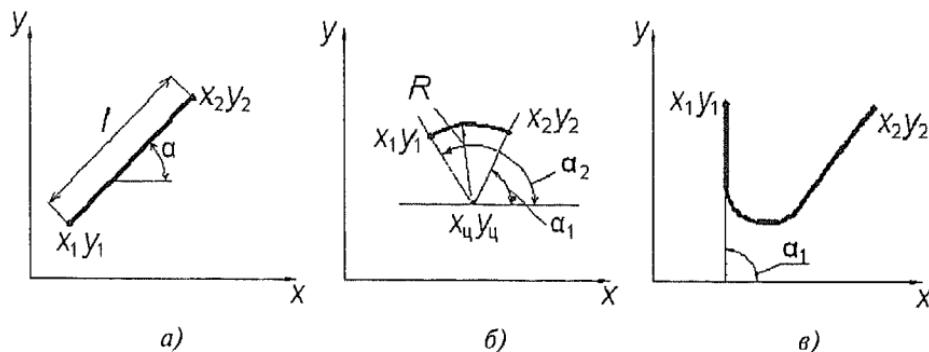


Рис. 3.2. Задание различных кривых:

а — прямая; б — дуга окружности; в — парабола

Дуга окружности. Для задания дуги окружности необходимы 5 параметров (рис. 3.2, б). Ими могут быть радиус, координаты центра окружности и углы начала и конца дуги — R, x_4y_4, α_1 и α_2 или радиус и координаты точек начала и конца дуги — R, x_1y_1 и x_2y_2 .

Дуга параболы. Для задания дуги параболы также необходимы пять параметров (рис. 3.2, в): координаты точек начала и конца дуги и угол наклона касательной к параболе в одной из точек к оси координат.

Аналогично можно задать параметры и других более сложных кривых. При этом чем выше порядок кривой, тем больше параметров ее характеризует и тем больший объем памяти ЭВМ она будет занимать.

Еще более сложна информация для пространственной математической 3D модели. Например, чтобы описать достаточно простую деталь, показанную на рис. 3.3, необходимо занести в память ЭВМ следующую информацию.

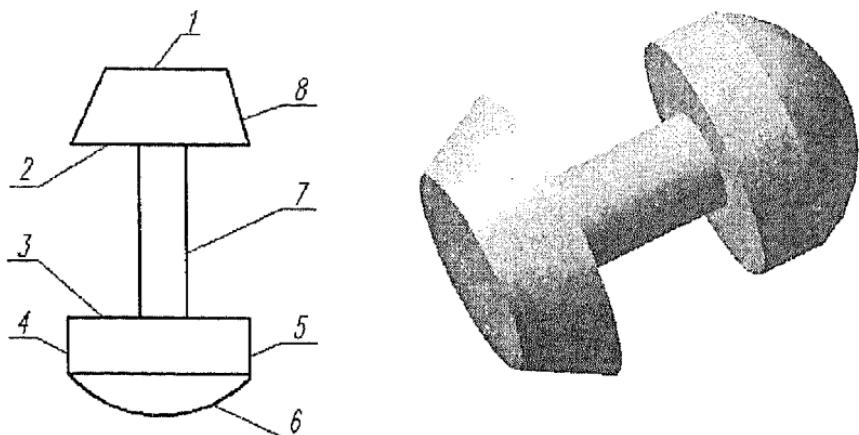


Рис. 3.3. Описание поверхностей детали

1. Коэффициенты поверхностей:

- 5 плоскостей (1, 2, 3, 4, 5) — $5 \times 3 = 15$ коэффициентов;
- сфера (6) — 4 коэффициента;
- круговой цилиндр (5, 7) — 3 коэффициента;
- круговой конус (8) — 4 коэффициента.

2. Признаки вида поверхностей — плоскость, сфера, круговой цилиндр, круговой конус.

3. Признаки пересечения поверхностей. Для сравнительно простых тел признаки пересечения поверхностей можно задать в виде симметричной квадратной матрицы связи с двумя признаками: 1 — есть пересечение, 0 — нет пересечения. Для детали, показанной на рис. 3.3, такая матрица будет иметь вид (в соответствии с нумерацией поверхностей на рисунке):

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 |
| 2 | 0 | 2 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 |
| 3 | 0 | 0 | 3 | 1 | 1 | 1 | 1 | 0 |
| 4 | 0 | 0 | 1 | 4 | 1 | 0 | 1 | 0 |
| 5 | 0 | 0 | 1 | 0 | 5 | 1 | 1 | 0 |
| 6 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 6 | 1 | 0 |
| 7 | 0 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 7 | 0 |
| 8 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 8 |

Попытки создания единого математического описания всех возможных геометрических объектов, то есть создания универсального геометрического языка для ЭВМ, в основном оканчивались неудачей из-за очень сложной информационной структуры такого языка, требующей огромных ресурсов ЭВМ и затрудняющей работу пользователя. Более приемлемыми оказались упрощенные варианты геометрических языков, работающих с ограниченным классом геометрических объектов. Например, в старом геометрическом языке ГРАФОР использовались только два типа кривых — прямая и окружность. Все остальные кривые аппроксимировались этими двумя типами при соответствующем подробном делении на участки.

Для описания тонкостенных балок авиационных конструкций: лонжеронов, нервюров, шпангоутов, кронштейнов и т. д., создан язык программирования, использующий три понятия — узел, ребро и контур.

Сущность понятий этого языка отображена на рис. 3.4. Отсек тонкостенной балки, показанный на рис. 3.4, а, можно представить состоящим из узлов, ребер и стенки.

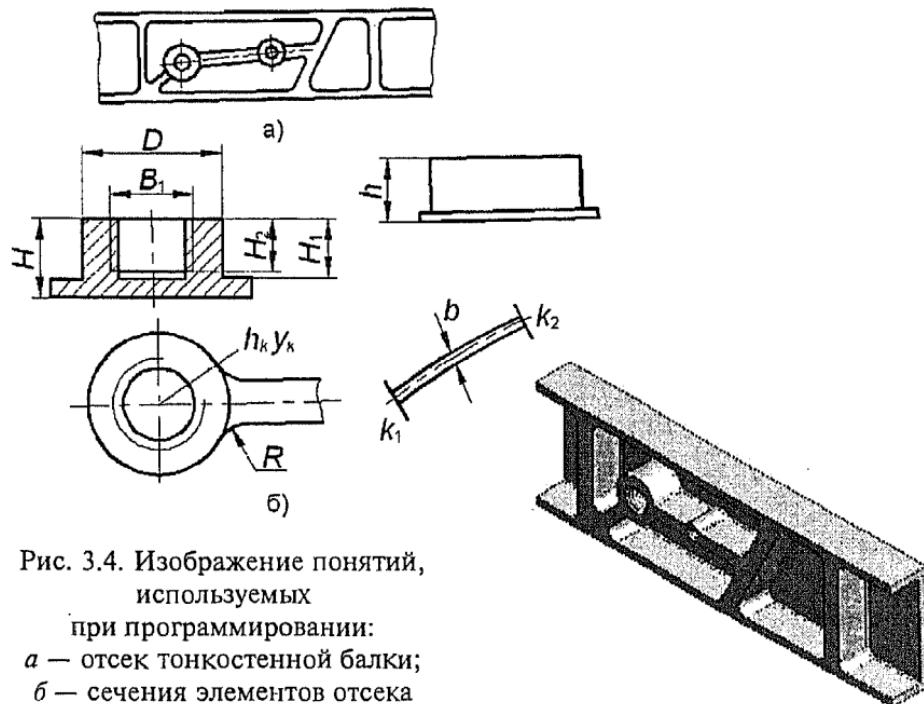


Рис. 3.4. Изображение понятий, используемых

при программировании:
а — отсек тонкостенной балки;
б — сечения элементов отсека

Для описания узла задают следующие параметры (рис. 3.4, б): номер узла K , координаты его центра (x_k, y_k) , высота узла от базовой поверхности H , внешний диаметр D , диаметр внутреннего отверстия D_1 , глубина отверстия H_1 , глубина резьбы H_p ; шаг резьбы S , радиус скругления R .

Для описания ребра (рис. 3.4, б) требуются следующие параметры: номера узлов, связанных данным ребром k_1, k_2 , признак типа и дополнительные параметры осевой линии k_1, \dots, k_2 , высота ребра H_1 , толщина ребра b .

Параметрами *стенки* являются номер контура N , и толщина стенки δ в пределах контура.

Достоинством такого типа специализированных языков является не только удобство работы с ними пользователя ЭВМ, но и пригодность их для различных этапов проектирования и изготовления деталей — проведения прочностных расчетов, выпуска рабочих чертежей, автоматического изготовления детали на станках с ЧПУ.

3.3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛОВОГО МАТЕРИАЛА В ПРОСТРАНСТВЕ

До появления метода конечного элемента распределение материала (форму и размеры детали) задавал сам конструктор. С появлением ЭВМ удалось формализовать этот процесс. Применение методов автоматизированного поиска рационального распределения материала силовой конструкции позволило найти решения, зачастую оказывающиеся более эффективными, чем интуитивно заданные, а затем уточненные конструктором.

Существующие автоматизированные методы поиска распределения материала базируются на методе конечных элементов (МКЭ). В зависимости от вида проектируемого силового элемента могут быть приняты различные конечные элементы. Чаще всего применяется прямоугольный параллелепипед переменной плотности.

Рассмотрим принципы отыскания рационального распределения материала на примере проектирования плоского кронштейна, предназначенного для передачи сосредоточенной нагрузки на узлы конструкции. В заданной точке пространства A даны компоненты век-

тора нагрузки P_1 и P_2 (рис. 3.5, а). Кроме того, задаются сетка узлов (рис. 3.5, б), на которые должна передаваться нагрузка, ограничения на обводы конструкции, а также условия и точки закрепления детали.

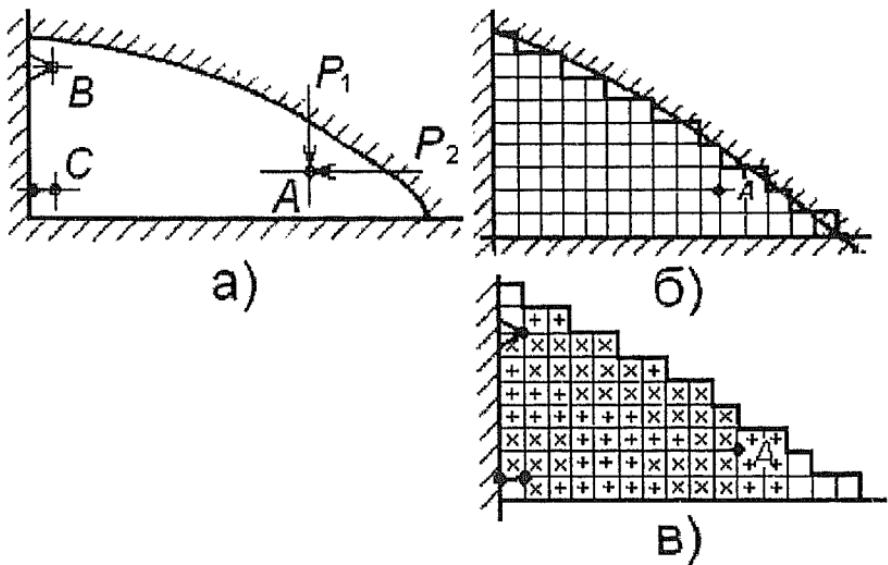


Рис. 3.5. Пример схемы распределение материала:
а — компоненты векторов нагрузки; б — сетка узлов;
в — направление осей напряжений

Все отведенное пространство заполняется плоскими прямоугольными элементами разной плотности $\rho_i = f(x_i, y_i)$, работающими на растяжение, сжатие и сдвиг (рис. 3.5, в). Для данной задачи аналогом плотности может быть толщина пластины. Принимают, что характеристики материала элемента, а именно модули упругости первого и второго рода, предельные допускаемые напряжения прямо пропорционально зависят от плотности ρ_i .

Конструкция статически неопределенна и усилия P_1 и P_2 могут передаваться на узлы крепления различными путями, зависящими от распределения плотностей ρ_i . Деформацию и усилия в силовых элементах можно определить с помощью МКЭ.

Пусть общее число прямоугольных элементов равно m . Тогда задачу поиска рационального распределения материала можно сформулировать как задачу оптимизации: найти распределение плотностей элементов, характеризующееся вектором плотности $\bar{\rho} = \{\rho_1, \dots, \rho_m\}$. При этом масса конструкции

$$M = \sum_{i=1}^m S_i \rho_i$$

минимальна при ограничениях на напряжения $[\sigma_{\text{э}i}] \leq [\sigma_i]$ и перемещение узла A : $U_A \leq [U_A]$, где S_i — площадь i -го элемента; $\sigma_{\text{э}i} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + 3\tau^2}$ — эквивалентное напряжение в элементе.

Такая задача может быть решена любым из известных методов оптимизации, реализованных на ЭВМ. Особенностью такого метода решения будет большое время счета, поскольку оно пропорционально числу элементов m .

В ряде случаев к решению можно прийти и другим, более быстрым путем, используя критерий равнопрочности. В этом случае используется итерационная процедура изменения $\bar{\rho}$ по формуле

$$\rho_i^{r+1} = \rho_i^r \frac{\sigma_{\text{э}i}}{\sigma_i},$$

где r — номер итерации.

Процесс продолжается до заданной величины сходимости по массе или по плотности.

В работе [14] доказывается, что для данного случая нагружения, когда ограничения наложены только на прочность, полученная таким образом конструкция будет конструкцией минимальной массы.

Зная напряженное состояние элемента, можно построить для него главные оси («+», «×» на рис. 3.5, в) и главные напряжения. Если нанести эти напряжения на каждый элемент, то можно определить и главные напряжения передачи усилий в конструкции.

Таким образом определяются рациональное распределение материала в конструкции и главные направления передачи усилий.

Для других типов конструкций используются конечные элементы другого вида. Так, для поиска распределения материала в трехслойной пластине (две обшивки, соединенные между собой жестким на сдвиг заполнителем), работающей на изгиб, таким элементом будет элемент, включающий две обшивки и заполнитель (рис. 3.6).

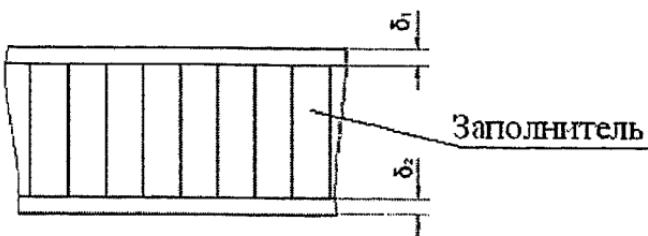


Рис. 3.6. Элементы трехслойной пластины

Проектных параметров в этом случае для элемента будет всего три — толщина обшивок δ_1 и δ_2 ; высота и плотность заполнителя.

3.4. УЧЕТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОГРАНИЧЕНИЙ

Полученное рациональное распределение материала носит для конструктора чисто рекомендательный характер, так как оно не учитывает потерю устойчивости и многочисленные технологические ограничения на параметры конструкции. Поэтому на этом этапе конструктор для передачи усилий использует реальные силовые элементы (ребра, стрингеры, стойки-подкосы, стенки и т. п.), легко изготавливаемые технологически и не теряющие устойчивость при нагрузке.

Для рационального выбора параметров этих элементов также часто приходится решать задачу оптимизации. Это особенно необходимо в тех случаях, когда конструкция состоит из многих элементов, работающих на устойчивость.

Таким образом, распределение материала в реальной детали может сильно отличаться от предварительных рекомендаций. В этом случае из общего числа выбирают параметры, подлежащие оптимизации и составляющие вектор $\bar{x} = \{x_1 \dots x_n\}$.

После этого минимизируется функция массы всей детали $M = M(\bar{x})$ при ограничениях на прочность, устойчивость и деформацию элементов. При этом также используют специальные блоки оптимизации. Поиск решения в данном случае облегчается тем, что в большинстве случаев из соображений унификации параметры принимают дискретный ряд значений — стандартные толщины листов, диаметры под болты, углы штампов, размеры режущего инструмента, стандартные профили и т. д. Чтобы учитывать дискретные значения параметров, в распоряжении конструктора должна быть информационно-поисковая система с каталогом необходимых размеров и профилей, выборку которых ЭВМ должна осуществлять автоматически.

Такого рода проектирование называется методом «типового элемента».

3.5. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ВЫПУСК РАБОЧЕЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Создание чертежей с использованием ЭВМ в настоящее время реализуется, в основном, двумя направлениями:

1. Создание самостоятельного плоского 2D изображения без использования предварительно созданной 3D модели объекта.
2. Создание чертежа на базе и в жесткой связи с предварительно сформированной пространственной 3D моделью детали или сборки.

Реже применяют также и промежуточные решения, когда основа плоского изображения создается на базе 3D модели заготовки детали, а затем чертеж корректируется в соответствии с желанием конструктора.

Примером первого направления являются старые системы выпуска чертежей ГРАФОР и ФАП-КФ, первые версии системы AutoCAD. Обычно такого рода программы состоят из следующих функциональных основных блоков:

- подпрограмм, позволяющих вычерчивать простейшие графические элементы — прямые линии, дуги окружностей, эллипсы, сплайны и т.д., являющиеся основой для вычерчивания более сложных элементов;

- подпрограмм сопряжения этих элементов между собой;
- подпрограмм для вычерчивания стандартных и унифицированных деталей и узлов — болтов, гаек, профилей, кронштейнов крепления систем и т.д.;
- подпрограмм изображения необходимых видов, разрезов, сечений;
- сервисных программ для выполнения текстов, надписей, штриховки, простановки размеров и т.д.

Обычно чертеж, сформированный с помощью систем этого направления, имеет все размеры, необходимые для изготовления деталей и сборок.

Ко второму направлению необходимо отнести все основные CAD-системы, перечисленные в начале данной главы. Чертеж в них создается только после окончания формирования 3D геометрии. Изображение видов, разрезов, сечений, а также размеры на таких чертежах полностью зависят от параметров исходной 3D модели. Хранимый в электронном виде чертеж автоматически обновляет эти объекты после изменения 3D геометрии. Какая-либо корректировка геометрии на чертеже, создающая отличие от исходной пространственной модели, запрещена.

Количество размеров на чертежах минимально: габаритные, установочные, а также размеры с особым уровнем допуска на изготовление. Все остальные размеры, необходимые для производства, берутся из файла пространственной модели.

При изготовлении тонколистовых деталей геометрические параметры плоской заготовки также хранятся в 3D модели и отображаются на чертеже, обычно, в виде контура без простановки большей части размеров.

3.6. АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ИЗГОТОВЛЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ

Исходная геометрическая информация для изготовления детали находится в электронном файле с пространственным образом детали, который передается и используется во всех связанных *CALS*-технологиями производственных подразделениях.

Для автоматизированного изготовления детали необходимо иметь программу движения режущего инструмента для станка с ЧПУ, а также программу изгибочно-штамповочных операций для листовых деталей. Если в процессе проектирования и последующего геометрического моделирования детали с учетом технологических ограничений заранее учесть особенности её последующего автоматизированного изготовления, то программы для станков могут быть сформированы без особого труда.

Наибольшая эффективность цепочки конструирование—изготовление достигается в том случае, когда конструктор, формирующий программу, хорошо знает возможности завода, на котором будет изготовлена деталь, и работает в тесном контакте с представителями завода — технологами — в конструкторском бюро.

Рассмотрим некоторые особенности изготовления на фрезерном станке с ЧПУ тонкостенной балки, подробно описанной в разд. 3.3 (рис. 3.4).

Математическая модель конструкции, построенная на геометрических понятиях узел-ребро-контур, позволяет легко построить траекторию движения фрезы. Для этого нужно выделить в конструкции конечное число уровней постоянной глубины, определить наилучшую последовательность их обхода и траекторию движения фрезы в горизонтальной плоскости каждого из уровней. При этом должны быть учтены другие параметры технологического процесса:

- диаметр фрезы и радиус закругления её торцевой части;
- необходимые отступы фрезы от ранее обработанных поверхностей;
- скорость резания;
- глубина резания;
- последовательность установки и крепления детали;
- коэффициент снижения скорости при врезании фрезы;
- время непрерывной (без перезаточки) работы фрезы.

В большинстве случаев фрезерованные детали для авиационных конструкций имеют сложную форму с наклонными поверхностями и изготавливаются на многокоординатных фрезерных станках. В этом случае в число параметров необходимо включить и углы наклона фрезы.

Большинство из перечисленных параметров принимается во внимание конструктором в ходе конструирования. Грамотная последовательность формирования пространственного геометрического образа фрезерованной детали в современных CAD-системах должна соответствовать последовательности её обработки на станке. Речь идет об удалении материала из простого геометрического тела заготовки с помощью так называемых «покетов» — карманов, повторяющих пространственное тело, образуемое при движении фрезы. Информация о такой последовательности хранится в так называемом «дереве построения» геометрического образа и может быть транслирована в программу станка с ЧПУ.

Для передачи информации на станки с ЧПУ в настоящее время используют *CALS*-технологии, то есть прямую информационную связь между ЭВМ проектировщика и станком с ЧПУ, где бы он не находился.

ОСНОВНЫЕ ОБЩЕТЕХНИЧЕСКИЕ ПОНЯТИЯ, НЕОБХОДИМЫЕ ПРИ ОБУЧЕНИИ КОНСТРУИРОВАНИЮ, ИХ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ФИЗИЧЕСКИЙ СМЫСЛ

4.1. ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОСТЫХ ФИЗИЧЕСКИХ ПОНЯТИЙ

СИЛА (обозначается P , N , T или другими заглавными буквами) — *воздействие, приложенное к точке тела или к конструкции, имеющее направление и величину, то есть векторная величина.* В физике сила определяется, как $F = ma$, где m — масса, a — ускорение, или: «*сила есть причина ускорения тела*».

В международной системе единиц (СИ) сила измеряется в ньютонах (Н), раньше в системе МКС она измерялась в килограммах (Кг, или кгс), $1 \text{ кгс} = 9,80665 \text{ Н}$ ($1 \text{ Н} = 0,098 \text{ кгс}$).

ВЕС — *сила, с которой тело притягивается к земле, чаще всего обозначается G .*

$$G = mg,$$

где g — ускорение свободного падения, равное $9,81 \text{ м/с}^2$.

В научно-технической литературе часто понятие «вес» заменяется словом «масса». Для авиационного конструктора это близкие понятия, желательно, чтобы вес или масса конструкции были бы как можно меньше, однако при проектировании самолетов используются «весовые», а не «массовые» формулы. В этом учебнике применяются понятия и **масса** и **вес**, например, автор считает, что понятия «**весовые характеристики**» или «**весовая эффективность конструкции**» более четкое, чем «**массовые характеристики**» или «**массовая эффективность**».

ВЕСОВАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ САМОЛЕТА — отношение веса конструкции к общему весу самолета. Чем эта величина меньше, тем авиационная конструкция выгоднее.

МОМЕНТ СИЛЫ или просто **МОМЕНТ** — произведение силы на плечо (расстояние) до точки опоры или оси. Чаще всего за ось принимают линию, проходящую через центр тяжести (точнее, проходящую через центр жесткости), то есть нейтральную ось сечения.

Моменты разделяются на:

- **ИЗГИБАЮЩИЕ**, от действия которых возникают нормальные напряжения в сечении детали;
- **КРУТИЯЩИЕ**, действующие относительно центра жесткости, которым соответствуют касательные напряжения в сечении детали;
- **ШАРНИРНЫЕ**, действующие (вращающие) относительно подвижной оси.

В качестве внешних нагрузок на силовые элементы конструкции, кроме сил и моментов, могут воздействовать:

- **ДАВЛЕНИЕ** — нагрузка на единицу площади, $\text{Н}/\text{м}^2$, МПа , бар (аналог атмосферы, $\text{кгс}/\text{см}^2$);
- **ПОГОННАЯ НАГРУЗКА** — нагрузка на единицу длины, $\text{Н}/\text{м}$;
- **ПОГОННЫЙ МОМЕНТ** — момент на единицу длины, $\text{Нм}/\text{м}$.

В качестве нагрузок, возникающих внутри силовых элементов от действия внешних нагрузок, используют понятие **НАПРЯЖЕНИЕ** (см. разд. 4.3). Напряжения могут возникать не только от сил или моментов, но и от внешних воздействий на конструкцию, например:

НАГРУЗКА ОТ ТЕМПЕРАТУРНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ вызывает температурные напряжения в конструкции.

4.2. РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И ФИЗИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СЕЧЕНИЙ И ДЕТАЛЕЙ

4.2.1. Геометрические и физические характеристики сечений

Расчет площадей сечений произвольной формы

Сложные сечения (рис. 4.1) разбивают на несколько участков ($i = 1, 2, \dots, n$, чем больше участков, тем точнее расчет). Усредняя размеры сечений $b_{\text{ср},i}$ по ширине и умножая на длину участков $a_{\text{ср},i}$,

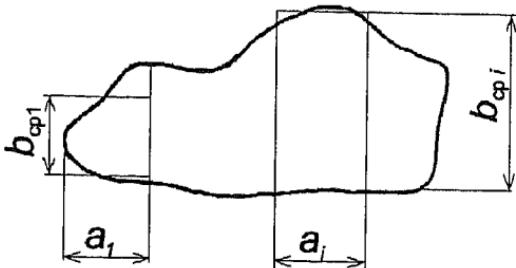


Рис. 4.1. Расчет площади сложных сечений

получают площадь участка F_i . Далее суммируют по длине сечения площади всех участков F_i :

$$F_{\Sigma} = \sum F_i \approx a_1 \cdot b_{cp1} + a_2 \cdot b_{cp2} \dots + a_i b_i \dots + a_n b_n.$$

Центр тяжести сечений сложной формы

ЦЕНТР ТЯЖЕСТИ ПЛОЩАДИ СЕЧЕНИЯ (ц.т.) — это точка, при подвешивании за которую тело уравновешено, то есть не возникает моментов, изменяющих положения сечения, например, плоское сечение останется параллельным поверхности земли или, по другому, сумма статических моментов элементарных площадей сечения относительно ц.т. равна 0.

У симметричных фигур ц.т. лежит на оси симметрии. Положения ц.т. простых сечений приведены в приложении Б.1 и в справочниках, например [35].

Для того чтобы теоретически определить суммарное положение ц.т. сечений сложной формы, его разбивают на несколько частей и выбирают произвольно начало системы координат (рис. 4.2).

Тогда координаты общего центра тяжести можно вычислить по формулам:

$$x_{ц.т.} = \frac{\sum F_i y_i}{\sum F_i}; \quad y_{ц.т.} = \frac{\sum F_i x_i}{\sum F_i},$$

где $i = 1, 2, \dots, n$.

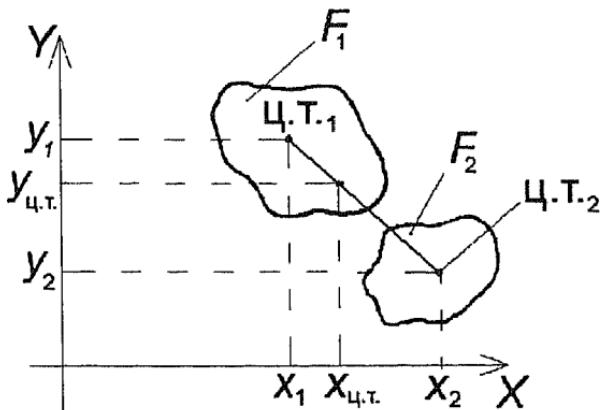


Рис. 4.2. Центр тяжести составных сечений

Центр жесткости

ЦЕНТР ЖЕСТКОСТИ СЕЧЕНИЯ (ц.ж.) — это точка сечения, прикладывание к которой равнодействующей силы не приводит к возникновению изгибающего или крутящего момента M (сечение нагружается только растягивающей, сжимающей или сдвигающей нагрузкой, рис. 4.4, б).

Центр жесткости (ц.ж.) не всегда совпадает с центром тяжести сечения (ц.т.). Например, для швеллера (рис. 4.3) ц.ж. лежит не

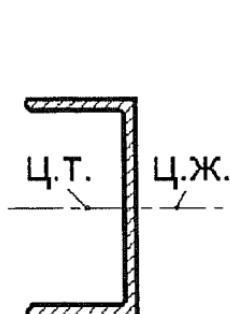


Рис. 4.3.
Сравнение
положения
ц.т. и ц.ж. для
швеллера

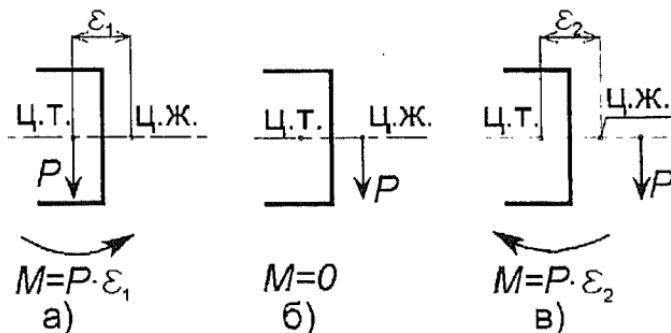


Рис. 4.4. Возникновение крутящего момента от перерезывающей силы при несовпадении ц.т. и ц.ж.:
а — плечо момента; б — расположение ц.т. и ц.ж.;
в — возникновение крутящего момента

внутри сечения, а снаружи. При приложении силы P в точке, не совпадающей с ц.ж. возникает момент $M = Pe$ (рис. 4.4, *a*, *b*).

Относительно симметричных осей сечений ц.ж. и ц.т. совпадают.

Положение ц.ж. можно определить теоретически (см. например, [35], с. 263). Однако для произвольных сложных сечений положение ц.ж. желательно определять экспериментально, так как в сложных сечениях положение ц.ж. не всегда очевидно и зависит от множества факторов.

Статический момент

СТАТИЧЕСКИЙ МОМЕНТ (S) *площади* F *относительно оси* xx (рис. 4.5) определяют по формуле:

$$S = Fy,$$

где x_0x_0 — ось, проходящая через ц.т. площади F ; y — расстояние между осями x_0x_0 и xx .

Момент инерции

МОМЕНТ ИНЕРЦИИ (I_{xx}) *площади сечения* *относительно оси* xx , лежащей в плоскости сечения (рис. 4.6), определяют по формуле:

$$I_{xx} = I_{\text{собств}} + I_{\text{перен}},$$

где $I_{\text{собств}}$ — собственный момент инерции сечения относительно оси x_0x_0 :

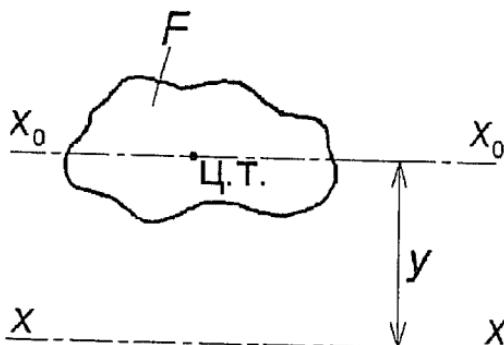


Рис. 4.5. Статический момент площади F

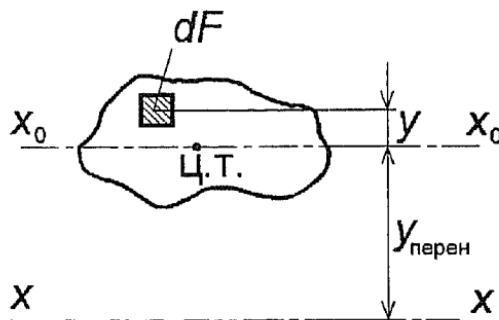


Рис. 4.6. Момент инерции сечения

$$I_{\text{собств}} = \sum_F dF \cdot y^2;$$

$I_{\text{перен}}$ — переносный момент инерции сечения относительно оси xx , параллельной x_0x_0 :

$$I_{\text{перен}} = F \cdot y_{\text{перен}}^2.$$

Полярный момент инерции

ПОЛЯРНЫЙ МОМЕНТ ИНЕРЦИИ СЕЧЕНИЯ (I_p) относительно ц.т. (ц.ж.) сечения (рис. 4.7) рассчитывают по формуле:

$$I_p = \sum_F dF \cdot \rho_i^2,$$

где ρ_i — радиус от ц.т. до элементарной площади dF .

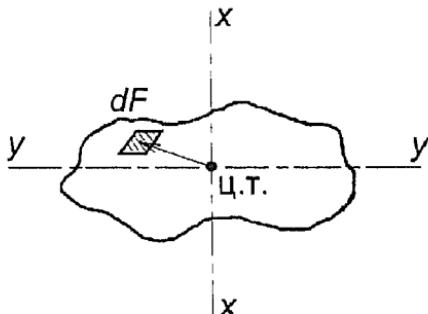


Рис. 4.7. Полярный момент инерции сечения

Момент сопротивления сечения.

МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ СЕЧЕНИЯ W_x относительно оси xx зависит от координаты сечения y , для которого определяют W_x (рис. 4.8); $W_x = \frac{I_{x_0 x_0}}{y}$.

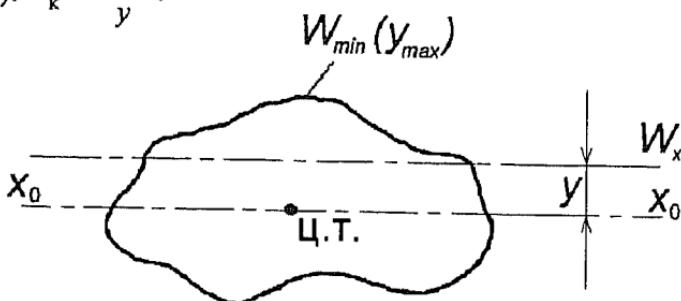


Рис. 4.8. Момент сопротивления сечения

Полярный момент сопротивления сечения

ПОЛЯРНЫЙ МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ СЕЧЕНИЯ (W_p)

в точке на радиусе ρ от центра сечения (рис. 4.7) определяют по формуле:

$$W_p = \frac{I_p}{\rho}.$$

К геометрическим характеристикам сечения относится понятие **РАДИУС ИНЕРЦИИ**, определяемый по формуле:

$$i = \sqrt{\frac{I}{F}},$$

где I — момент инерции сечения; F — площадь сечения. Радиус инерции i измеряется в мм.

В приложении Б приведены формулы для определения величин S , I_{xx} , I_p , W_{xx} , W_p для наиболее часто встречающихся сечений элементов конструкции различной конфигурации.

4.2.2. Определение объема детали

Для определения объема какого-либо тела или детали, образованного простыми одинаковыми сечениями, необходимо знать площадь F этого сечения (основания) и высоту H (или длину L) тела или детали. Тогда объем тела v будет равен произведению площади основания F на высоту H (или длину L)

$$v = F \cdot H \text{ (или } v = F \cdot L\text{)}.$$

Если тело имеет геометрически подобные сечения, например конус, пирамида, или образовано вращением какого-либо простого сечения относительно оси, проходящей через ц.т. этого сечения (круг, эллипс, треугольник и т.п.), то формулы для расчета объема можно найти в справочниках [35].

Для определения объемов тел или деталей сложной формы с меняющимся по длине детали сечением (рис. 4.9) поступают аналогично определению площади сечения сложной формы, то есть раз-

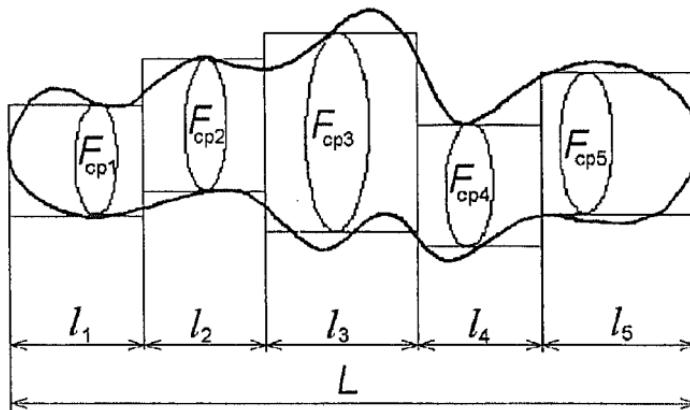


Рис. 4.9. Определение объема сложных тел

бивают деталь длиной L на несколько участков с длинами l_i (где $i = 1, 2, \dots, n$, чем i больше, тем точнее результат), усредняют площади поперечных сечений на участке (F_i), а затем суммируют объемы всех участков:

$$v_i = F_{cp,i} l_i; V_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n v_i.$$

4.2.3. Определение массы (веса) детали

Масса детали — это завершающая характеристика детали (или агрегата), которая ставится конструктором в штампе чертежа. Если эта величина укладывается в заданную (лимитную) массу детали или агрегата, то процесс проектирования завершается. Если нет, то итерации по определению рациональной конструкции минимальной массы необходимо продолжать, меняя, например, материал или конструкцию детали.

Для определения массы детали кроме объема v необходимо знать **плотность ρ** (или **удельный вес γ** , если мы хотим определить вес, а не массу детали) материала, из которого изготовлена деталь.

Характеристики плотности приводятся в справочниках или в сертификатах материалов, а также в гл. 5 настоящей книги, где приведены плотности ρ , наиболее часто встречающихся авиационных материалов. Студентам рекомендуется запомнить хотя бы порядок величин плотностей веществ, таких как вода — $1 \text{ г}/\text{см}^3$, алюминий — $2,5\dots 2,7 \text{ г}/\text{см}^3$, титан — $4,5\dots 4,6 \text{ г}/\text{см}^3$, железо — $7,8\dots 7,9 \text{ г}/\text{см}^3$, свинец — $11,3\dots 11,4 \text{ г}/\text{см}^3$.

Тогда масса детали определится из выражения

$$m = v \cdot \rho \quad (\text{или вес } G = v \cdot \gamma),$$

при этом желательно проверить, что единица измерения плотности (или удельного веса) соответствует единице измерения объема, а единица измерения полученной массы (веса) соответствует единице измерения массы (веса), принятой в данной системе мер.

4.2.4. Характеристики прочности и жесткости деталей

Для определения прочности деталей сравнивают величины действующих в сечении детали **напряжений от внешней нагрузки** и **разрушающих (допускаемых) напряжений**, которые зависят от вида нагрузки, характеристик материала, формы сечения и размеров детали.

Нагрузки могут быть статические и динамические.

СТАТИЧЕСКАЯ НАГРУЗКА — постоянная нагрузка, действующая длительно;

ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЗКА — переменная нагрузка большой амплитуды и малой частоты (циклическая) или малой амплитуды, но большой частоты (вibrationная или акустическая);

НАПРЯЖЕНИЕ в сечении элемента конструкции — это сила, которая приходится на единицу площади сечения детали при действии внешних нагрузок.

Принятые единицы измерения напряжения — Н/м² (паскаль), и МПа (10⁶ Н/м² — мегапаскаль).

НАПРЯЖЕНИЯ при *РАСТЯЖЕНИИ* и *СЖАТИИ* действуют перпендикулярно, то есть по нормали к осям плоскости сечения и называются *НОРМАЛЬНЫМИ НАПРЯЖЕНИЯМИ*, чаще всего обозначаются буквой σ .

При растяжении-сжатии детали из однородного материала силой P , напряжения в сечении площадью F принимаются постоянными в каждой точке сечения и равными:

$$\sigma = \frac{P}{F}.$$

Эта формула является основной для конструктора, которую необходимо помнить всю творческую жизнь.

НАПРЯЖЕНИЯ при *СДВИГЕ* и *КРУЧЕНИИ* действуют в плоскости сечения по касательной к этой плоскости и называются *КАСАТЕЛЬНЫМИ НАПРЯЖЕНИЯМИ*, обозначаются буквой τ .

ДЕЙСТВУЮЩИЕ НАПРЯЖЕНИЯ $\sigma_{\text{действ}} (\sigma_d)$ или $\tau_{\text{действ}} (\tau_d)$ — конкретное значение напряжения, соответствующее действующей нагрузке, приложенной к данному сечению.

ФАКТИЧЕСКОЕ РАЗРУШАЮЩЕЕ НАПРЯЖЕНИЕ $\sigma_{\text{факт}}$ — напряжение в сечении конструкции, при достижении которого конструкция разрушается при испытаниях на прочность.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ РАЗРУШАЮЩЕЕ НАПРЯЖЕНИЕ $\sigma_{\text{теор}}$ — величина разрушающего напряжения в сечении конструкции, полученная при использовании теоретических формул или численных методов расчета.

4.3. СВЯЗЬ НАГРУЗКИ (НАПРЯЖЕНИЯ) И ДЕФОРМАЦИИ

Деформация (определение приведено в гл. 1) бывает *упругая* и *пластическая*.

УПРУГАЯ ДЕФОРМАЦИЯ исчезает после удаления нагрузки;

ПЛАСТИЧЕСКАЯ ДЕФОРМАЦИЯ остается после удаления нагрузки.

ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ДЕФОРМАЦИЯ — отношение абсолютной деформации к начальному размеру детали агрегата.

Единица измерения абсолютной деформации — мм, относительная деформация — безразмерная величина.

На рис. 4.10 приведены типовые диаграммы растяжения образцов из двух различных материалов в координатах: «напряжение σ — относительное удлинение ϵ ».

Материал, которому соответствует кривая 1, считается *пластичным*. Материал, которому соответствует кривая 2 — *хрупким*.

Относительное удлинение образца ϵ при растяжении

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L},$$

где ΔL — абсолютное удлинение, мм; L — начальная длина образца (детали) до нагружения, мм.

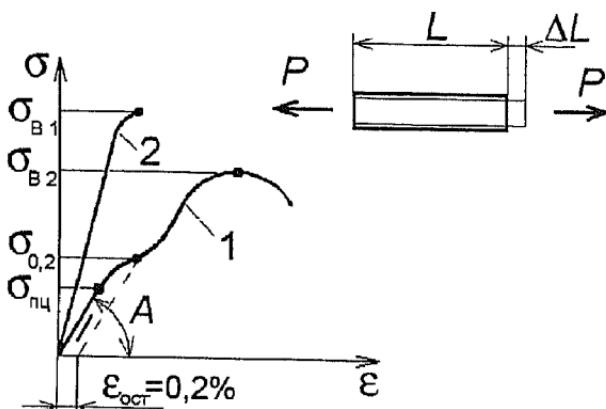


Рис. 4.10. Диаграммы σ — ϵ при растяжении образцов 1 и 2

При нагружении материала в зоне упругих деформаций при $\sigma_{\text{действ}} < \sigma_{\text{пц}}$ ($\sigma_{\text{пц}}$ — предел пропорциональности) после снятия нагрузки образец возвращается к исходной длине. Если при увеличении нагрузки напряжения станут превышать значение $\sigma_{\text{пц}}$, то при снятии нагрузки образец не вернется к начальному размеру и останется удлиненным на величину $\Delta L_{\text{ост}}$ (то есть его длина станет равной $L + \Delta L_{\text{ост}}$). Тогда относительное остаточное удлинение

$$\varepsilon_{\text{ост}} = \frac{\Delta L_{\text{ост}}}{L}.$$

Поскольку связь напряжения и деформации определяется законом Гука: $\sigma = E\varepsilon$, то в упругой зоне выражением E на диаграмме является $\operatorname{tg} A = \frac{\sigma}{\varepsilon}$. E называют МОДУЛЕМ УПРУГОСТИ ПЕРВОГО РОДА, E является коэффициентом пропорциональности между напряжением σ и деформацией ε .

Физический смысл E можно представить так: E — это напряжение, при котором длина образца увеличивается вдвое ($\varepsilon = 1$), что может быть реализовано на практике разве только у мягкой резины.

При нагружении образца в зоне пластичности материала ($\sigma_{\text{действ}} > \sigma_{\text{пц}}$) линейная пропорциональность между σ и ε пропадает. В этом случае в каждой точке диаграммы будет свой, соответствующий этой точке модуль. В теоретических расчетах используют как касательный (тангенс угла касательной к диаграмме), так и секущий (тангенс угла от начала координат к расчетной точке на диаграмме) модули, меньшие по величине, чем E .

При достижении так называемой «площадки текучести» материал может «течь», то есть длина образца может увеличиваться без увеличения нагрузки.

Поскольку для авиационной конструкции многоразового использования недопустимо наличие каких-либо остаточных деформаций при эксплуатации, необходимо, чтобы конструкция работала в зоне

упругих деформаций. Для этого либо ограничивают максимально допустимый уровень действующих напряжений ($\sigma_{\text{действ.}}$ не более $\sigma_{\text{пп}}$), либо при вычислениях используют значения расчетных нагрузок с учетом коэффициента безопасности f , тогда действующие напряжения — расчетные ($\sigma_{\text{расч.}}$), а за разрушающие напряжения принимают σ_v . Тогда конструкция будет работать в зоне упругих деформаций.

На практике считают, что за величину $\sigma_{\text{пп}}$, которую абсолютно точно трудно установить во время испытаний, можно принять значение $\sigma_{0,2}$, что соответствует напряжению, при котором остаточные деформации равны 0,2%, что можно экспериментально точно определить для каждого материала (см. рис. 4.10).

Итак, запомним:

Характеристикой прочности материала при растяжении является предел прочности σ_v ($\text{Н}/\text{мм}^2$, МПа), а характеристикой жесткости — модуль упругости E ($\text{Н}/\text{мм}^2$, МПа).

С одной стороны, чем больше у материала детали величина σ_v , тем большую нагрузку при одинаковой площади сечения может выдержать эта деталь.

С другой стороны, чем больше у материала детали величина E , тем при одинаковой нагрузке у этой детали деформации будут меньше.

Аналогично при нагружении сдвигом величина τ_v ($\text{Н}/\text{мм}^2$) материала характеризует прочность детали, а величина G ($\text{Н}/\text{мм}^2$) материала характеризует жесткость детали, сделанной из этого материала. Характеристику материала G называют *МОДУЛЕМ УПРУГОСТИ ВТОРОГО РОДА*.

При проектировочных расчетах на начальных этапах проектирования используют простые практические соотношения характери-

стик прочности и жесткости при растяжении и сдвиге у металлических авиационных материалов:

$$\tau_B = 0,6 \dots 0,65 \sigma_B,$$

при этом

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)},$$

где μ — коэффициент Пуассона (для большинства металлических материалов $\mu = 0,29 \dots 0,3$).

Коэффициент Пуассона μ — это отношение величины поперечной деформации образца при растяжении к продольной.

При использовании эксплуатационных нагрузок при расчете на статическую прочность конструкции за уровень *допустимых* напряжений принимают значения предела пропорциональности $\sigma_{\text{п.д.}} \approx \sigma_{0,2}$.

При применении *расчетных* нагрузок для расчетов на статическую прочность максимальные значения разрушающих напряжений принимают равными σ_B или τ_B .

Расчеты конструкции на прочность при использовании *расчетных* нагрузок проводят не только из условия достижения максимальных разрушающих напряжений σ_B или τ_B , а также из условия максимально возможных *допустимых* напряжений, меньших, чем *разрушающие* (σ_B , τ_B), например, из условий разрушения от *потери устойчивости* силовым элементом конструкции.

ПОТЕРЯ УСТОЙЧИВОСТИ — вид разрушения, когда при сжатии или сдвиге при достижении величины напряжения, называемого *критическим* ($\sigma_{\text{крит}}$ всегда меньше σ_B , $\tau_{\text{крит}}$ меньше τ_B), внезапно об разуется общая или местная волна деформации, приводящая к разрушению элемента конструкции (см. рис. 7.4 в гл. 7).

КРИТИЧЕСКОЕ НАПРЯЖЕНИЕ — напряжение, при достижении которого происходит разрушение конструкции по форме общей или местной потери устойчивости.

ОБЩАЯ ПОТЕРЯ УСТОЙЧИВОСТИ характеризуется деформацией оси элемента конструкции (например, оси стойки, стрингера).

МЕСТНАЯ ПОТЕРЯ УСТОЙЧИВОСТИ характеризуется появлением деформации на локальном, местном участке тонкостенной конструкции (например, одной из полок углового стрингера).

Подробно методика расчета критических напряжений элементов конструкции приведена в гл. 7.

4.4. ВИДЫ НАГРУЖЕНИЙ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

4.4.1. Растяжение—сжатие

Как уже сказано ранее, действующее напряжение в любом элементе конструкции при растяжении и сжатии σ равно P/F (рис. 4.11). Если при растяжении силой P действующее напряжение достигнет значения σ_b (предела прочности материала при растяжении), деталь разрушается. Однако при сжатии элемент конструкции может разрушиться раньше, чем напряжения достигнут величины σ_b , если возникнет разрушение от потери устойчивости.

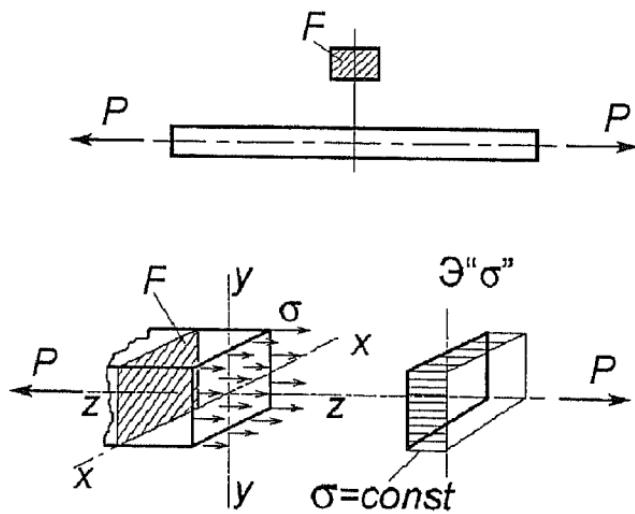


Рис. 4.11. Напряжения в сечении при растяжении (сжатии) детали

4.4.2. Сдвиг

В отличие от растяжения-сжатия, действующие при сдвиге (рис. 4.12,*a*) касательные напряжения τ не распределены равномерно по площади сечения. Например, максимальная величина напряжения в середине сплошного прямоугольного сечения (рис. 4.12, *b*) больше среднего значения ($Q/F_{\text{сеч}}$) примерно в 1,5 раза.

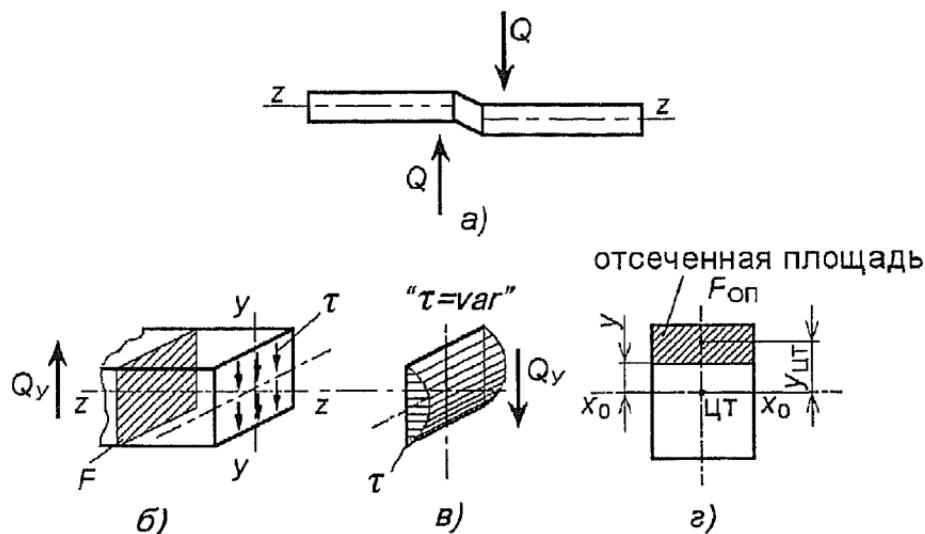


Рис. 4.12. Напряжения при сдвиге в сечении детали:
а — схема сдвига; *б* — качательные напряжения в сечении;
в — эпюра τ ; *г* — параметры статического момента

Распределение величин действующих напряжений τ_y по сечению от действия силы Q (рис. 4.12,*в*) рассчитывается по формуле:

$$\tau_y = \frac{QS_y}{Ib_y},$$

где $S_y = F_{\text{o.p.}} \cdot y_{\text{ц.т.о.п.}}$ — статический момент отсеченной площади сечения для координаты y , в которой рассчитывается напряжение сдвига (рис. 4.12, *г*); b_y — ширина сечения в рассчитываемом месте; I — момент инерции всего сечения относительно оси x_0x_0 , проходящей через ц.т. сечения.

Аналогично сжатию, разрушение при сдвиге может произойти как при достижении величины напряжений τ_b (предел прочности при сдвиге), так и при потере устойчивости при достижении критического напряжения $\tau_{\text{крит}}$.

4.4.3. Изгиб

При действии изгибающего момента M возникает изгибная деформация, при которой одни слои сечения растягиваются, а другие — сжимаются (рис. 4.13). При этом напряжения $\sigma_{\text{изг}y}$ в слое, лежащем на координате y от нейтральной оси, рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{\text{изг}y} = \frac{M}{W_y},$$

где M — изгибающий момент, действующий в данном сечении; $W_y = I/y$ — момент сопротивления рассчитываемого слоя относительно нейтральной оси сечения.

Разрушение растянутых слоев сечения происходит при достижении значений напряжений величины σ_b , а сжатых слоев — при достижении величины σ_b , либо критических напряжений $\sigma_{\text{кр}}$.

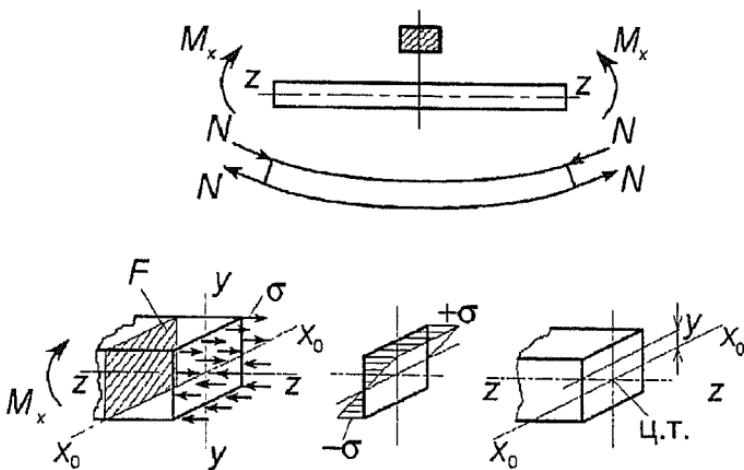


Рис. 4.13. Напряжения при изгибе в сечении детали

4.4.4. Кручение

При кручении (рис. 4.14) возникают напряжения, лежащие в плоскости сечения, то есть касательные напряжения сдвига, величина которых зависит от удаления точки, где определяются эти напряжения, от центра жесткости сечения. Напряжения при кручении вычисляются по формуле:

$$\tau_{\text{круч}} = \frac{M_{\text{круч}}}{W_p},$$

где $M_{\text{круч}}$ — крутящий момент в сечении; W_p — полярный момент сопротивления в точке расчета; ρ — расстояние от ц.т. до точки сечения, где определяется $\tau_{\text{круч}}$.

Разрушение сечения произойдет при достижении величины напряжения в данной точке, равного τ_b либо величины критического напряжения $\tau_{\text{крит}} < \tau_b$.

4.4.5. Совместное действие нескольких видов нагружений

При действии только нормальных или только касательных напряжений в каждой точке конструкции напряжения могут складываться как векторные величины, и тогда для определения прочнос-

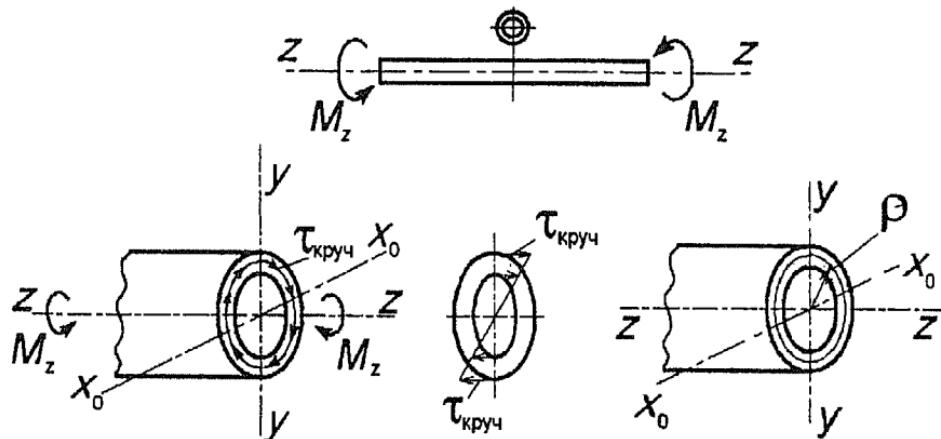


Рис. 4.14. Напряжения при кручении в сечении детали

ти эта векторная сумма действующих напряжений сравнивается с соответствующим разрушающим или допустимым напряжениями.

При этом считают (для абсолютно твердого тела без учета возможной пластичности), что разрушение наступит при достижении в какой-либо точке сечения значения действующего напряжения, равного допустимому или разрушающему. При этом допустимые напряжения не могут быть больше σ_b или τ_b .

В общем случае, при одновременном действии нормальных и касательных напряжений в сечении детали для определения разрушающих напряжений существуют несколько теорий прочности и формул, выражающих условия прочности (Мизеса—Хилла, Цая—Генки и др.). Применение конкретной теории прочности зависит от многих факторов (комбинаций величин σ и τ в данной точке, когда каждая из этих величин еще не достигла предельных значений свойств материала, формы разрушения силового элемента и пр.). Этот вопрос будет изложен в каждом конкретном случае в дальнейших разделах учебного пособия.

4.5. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕЙСТВУЮЩИХ ВНЕШНИХ НАГРУЗОК

Представим себе образец, состоящий из двух различных материалов, прочно скрепленных между собой (склейкой, пайкой или сваркой, рис. 4.15).

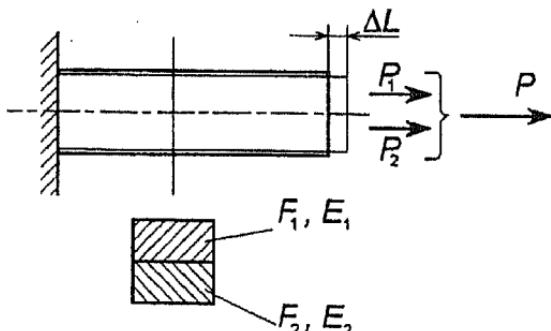


Рис. 4.15. Распределение суммарной нагрузки по сечению детали, выполненной из разных материалов

При действии силы P этот образец удлинится на величину ΔL , общую для обоих материалов. Тогда напряжения в первом материале $\sigma_1 = E_1 \cdot \epsilon_1$ а во втором — $\sigma_2 = E_2 \cdot \epsilon_2$. В этом случае часть образца из материала 1 возьмет на себя нагрузку $P_1 = \sigma_1 \cdot F_1$, а часть из материала 2 возьмет на себя нагрузку $P_2 = \sigma_2 \cdot F_2$. При этом $P_1 + P_2 = P$.

Приравняем удлинения частей образца, так как они соединены вместе, тогда

$$\epsilon_1 = \frac{P_1}{E_1 \cdot F_1}; \quad \epsilon_2 = \frac{P_2}{E_2 \cdot F_2}$$

или

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{E_1 \cdot F_1}{E_2 \cdot F_2}.$$

Произведение EF называют *характеристикой жесткости сечения при растяжении*.

Из курса сопротомата известно, что характеристикой жесткости при сдвиге является величина, пропорциональная GF , при изгибе — EI , при кручении — GI_p .

Запомним:

Нагрузка распределяется пропорционально жесткости детали (конструкции), соответствующей этому виду нагружения

Другими словами:

Более жесткий элемент конструкции воспринимает и большую долю нагрузки

Например, консольная двутавровая балка нагружена силой P (рис. 4.16). Какая часть сечения балки больше воспринимает сдвиг, а какая изгиб?

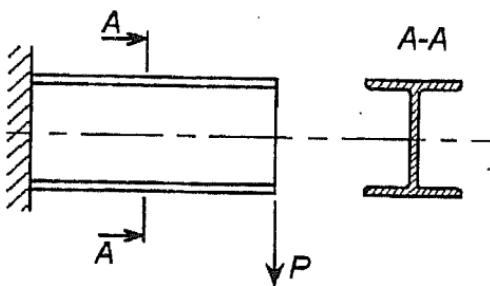


Рис. 4.16. Нагружение консольной балки

С одной стороны, если убрать стенку двутавра, то для восприятия полной величины силы P поясам необходим большой прогиб (пояса без стенки будут работать как рессоры). Стенка, соединенная с поясами, препятствует возникновению большого прогиба балки. Следовательно, в этом случае стенка имеет большую жесткость, чем пояса и основную долю сдвига балки от силы P стенка берет на себя.

С другой стороны, пояса (полки) двутавра как наиболее удаленная от ц.т. часть сечения будут определять и большую часть общего момента инерции сечения, следовательно, лучше работать на изгиб. Таким образом, при расчете напряжений балки от изгиба стенку можно не учитывать, а при расчете балки на сдвиг можно не учитывать пояса. Ошибка при этом для стандартных двутавровых профилей не превышает 5...8%, что идет в запас прочности балки, зато расчет производится быстрее.

Запомним

— о связи понятий «деформация» и «жесткость»:

Чем больше жесткость элемента конструкции, тем меньше его деформация при одинаковой величине нагрузки

— о связи понятий «деформация» и «напряжение»:

Деформация связана с напряжением через коэффициент пропорциональности E ($\sigma = E\varepsilon$), то есть, если известны материал конструкции и деформация сечения детали, то можно узнать и напряжения в этом сечении. И наоборот, если знаем напряжения, то можем узнать деформацию.

4.6. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ВНЕШНИХ НАГРУЗОК

4.6.1. Уравновешивание нагруженной балки

Известно, что в любой статически уравновешенной системе при пространственном воздействии нагрузок сумма проекций сил на оси координат и сумма моментов относительно этих осей должны равняться нулю.

В статически неуравновешенной системе (например, в движущейся с ускорением) для уравновешивания используют принцип Даламбера, по которому к системе должны быть приложены уравновешивающие инерционные силы и моменты. В каждом случае конструктор должен знать, где и в каком виде приложены эти уравновешивающие нагрузки.

Пример 1. Консольная балка.

На балку длиной L и массой m , распределенной вдоль длины балки, действует сила P . Тогда, если балка заделана в стену (рис. 4.17), то в месте заделки возникает реакция

$$R = mg + P$$

и реактивный момент

$$M = PL + \frac{mgL}{2}.$$

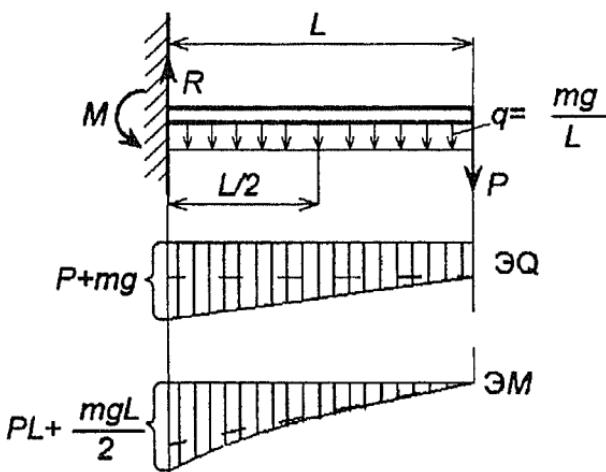


Рис. 4.17. Эпюры Q и M для консольной балки

Вид эпюор Q и $M_{изг}$ показан на рис. 4.17.

Пример 2.

Та же балка свободно подвешена на пружине, прикрепленной в ц.т., и находится в равновесии (рис. 4.18). Построить эпюры Q и M просто, так как в каждой точке балки с координатой x_i , будет действовать одинаковая перегрузка $n = R/mg = 1$. Вид эпюор Q и M показан на рис. 4.18.

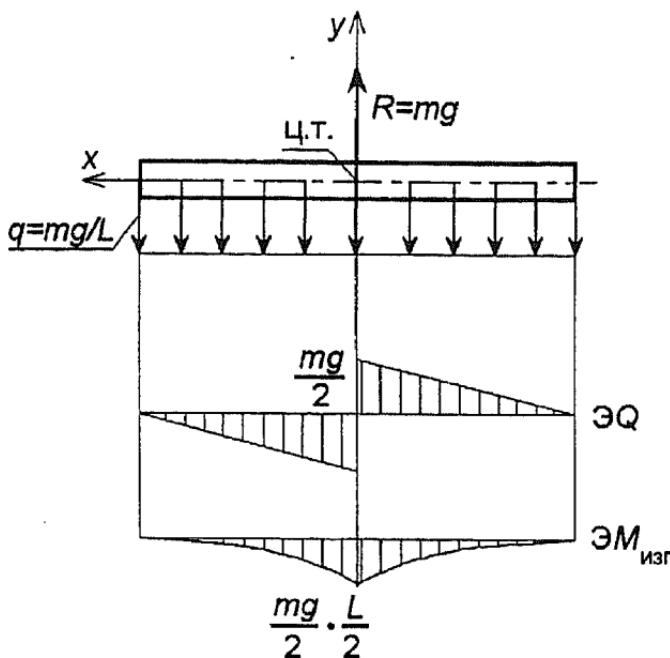


Рис. 4.18. Нагружение балки статически уравновешенной

Пример 3.

Теперь, если приложить к концу балки, показанной на рис. 4.18, силу P (даже гораздо меньшую, чем вес балки G , рис. 4.19), то балка начинает вращаться вокруг ц.т. с начальной угловой скоростью ω и угловым ускорением $\dot{\omega}$ и получит дополнительную «поступательную»

перегрузку, одинаковую по длине балки, $\Delta n_{пост} = \frac{P}{G}$ и «вращательную» линейную перегрузку, разную в каждой точке балки,

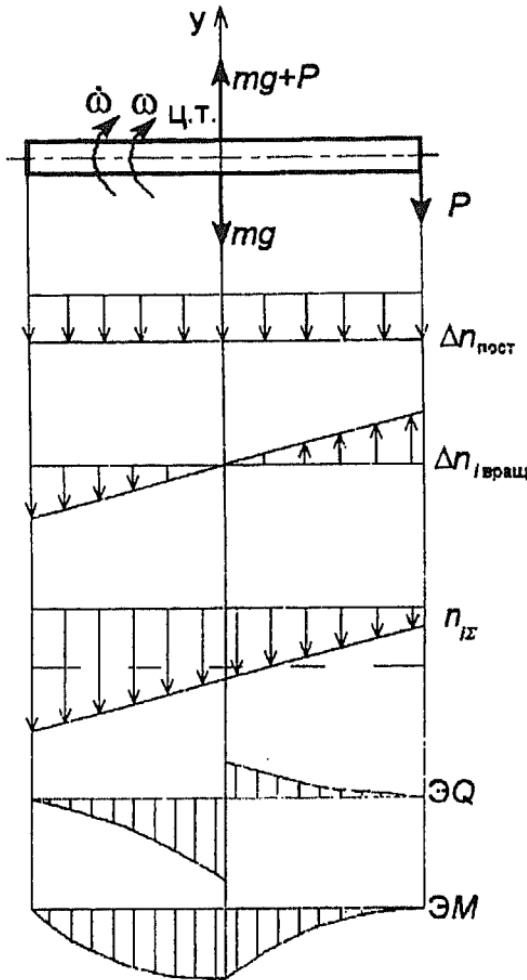


Рис. 4.19. Нагружение балки статически неуравновешенной

$$\pm \Delta n_{\text{вращ}} = \frac{\dot{\omega}(\pm x_i)}{g}, \text{ где } \dot{\omega} = \frac{M_z}{I_z} = \frac{P \cdot \frac{L}{2}}{I_z}; I_z \text{ — массовый момент инерции балки относительно оси } z.$$

Максимальное значение $\Delta n_{\text{вращ}}$ будет на концах балки ($x = L/2$).

Таким образом, в каждой точке с координатой x_i будет действовать суммарная перегрузка $n_{y\Sigma} = n_{\text{пост}\Sigma} + \Delta n_{\text{вращ}\Sigma}$.

Вид распределения суммарной перегрузки по длине балки показан на рис. 4.19. Если распределенный вес балки $\frac{mg}{L}$ умножить на величину перегрузки $n_{i\Sigma}$, то в каждой точке с координатой x_i будет действовать погонная сила q_i и можно построить эпюры Q и $M_{изг}$. Вид эпюра показан на рис. 4.19.

Данный пример соответствует упрощенному виду нагружения горизонтально двигающегося самолета массой m при отклонении руля высоты ($P = \Delta P_{FO}$) в начале маневра набора высоты.

В этом случае поступательная уравновешивающая распределенная инерционная нагрузка будет равна

$$q_{\text{инерц.пост}} = \frac{mga}{Lg},$$

где $\frac{mg}{L}$ — распределенный вес балки; $\frac{a}{g} = n$ — поступательная перегрузка в центре тяжести.

Распределенная по балке инерционная вращательная нагрузка, уравновешивающая момент $M_{\text{нейп}} = \frac{mL}{2}$, определяется из уравнения

$$q_{\text{инерц.вр}} = \frac{\dot{\omega}xmg}{gL},$$

где $\dot{\omega}x$ — линейное ускорение; $\frac{\dot{\omega}x}{g}$ — перегрузка от вращения в сечении на расстоянии x от центра тяжести балки («вращательная» перегрузка).

Величина уравновешивающей инерционной силы $R_{\text{инерц}} = gLa = P$, величина уравновешивающего инерционного момента

$$M_{\text{инерц}} = \sum_{x=0}^l \frac{mg}{L} \frac{\dot{\omega}x}{g} dx = M = \frac{Pl}{2},$$

направление уравновешивающих сил и моментов противоположно действующим P и M .

Для конструкции самолета построение в этом случае суммарных эпюор перерезывающих сил и изгибающих моментов сложно. В конструкторских бюро эпюры нагружения агрегатов самолета с учетом динамики и переходных процессов определяют бригады нагрузок и расчетов динамики полета.

4.6.2. Уравновешивание статического момента

Трудности у студентов, приступивших к изучению настоящего курса, может вызвать и уравновешивание действующего момента при решении простых задач.

Пример 1.

Дощечка закреплена в двух точках A и B (например, прибита двумя гвоздями), на нее в плоскости действует момент M (рис. 4.20). Необходимо определить нагрузку, действующую в точках A и B (трением и массой детали для простоты пренебрегаем).

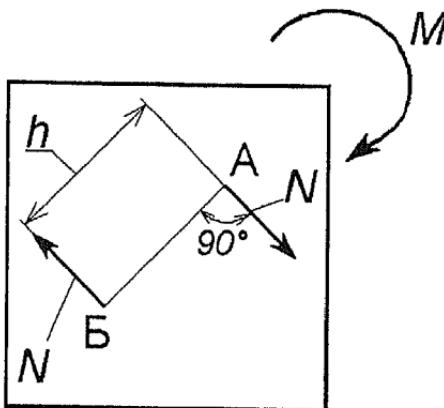


Рис. 4.20. Нагружение закрепленной детали «парой сил» от M

Определить величину силы $N = M/h$ несложно, а вот определить направления пары сил N сложнее, так как они направлены перпендикулярно линии AB .

Пример 2.

Если несколько усложнить задачу, как показано на рис. 4.21, то как найти силу N от действия только момента $M = P \cdot a$ уже извест-

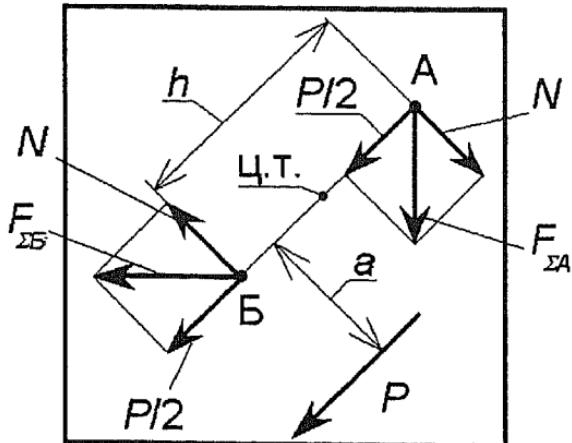


Рис. 4.21. Сила P действует параллельно линии $A-B$

тно. А вот определить векторную сумму сил $F = N + P/2$ уже сложнее, так как необходимо вспомнить, не только куда направлена каждая из пары сил N (перпендикулярно к линии, соединяющей точки A и B), но еще учесть силу $P/2$ и направление этой составляющей (параллельно действующей силе P).

Пример 3.

Если сила P не параллельна линии AB (рис. 4.22) и студент правильно решает эту задачу, то он может смело отправляться дальше

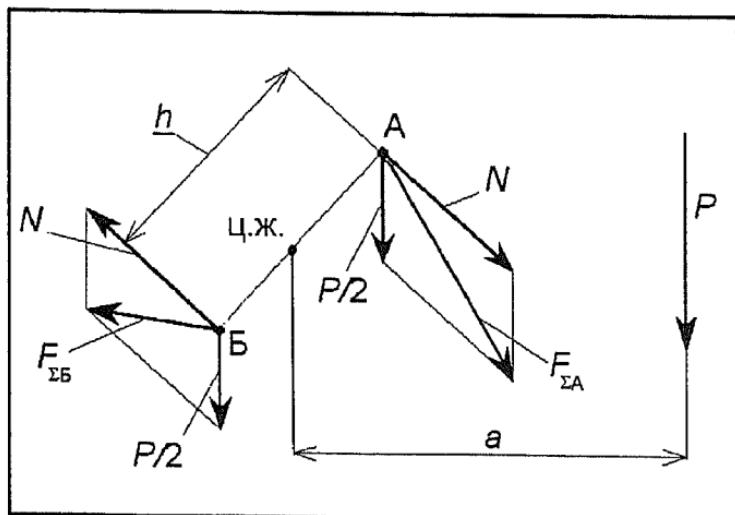


Рис. 4.22. Произвольное направление действия силы P

изучать курс «Проектирование деталей и узлов конструкции самолета».

Еще более общая методика решения задачи с силовыми элементами (заклепками, болтами) разных диаметров в точках *A* и *B* изложена в разд. 9.6 гл. 9.

Следует отметить, что действующая нагрузка, ее вид, величина или ее распределение задаются конструктору, а места приложения реактивных составляющих, как они будут направлены, это определяет сам конструктор: какую конструкцию он выберет (статически определимую или нет), где и как закрепит силовые элементы в пространстве (в данном примере — «где и какие забьет гвозди?»).

ВЫБОР МАТЕРИАЛА АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

При создании конструкций одним из определяющих факторов, влияющих на их совершенство, является правильный выбор материала. При выборе материала необходимо учитывать:

- характер нагружения конструкции (статическое, динамическое);
- внешние воздействия и условия работы (рабочую температуру, условия эксплуатации и пр.);
- физико-механические характеристики материала;
- удельные прочностные и жесткостные характеристики материала;
- усталостные характеристики материала, определяемые скоростью наступления и распространения усталостных разрушений;
- возможности технологических процессов, необходимых для изготовления детали заданной конфигурации и габаритных размеров;
- степень освоения технологических процессов изготовления детали из данного материала;
- возможность использования данного материала в условиях эксплуатации будущей конструкции;
- стоимость и др.

При этих условиях задача правильного выбора материалов для летательного аппарата с целью повышения летных характеристик и технологичности конструкции приобретает все большее значение для конструкторов и технологов, о чем более подробно в этой и следующей главах книги.

5.1. ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Каждому конструктору необходимо знать основные характеристики материалов:

- значения *ПРЕДЕЛОВ ПРОЧНОСТИ* σ_b , τ_b ;
- величины *МОДУЛЕЙ УПРУГОСТИ* E ;
- значения массовой плотности ρ или удельного веса материала γ и др.

Для начала следует запомнить хотя бы типовые значения характеристик авиационных конструкционных материалов, упрочненных термообработкой.

В табл. 5.1 приведены средние минимальные значения характеристик механических свойств основных металлических материалов.

Таблица 5.1
Характеристики материалов

| Материал | σ_b , МПа | E , МПа | ρ , г/см ³ |
|---------------------------------|---------------------|--------------|-------------------------------|
| Алюминиевый сплав (тип Д16Т) | 400 | 72000 | 2,7...2,8 |
| Сталь (тип 30ХГСА) | 1100 | 210000 | 7,8...7,85 |
| Титановый сплав (тип ОТ4) | 700 | 110000 | 4,5...4,85 |

При этом для металлов можно принять $\tau_b = 0,6 \dots 0,65 \sigma_b$,

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)} = 0,4E, \quad \sigma_{0,2} = \sigma_{пц} = 0,7 \dots 0,8 \sigma_b, \quad \mu = 0,29.$$

Характеристики односторонних композиционных материалов (волокна расположены только по направлению растягивающих или сжимающих нагрузок) на начальном этапе конструирования для углепластика типа КМУ (при растяжении) можно принять следующими:

$$\sigma_b = 1100 \dots 1700 \text{ МПа},$$

$$E = 160000 \dots 180000 \text{ МПа},$$

$$\rho = 1,4 \dots 1,6 \text{ г/см}^3.$$

При этом следует учесть, во-первых, что только односторонний КМ (рис. 5.1) применяется в конструкциях крайне редко. При

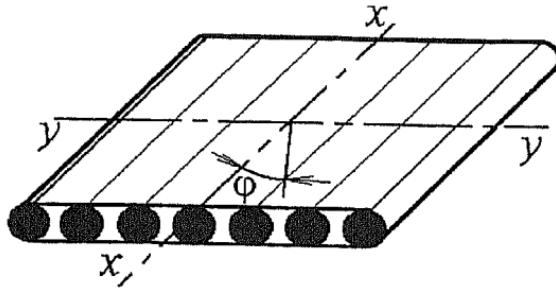


Рис. 5.1. Однонаправленный композиционный материал

изменении угла Φ механические характеристики σ_{bx} , E_x , G_{xy} , μ_{xy} меняются (гл. 12).

Во-вторых, что композиционные материалы имеют крайне низкие характеристики межслоевого сдвига ($\tau_b = 40$ МПа, что соответствует прочности полимерной матрицы). Поэтому при создании конструкции из КМ учитывают конкретную прочность и жесткость пакета разнонаправленных слоев, которая значительно меньше, чем у однонаправленных слоев.

Проектированию конструкций с применением КМ посвящена гл. 12.

В целом, используя вышеуказанные значения типовых характеристик материалов, можно проводить предварительные оценки конструкции на начальном этапе проектирования.

В табл. 5.2 приведены типовые характеристики металлических авиационных конструкционных материалов, включая удельные прочности и жесткости*.

Конечно, конструктору только этих характеристик недостаточно. Ему необходимо знать не только конкретную марку материалов, но и термообработку, соответствующие им значения характеристик, которые указаны в справочниках ВИАМ, ГОСТах, отраслевых нормах.

* Здесь и далее (например, гл. 12, приложение Б.2) в настоящей книге приведены типовые, осредненные характеристики отечественных и зарубежных металлических авиационных конструкционных материалов, упомянутых в [1, 3, 6, 18, 21, 24, 31, 41], справочниках ВИАМ и [43].

Характеристики металлических материалов

| Марка сплава | E , МПа | σ_b , МПа | $\sigma_{0,2}$, МПа | ρ , г/см ³ | σ_b / ρ МПа см ³ /г | E / ρ МПа см ³ /г |
|----------------------------|-----------|------------------|----------------------|----------------------------|--|-----------------------------------|
| Алюминиевые сплавы | | | | | | |
| AMg2-Н | 72000 | 200 | 100 | 2,7 | 71 | 25700 |
| Д16АТВ | 72000 | 420 | 300 | 2,8 | 150 | 25700 |
| B95 | 72000 | 600 | 560 | 2,8 | 214 | 25700 |
| AK6 | 72000 | 400 | 290 | 2,8 | 143 | 25700 |
| AK8 | 72000 | 480 | 380 | 2,8 | 171 | 25700 |
| ВАЛ10 | 72000 | 330 | 280 | 2,78 | 119 | 25700 |
| Алюминиево-литиевые сплавы | | | | | | |
| 1201 | 72000 | 430 | 320 | 2,8 | 120 | 25700 |
| 1420 | 76000 | 420 | 260 | 2,47 | 170 | 30700 |
| 1460 | 79500 | 500 | 440 | 2,6 | 192 | 30500 |
| Титановые сплавы | | | | | | |
| BT1-0 | 110000 | 400 | - | 4,55 | 90 | 24400 |
| OT4 | 110000 | 800 | - | 4,55 | 178 | 24400 |
| BT20 | 110000 | 1000 | - | 4,65 | 187 | 24400 |
| BT6С | 110000 | 900 | - | 4,65 | 200 | 23600 |
| BT15 | 110000 | 900 | - | 4,8 | 1 | 22900 |
| BT22 | 110000 | 1300 | - | 4,85 | 268 | 22600 |
| Стали | | | | | | |
| 12ХН3А | 200000 | 950 | - | 7,8 | 121 | 25600 |
| 30ХГСА | 210000 | 1100 | 850 | 7,85 | 140 | 26700 |
| 18Х2Н10ТА | 190000 | 1150 | 850 | 7,85 | 146 | 26700 |
| 30ХГСН2А | 210000 | 1650 | 1400 | 7,85 | 210 | 26700 |

маях или сертификатах на материал (см. также приложение Б-2). Следует учитывать и зависимость характеристик от рабочей температуры конструкции и условий эксплуатации (например, в жарком и влажном тропическом климате).

Важной характеристикой является величина относительной деформации при разрушении $\delta_{разр}\%$. Материалы с величиной $\delta_{разр} > 8\%$ считаются пластичными, имеющие $\delta_{разр} < 5\%$ — хрупкими, применение которых желательно ограничить.

В последнее время все более широкое применение находят свариваемые алюминиево-литиевые сплавы (типа 1201, 1420, 1460) и несвариваемые (типа 1440, 1450), которые обладают повышенными удельными прочностью и жесткостью, а также и меньшей плотностью. Недостатком их является пониженная величина относительной деформации при разрушении $\delta_{разр} = 5\%$, приводящая к хрупкому разрушению. Однако хорошая свариваемость дуговой и точечной сваркой часто является более предпочтительным фактором, чем некоторое понижение пластичности. Например, герметичный модуль кабин ВКС «Буран» и «Шаттл» выполнен из алюминиево-литиевых материалов.

По мере совершенствования авиационных конструкций расширяется круг применяемых в них материалов и усложняются условия их работы. Высокие рабочие температуры, сложные внешние условия при нагружении конструкции и другие факторы часто настолько резко меняют требования к характеристикам материалов, что приходится изыскивать новые материалы, удовлетворяющие этим требованиям. Например, при создании ВКС «Буран» или «Шаттл» пришлось применять жаропрочные углеродные и ниобиевые материалы, не теряющие прочность при температурах 1440°C (см. гл. 13).

При переходе на новые высокопрочные и высокотемпературные материалы трудоемкость и стоимость изготовления конструкции может значительно увеличиться [6]. Если среднюю трудоемкость изготовления самолетных конструкций из сплава Д16Т принять за 100%, то для сплава В95 она приблизительно будет равна 120%. Если трудоемкость изготовления конструкции из титанового сплава ОТ4-1 принять за 100%, то для сплава ВТ14 трудоемкость будет 200%. При применении жаропрочных материалов трудоемкость может увеличиться в 5...12 раз, а стоимость в 10...30 раз по сравнению с конструкциями из традиционных сплавов.

На работу материала в конструкции влияют многие факторы, которые конструктор должен учитывать: характер работы материала (сжатие, растяжение, потеря устойчивости, смятие, сдвиг, усталость, ресурс, ползучесть); предел нагрузок по величине напряжений, скорости и цикличности их приложения; не только рабочую температуру и ее величину, но и скорость ее изменения, цикличность приложения, а также продолжительность всех этих воздействий.

5.2. УЧЕТ ВЛИЯНИЯ ВИДА НАГРУЖЕНИЯ НА ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ

5.2.1. Удельные характеристики прочности и жесткости материала

Установлено, что материалы по-разному работают при разных видах нагружений и деформаций. Одни материалы хорошо работают на растяжение, другие — на изгиб, третьи — на сдвиг. Критерем, оценивающим эффективность работы того или иного элемента конструкции на данный вид нагружения, является его удельная прочность.

Чаще всего удельную прочность обозначают буквой P , тогда при различных случаях нагружения удельная прочность материала выразится следующими соотношениями:

σ_b / ρ — растяжение и чистое сжатие;

$\sqrt{E / \rho}$ — продольный изгиб;

$\sqrt[3]{\sigma^2 / \rho}$ — поперечный изгиб;

τ_b / ρ — сдвиг,

где σ_b — предел прочности при растяжении; E — модуль упругости; τ_b — предел прочности при сдвиге.

Коэффициенты удельной прочности используют при проектировании конструкций минимальной массы, работающей на данный вид нагружения.

В качестве примера приведем определение удельной прочности материала элемента, работающего на растяжение.

На элемент конструкции длиной L (рис. 5.2) действует растягивающая сила P .

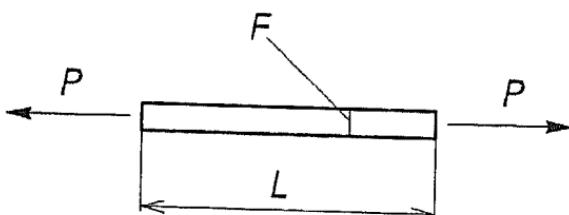


Рис. 5.2. Стержень, работающий на растяжение

Определим потребную площадь сечения F из условия сохранения работоспособности конструкции до разрушения $F = P / \sigma_b$.

Массу элемента в этом случае можно вычислить по формуле

$$m = \rho F l = \rho I P \frac{1}{\sigma_b} = \frac{P l}{\Pi},$$

где $\Pi = \sigma_b / \rho$ — удельная прочность материала.

Тогда $m_{\min} = P l / \Pi_{\max}$, то есть для уменьшения массы стержня надо выбирать материал с наибольшим значением удельной прочности.

Аналогично для пластин, работающих на сжатие (рис. 5.3), у которых действующие напряжения равны критическим:

$$\sigma_{\text{действ}} = \frac{q_{\sigma}}{\delta} = \sigma_{\text{кр}} = \frac{k \cdot E}{\left(\frac{b}{\delta}\right)^2},$$

минимальная толщина $\delta = \sqrt[3]{\frac{q_{\sigma} b^2}{E \cdot k}}$. При этом масса пластины

$$m_{\text{пл}} = a \cdot b \cdot \delta \cdot \rho = a \cdot b^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{q_{\sigma}}{k}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\rho}{E^{\frac{1}{3}}}\right).$$

Тогда удельная прочность определится как

$$\Pi_{\text{сж}} = \frac{\sqrt[3]{E}}{\rho}.$$

Минимальной массы пластины в этом случае будет при применении материала с максимальным значением удельной прочности

$$\Pi_{\text{сж}} = \frac{\sqrt[3]{E}}{\rho}.$$

Таким же образом можно определить значения удельной прочности:

— при изгибе двухпоясных балок

— при кручении трубчатой конструкции

$$\Pi = \frac{\sqrt[3]{\sigma^2}}{\rho};$$

а также и для других видов нагружения силовых элементов.

За характеристику **УДЕЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ** материала принимают отношение E/ρ , или **удельный модуль упругости** материала.

Поскольку прочностные характеристики (удельная прочность и величина удельных модулей упругости) большинства материалов уменьшаются при увеличении температуры (рис. 5.4 и 5.5), это явление следует учитывать при выборе материала для конструкций минимальной массы или максимальной жесткости.

5.2.2. Особенности выбора материала по условию прочности

Не всегда материал конструкций выбирают из условия максимальной удельной прочности. Существует до 30% конструктивных

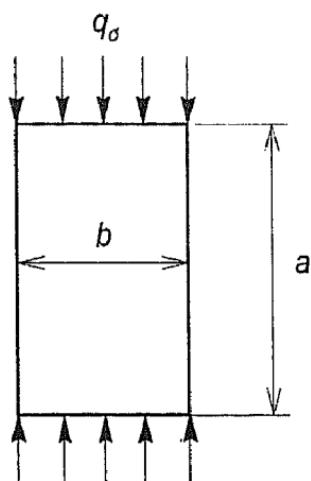


Рис. 5.3. Нагружение пластины сжатием

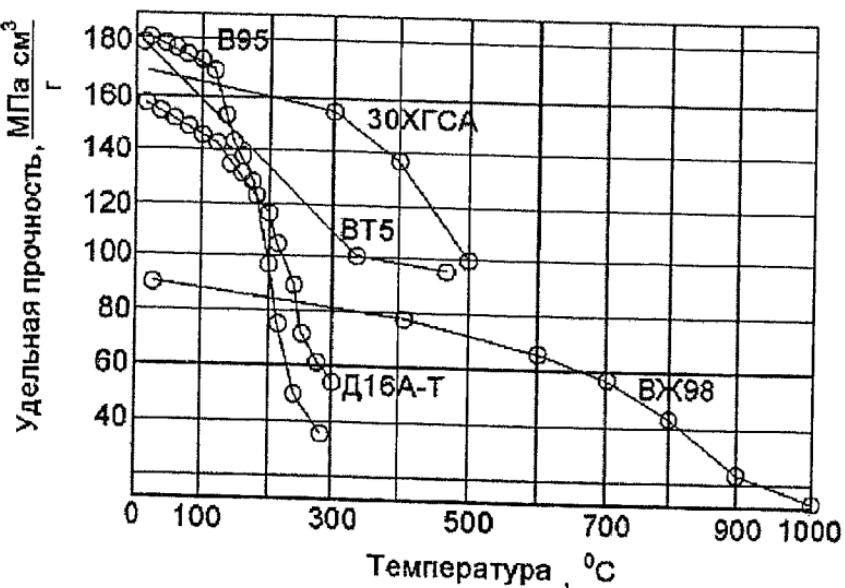


Рис. 5.4. Зависимость удельной прочности σ_b/ρ различных металлических материалов от температуры

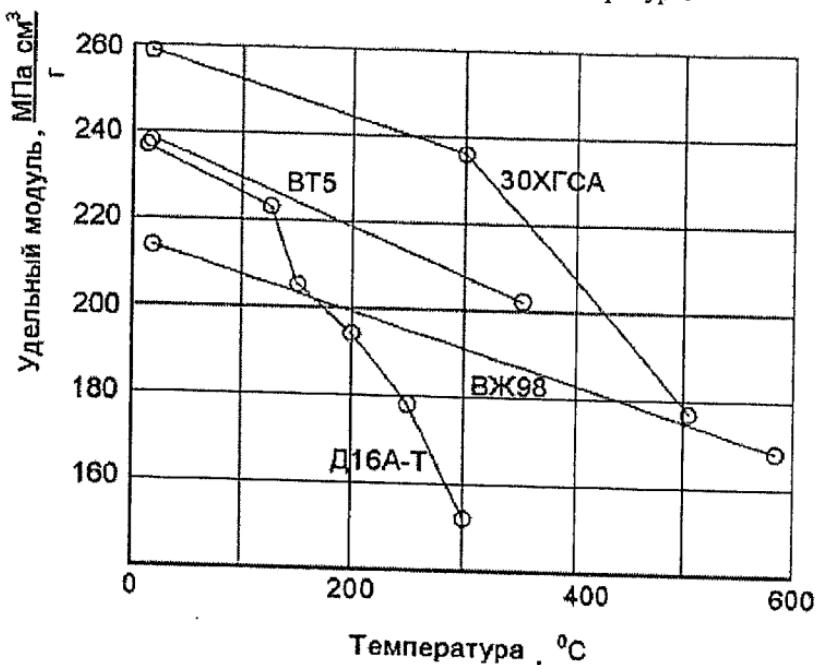


Рис. 5.5. Зависимость удельного модуля E/ρ различных металлических материалов от температуры

малонагруженных элементов, различных деталей оборудования и др. Если эти элементы выполнять из высокопрочных материалов, то потребные сечения могут оказаться столь малыми, что их по технологическим соображениям невозможно изготовить. Для этих элементов применяют более легкие, но менее прочные алюминиевые и магниевые сплавы.

В самолетостроении достаточно широко используют неметаллические материалы — для носовых радиопрозрачных коков, остекления кабины, тепло- и звукоизоляции, для разного рода прокладок и уплотнений и т.п., а также полимерные композиционные материалы (см. гл. 12).

Кроме того, материал, выбранный по критерию удельной прочности, еще полностью не характеризует массу будущей конструкции, так как необходимо учитывать ряд технологических ограничений, не позволяющих использовать полученные по расчету сечения. Это ограничения по допускаемой толщине обшивки для сортамента листов, сортамента профилей, допускаемым толщинам литых и штампованных деталей и т. п.

Существенно влияют на общую массу конструкции весовые характеристикистыковых соединений деталей, зависящие от материала и возможностей применения тех или иных конструктивно-технологических способов соединений (заклепки, болты, сварка, склейка и др.), технологичность и стоимость конструкции.

Учесть при выборе материала все эти факторы конструктору помогает его практический опыт.

5.2.3. Учет рабочей температуры конструкции

При полете самолета со сверхзвуковыми скоростями возрастает рабочая температура конструкции, что следует учитывать при выборе материала.

Нагрев зависит от скорости полета, он особенно велик на передних кромках крыла, оперения, фюзеляжа, мотогондол и может быть рассчитан, как для теплоизолированной стенки с коэффициентом восстановления 0,9. Абсолютную температуру торможения T_T определяют по формуле

$$T_T = T_h (1 + 0,18M^2),$$

где T_h — абсолютная температура воздуха на высоте полета h по МСА (международная стандартная атмосфера), К; M — число Маха полета.

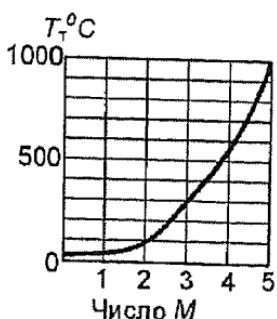


Рис. 5.6. Изменение температуры торможения от числа M

График изменения температуры торможения от значения M для высот 11...25 км приведен на рис. 5.6. Возможные изменения температуры на поверхности ЛА на земле и, например, носка крыла сверхзвукового самолета, летающего со скоростью, соответствующей $M = 2,7$, на высоте 5 км, показаны на рис. 5.7 [6].

Так как величина T_h зависит не только от высоты h , но и от местных условий, то она состоит из постоянного значения, нормируемого МСА (например, для высот 11...25 км $T_h = 216,5$ К), и переменного, задаваемого определенным допуском на случайные изменения. Обычно этот допуск $T_h = \pm 20$ К. Если подсчитать, например, температуру торможения на высоте 12 км при скорости $M = 2,5$ по номинальной $T_h = 216,5$ К с плюсовыми отклоне-

чайные изменения. Обычно этот допуск $T_h = \pm 20$ К. Если подсчитать, например, температуру торможения на высоте 12 км при скорости $M = 2,5$ по номинальной $T_h = 216,5$ К с плюсовыми отклоне-

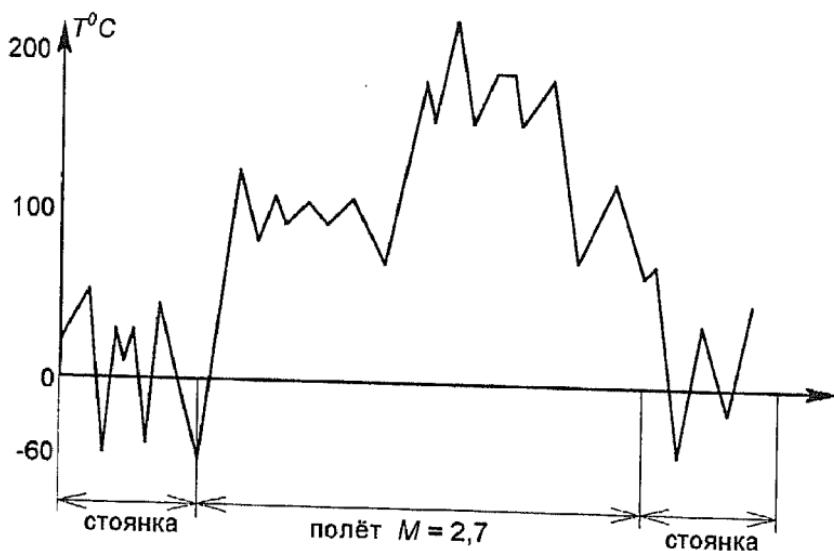


Рис. 5.7. Изменение температуры носка сверхзвукового самолета

ниями допуска ($T_{h+\Delta} = 216,5 + 20 = 236,5$ К) и минусовыми ($T_{h-\Delta} = 216,5 - 20 = 196,5$ К), то получим разбежки температур, которые влияют на пределы применения материалов, показанных на графике рис. 5.8 [6]. Видно, что это влияние существенно, поскольку, например указанные сплавы применяются, как правило, только до нижних границ пределов показанных на рис. 5.8.

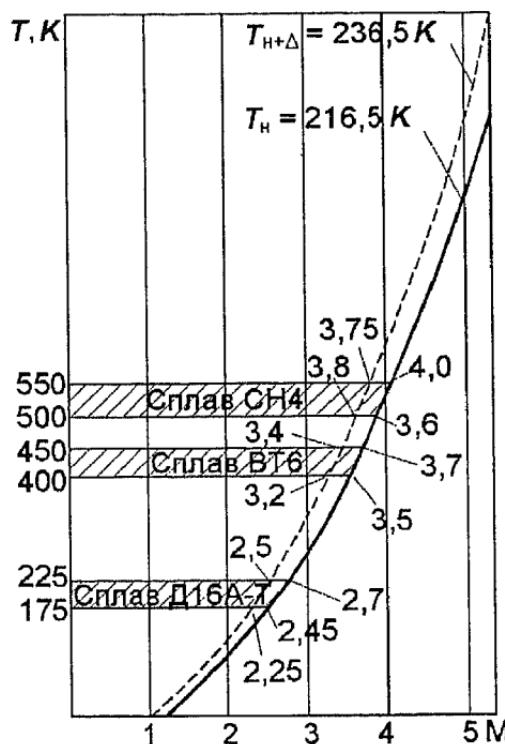


Рис. 5.8. Температурные пределы применения материалов

5.2.4. Учет характеристик ползучести материалов

При температуре $0,35T_{\text{плавл}}$ в технически чистых металлах начинается процесс рекристаллизации, и с этой температуры время выдержки влияет на прочность материалов. Для сплавов эта температура может подняться до $0,45T_{\text{плавл}}$ (например, для сплава Д16Т).

Такой же характерной точкой является температура $0,5T_{\text{плавл}}$, выше которой перестает действовать упрочнение, вызванное нагартовкой любого типа (для алюминиевых сплавов это температура 180–200 °C). Влияние времени выдержки материала при заданной температуре имеет тот же характер, что и самой температуры, то есть с увеличением температуры и времени выдержки все прочностные показатели материала только падают.

На рис. 5.9 показано изменение предела прочности листового сплава Д16Т в зависимости от температуры и времени выдержки (так называемый *ПАРАМЕТР ТЕРМОЭКСПОЗИЦИИ ЛАРСОНА-МИЛЛЕРА «С»*), который определяют по формуле

$$C = T^{\circ}\text{K}(21 + \log t),$$

где $T^{\circ}\text{K}$ — температура в Кельвинах; 21 — постоянная; t — время выдержки температуры, ч.

При проектировании элементов конструкций, работающих в условиях кинетического нагрева, большое значение придается *ПОЛЗУЧЕСТИ* материала, характеризуемой критериями $\sigma_{0,2/100}/\rho$, где $\sigma_{0,2/100}$ — *ПРЕДЕЛ ПОЛЗУЧЕСТИ* при высоких температурах (напряжение, вызывающее деформацию 0,2% за 100 часов).

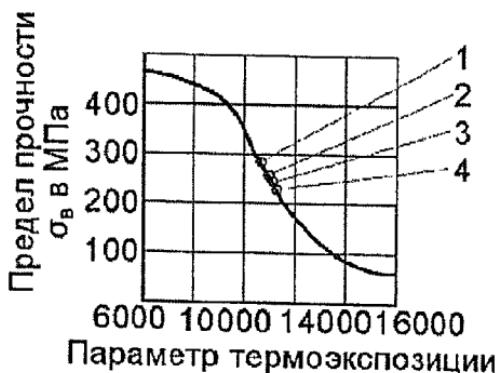


Рис. 5.9. Изменение предела прочности листового сплава Д16Т:
1 — температура 170 °C, выдержка 100 ч; 2 — температура 170 °C, выдержка 1000 ч; 3 — температура 170 °C, выдержка 10000 ч;
4 — температура 200 °C, выдержка 100 ч

Особенно сложен выбор материалов для конструкций, нагружаемых сжатием или сдвигом и рассчитываемых на разрушение от потери устойчивости в условиях, когда возникает явление ползучести материала (рис. 5.10, где $P_{\text{пол}}$ — критическая сила сжатия при потери устойчивости при длительном приложении нагрузки, $P_{\text{кр}}$ — то же при кратковременном нагружении [6]).

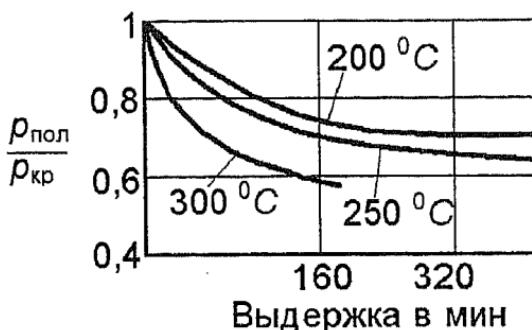


Рис. 5.10. Относительное уменьшение усилий потери устойчивости панелей из алюминиевого сплава в зависимости от температуры и выдержки

Из сравнения кривых на графике (рис. 5.10) следует: при действии длительного нагружения стойки или пластины могут терять устойчивость через определенное время, по мере накопления соответствующей суммарной деформации ползучести при напряжениях даже меньше критических. Причем скорость ползучести материала зависит от уровня напряжения и температуры. Главными направлениями увеличения срока службы конструкции, работающей на потерю устойчивости в условиях ползучести, является снижение температур и рабочих напряжений.

При температуре, равной $0,3T_{\text{плав}}$ (точка А на рис. 5.11), явление ползучести можно не учитывать, что следует из рис. 5.11, где показана зависимость прочностных характеристик (предела прочности, текучести и ползучести) от температуры.

Конкретные значения этих характеристик приводятся в справочниках ВИАМ.

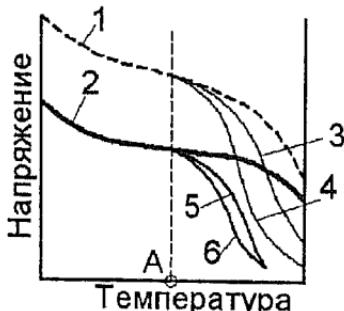


Рис. 5.11. Обобщенная зависимость

прочностных характеристик

от температуры:

- 1 — предел прочности;
- 2 — предел текучести;
- 3 — предел длительной (100 ч) прочности;
- 4 — предел длительной (1000 ч) прочности;
- 5 — предел ползучести (100 ч);
- 6 — предел ползучести (1000 ч)

5.2.5. Выбор характеристик материала с учетом циклической нагрузки

Важным критерием при выборе материала конструкции является его сопротивление усталости. Сопротивление усталости характеризуется кривой Веллера (см. рис. 1.7, гл. 1), показывающей зависимость разрушающих (допускаемых) напряжений $[\sigma]$ от числа циклов нагружения. При выборе материала для конструкций, подвергающихся действию циклических нагрузок, необходимо учитывать

коэффициент $\frac{\sigma_{-1}}{\rho}$ (аналог удельной прочности материала, где σ_{-1} —

ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ при изгибе при симметричном цикле нагрузления гладкого образца). Однако при оценке материалов нельзя разрывать величины усталостной прочности образца и статической прочности материала.

При полете в неспокойном воздухе у самолета от атмосферных порывов может появиться перегрузка $\Delta n = 1,7g$, зависящая от нормируемых величин порывов воздуха (см. разд. 1.31). В сумме с перегрузкой горизонтального полета это может дать максимальную эксплуатационную перегрузку $n_g = 2,7g$ и при коэффициенте безопасности $f = 1,5$ расчетная перегрузка достигнет величины $n_p = n_g \cdot f = 4$, которой будут соответствовать расчетные напряжения в силовых элементах конструкции. Это расчетное напряжение сравнивают с пределом прочности материала σ_b . За время жизни самолета наи-

более часты порывы, создающие небольшие эксплуатационные перегрузки (около $0,1 g$), поэтому фактически самые частые циклические нагрузления будут $n_3 = 1,1g$, то есть минимальные циклические расчетные напряжения при этом будут пропорциональны отношению n_3/n_p , то есть

$$\sigma_3 = \frac{1,1\sigma_B}{4,00} = 0,27\sigma_B.$$

При определении допустимых ресурсных напряжений $[\sigma]_{pec}$ для пластичных материалов следует учитывать следующее: если величина отношения предела усталости σ_{-1} к пределу прочности σ_B для выбираемого материала будет меньше $0,27\sigma_B$, то материал по своим усталостным характеристикам не должен применяться [6]. Предпочтение следует оказать материалу, у которого отношение

$$\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} > 0,27.$$

Так, например, для прессованных полуфабрикатов из сплава Д16Т $\sigma_B = 420$ МПа, $\sigma_{-1} = 140$ МПа, а для сплава В95 $\sigma_B = 520$ МПА, $\sigma_{-1} = 120$ МПа (значение σ_{-1} в обоих случаях на базе 10^7 циклов),

то для сплава Д16Т имеем: $\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} = 0,32$, а для сплава В95 $\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} = 0,22$,

то есть материал Д16Т по относительной усталостной прочности в 1,5 раза лучше, поэтому материал В95 не применяется, например, для обшивок панелей крыла и фюзеляжа, которые работают при максимальных растягивающих напряжениях.

Допустимые ресурсные напряжения $[\sigma]_{pec}$ для агрегатов назначают с учетом определенного в ТЗ ресурса конструкции самолета (30000...100000 часов налета), вероятности появления повышенных виброакустических нагрузок, условий эксплуатации, экспериментальных данных и других требований.

5.2.6. Влияние условий живучести на выбор характеристик материалов

В настоящее время при конструировании все более широко применяется принцип **БЕЗОПАСНОГО РАЗРУШЕНИЯ**, который не гарантирует в конструкции в течение всего ресурса самолета отсутствия разрушений (трещин), но обеспечивает настолько медленное увеличение трещины, что его можно своевременно выявить и устранить. При этом величина остаточной прочности в районе трещины должна соответствовать уровню безопасности за период между осмотрами не ниже регламентируемой величины.

При задании допустимого повреждения считают, что оно не должно приводить в процессе эксплуатации к разрушению конструкции в целом. В этом случае большое значение приобретает вопрос скорости развития усталостной трещины.

На рис. 5.12 показано увеличение длины трещины от числа циклов нагружения при испытании стандартных образцов панелей для пульсирующей нагрузки у различных материалов. Видно, что при достижении определенного количества циклов нагружения панель может разрушиться практически мгновенно. При этом большое значение приобретают не только ресурсные характеристики материала, но и характеристики надежности, зависящие от типа конструкции.

На рис. 5.13 показано увеличение трещины начальной длиной L_0 в зависимости от уровня напряжений в материале Д16Т.

При увеличении действующих напряжений (рис. 5.13) число циклов до разрушения уменьшается, а скорость роста трещины увеличивается. Следовательно, существуют критические напряжения,

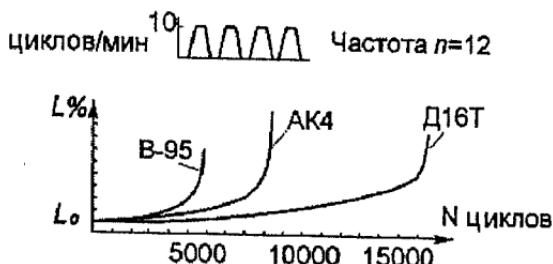


Рис. 5.12. Увеличение длины трещины в различных алюминиевых сплавах от числа циклов нагружения

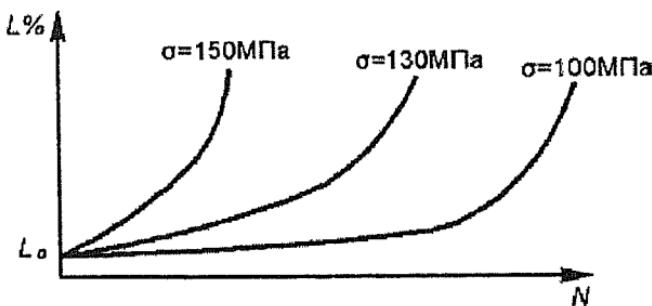


Рис. 5.13. Зависимость увеличения длины трещин от уровня напряжений и числа циклов нагружения

при превышении которых трещина, до этого медленно увеличивавшаяся и занявшая определенную часть ширины листа, может расти с очень большими скоростями. При проведении экспериментов определены коэффициенты, позволяющие установить эти критические напряжения.

В отечественной практике проектирования конструкций *КОЭФФИЦИЕНТ СКОРОСТИ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ТРЕЩИН* обозначается K_{Ic} при растяжении и K_{Ic} при сжатии и измеряется в $\text{МПа} \cdot \text{мм}^{1/2}$. В работах [1] и [3] приведены экспериментальные значения коэффициентов и формула для определения остаточной прочности в трещине $\sigma_{\text{тр.ост}}$ от величины K_{Ic} (для панели бесконечной ширины):

$$\sigma_{\text{тр.ост}} = \frac{K_{Ic}}{\sqrt{\pi(L/2 + a_1)}}, \quad (5.1)$$

где L — длина трещины; a_1 — поправка на длину трещины, $a_1 = 1 \dots 2 \text{ мм}$. При сжатии величина K_{Ic} увеличивается в 1,1...1,5 раз.

Если известна величина K_{Ic} , то по формуле (5.1) можно оценить уровень остаточных напряжений в трещине. Например, если $K_{Ic} = 1000$, то для длины трещины 20 мм в растянутой зоне остаточные напряжения будут равны:

$$\sigma_{\text{тр.ост}} = \frac{1000}{\sqrt{\pi(10 + 2)}} = 173 \text{ МПа.}$$

Порядок величин K_{lc} для различных металлических материалов приведен в табл. 5.3.

Значения K_{lc}

Таблица 5.3

| № п/п | Материал | σ_b , МПа | K_{lc} , МПа · мм ^{1/2} |
|-------|----------|------------------|------------------------------------|
| 1 | Д16Т | 400 | 1000 |
| 2 | ВТ6 | 800 | 1000- |
| | ВТ20 | 1100 | 1300 |
| 3 | В95 | 550 | 350-400 |
| 4 | ВНС-2, | 1250 | 1400- |
| | ВНС-5 | 1400 | 1500 |
| 5 | 30ХГСН2А | 1750 | 860 |

Величины K_{lc} для композиционных материалов приведены в гл. 12.

По зарубежным данным [6] материал для некоторых конструкций, безопасных для ЛА при разрушении, следует выбирать с учетом допустимых напряжений, отнесенных к удельному весу материала. При этом коэффициент критической скорости распространения трещин различных материалов K_{lc} определен опытами и может быть рассчитан по формуле (5.2), а допустимые напряжения $\sigma_{kp, tp}$ — по формуле (5.3), в зависимости от отношения критической ширины трещины L к ширине листа B $\left(\frac{L}{B} = y\right)$, тогда

$$K_{lc} = \sigma_{kp, tp}^2 \pi \cdot X (2 + y^4) (2 - y^2 - y^4)^2, \quad (5.2)$$

$$\sigma_{kp, tp} = \sqrt{\frac{K_{lc}}{\pi L (2 + y^2) + (2 - y^2 - y^4)}},$$

откуда

$$\frac{\sigma_{tp}}{\gamma} = \frac{\sqrt{K_{lc}}}{\gamma} \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot X (2 + y^4) (2 - y^2 - y^4)^2}}, \quad (5.3)$$

где γ — удельный вес материала.

Значения коэффициента $\frac{\sqrt{K_{lc}}}{\gamma}$ приведены в табл. 5.4.

Чем больше величины K_{lc} или $\frac{\sqrt{K_{lc}}}{\gamma}$, тем больше допустимые

напряжения, при которых трещина начинает расти с критической скоростью.

Таблица 5.4

Значения $\frac{\sqrt{K_{lc}}}{\gamma}$ для различных материалов

| Материал | Толщина, мм | Направление волокон материала | $\frac{\sqrt{K_{lc}}}{\gamma}$ |
|-------------------------|-------------|-------------------------------|--------------------------------|
| Алюминиевые сплавы | | | |
| 2024-T3 (Д16-Т) | 1,5 | Продольное поперечное | 0,360 0,310 |
| 7076-T6 (В95) | 1,5 | продольное поперечное | 0,265 0,230 |
| Титановые сплавы | | | |
| 6Al-4V (ВТ6) | 0,9 | продольное поперечное | 0,31 0,43 |
| Нержавеющая сталь | | | |
| 17-7РН-ТНД1050 (СН2) | 1,5 | продольное поперечное | 0,31 0,24 |

Примечание: В скобках указаны соответствующие отечественные сплавы

5.2.7. Учет термических напряжений

При проектировании конструкций самолета приходится учитывать **ТЕРМИЧЕСКИЕ НАПРЯЖЕНИЯ**, вызванные неравномерным нагревом элементов конструкции. В основном их можно разделить на две группы.

1. Напряжения от перепада температур или разницы в коэффициенте линейного теплового расширения при распределении тепла, постоянного в течение рассматриваемого отрезка времени (при стационарном тепловом потоке);

2. Напряжения от перепада температур, имеющего все время меняющийся характер и величину (при нестационарном тепловом потоке).

Если какой-либо элемент конструкции стеснен в своей деформации и нагрет до температуры T , то при коэффициенте линейного расширения его материала α и модуле упругости E термические напряжения можно определить из выражения:

$$\sigma = \alpha \Delta T E,$$

где фактор αE характеризует способность материала создавать термические напряжения при нагреве; α — коэффициент линейного расширения.

Если в конструкции жестко скреплены (склепаны, спаяны) две детали одинакового сечения из материалов с разными коэффициентами линейного расширения (α_1 и α_2) и модулями (E_1 и E_2), то напряжения

$$\sigma = \Delta T (\alpha_1 E_1 - \alpha_2 E_2)_2.$$

В случае нестационарного теплового потока, например, резкого изменения температуры торможения на поверхности обшивки в связи с увеличением скорости полета, между наружной и внутренней поверхностями обшивки возникает разность температур ΔT , которая уменьшается тем скорее, чем больше теплопроводность λ материала обшивки, и тем медленнее, чем выше его удельная теплоемкость c (рис. 5.14).

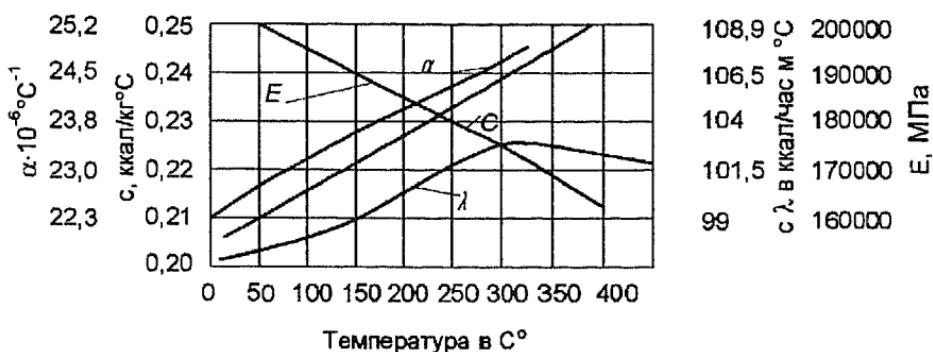


Рис. 5.14. Коэффициенты линейного расширения α

и теплопроводимости λ ; удельная теплоёмкость c и модуль упругости E листа из алюминиевого сплава 2024-Т3 при различных температурах

Напряжения от нестационарного теплового потока

$$\sigma = f\left(\frac{\alpha E \Delta T c}{\lambda}\right)$$

появляются тогда, когда все виды деформации в обшивке исключены. Чем больше величина $\frac{\alpha E c \gamma}{\lambda}$, тем большие напряжения будет создавать материал.

Поэтому достаточно полную удельную характеристику материала по его способности создавать термические напряжения обеспечивает для стационарного потока фактор термонапряжения

$$K_T^{c,n} = \alpha E \gamma, \text{ а для нестационарного потока } K_T^{n,n} = \frac{\alpha E c \lambda}{\lambda}.$$

Чем больше величина указанных факторов, тем большее способность материала создавать внутренние напряжения на единицу удельного веса.

Характеристики физических свойств и факторов термонапряжений для различных материалов при 20°C приведены в табл. 5.5 [6].

Поскольку почти все показатели физических свойств материала меняются с температурой, факторы термонапряжений также следует определять при разных рабочих температурах конструкции.

Таблица 5.5

Факторы термонапряжений

| Сплавы | Показатели физических свойств | | | | |
|-------------|-------------------------------|--------------|---|--|---|
| | ρ , г/см ³ | E , МПа | α , $10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ | $K_{\text{e.p.}}$, кг ² /см ⁵ °C | $K_{\text{n.p.}}$, кг · с/см ⁴ |
| Магниевые | 1,8 | 41000 | 24,0 | 18,0 | 13,3 |
| Алюминиевые | 2,7 | 70000 | 22,0 | 41,6 | 31,4 |
| Титановые | 4,5 | 110000 | 8,4 | 41,7 | 270,0 |
| Нержавеющие | 7,8 | 195000 | 10,5 | 160,0 | 437,0 |
| Никелевые | 8,3 | 218000 | 12,7 | 248,0 | 100,0 |
| Ниобиевые | 8,7 | 116000 | 6,1 | 61,8 | 36,3 |

Таким образом, мы рассмотрели основные вопросы выбора материала конструкции, и теперь следует перейти к изложению вопросов технологии, которые должен обязательно знать студент при проектировании конструкций самолета.

РАЦИОНАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

6.1. ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ

ТЕХНОЛОГИЯ (от греч. *te'chne* — искусство, мастерство, умение), совокупность приемов и способов получения, обработки сырья, полуфабрикатов, материалов и изделий (БСЭ, т. 25, с. 537).

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС — операция ... обработки, переработки материалов и полуфабрикатов при изготовлении изделий, ... являющаяся частью производственного процесса.

ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ ИЗДЕЛИЯ — совокупность свойств конструкции изделия, которые обеспечивают его изготовление, ремонт и техническое обслуживание по наиболее эффективной технологии по сравнению с однотипными конструкциями при одинаковых и тех же условиях их изготовления и эксплуатации (БСЭ, т. 25, с. 537).

ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ — это комплекс свойств конструкции, позволяющих применять при ее изготовлении наиболее совершенные технологические процессы, обеспечивающие высокое качество при минимальных затратах труда и времени и минимальную стоимость.

Производственная технологичность наряду с весовыми, прочностными, жесткостными и другими характеристиками конструкции является одним из важнейших показателей совершенства конструкции.

Для создания технологичной конструкции конструктору необходимо знать применяемые на данном производстве технологические процессы и четко представлять, какие из них целесообразней использовать в проектируемой им конструкции.

Технологичная конструкция должна отвечать ряду требований.

1. Использование большего числа стандартных и нормализованных элементов, что позволяет осуществлять их массовое производ-

ство на специализированных предприятиях. Это снижает себестоимость и повышает качество.

2. Возможность унификации элементов, то есть применение конструктивно подобных, идентичных элементов с небольшими изменениями. Например, применение конструктивно подобных кронштейнов, накладок и др. Это приводит к повторяемости процессов изготовления, повышению серийности, снижению себестоимости.

3. Обеспечение высокой технологической преемственности конструкций, то есть создание новых конструкций с использованием уже освоенных технологических процессов.

4. Простота формы, облегчающая механизацию технологических процессов.

5. Использование в конструкции легкообрабатываемых материалов (на современных пассажирских самолетах до 40...50 % от общей массы приходится на алюминиевые сплавы).

6. Предъявление возможно меньших требований к точности и чистоте обработки поверхности, что снижает трудоемкость, а следовательно, и стоимость.

7. Обеспечение наивысшего коэффициента использования материала.

Понятие *производственная технологичность* относительно, поэтому его надо рассматривать применительно к конкретному уровню развития техники и технологии производства. Технологичные сегодня конструкции через некоторое время из-за развития технологии могут оказаться устаревшими. Например, в последнее время все шире применяются детали, изготовленные механическим фрезерованием на высокоскоростных станках с программным управлением, несмотря на то, что расход металла в стружку велик.

Большой объем новых технологических процессов, применяемых при изготовлении конструкции, может значительно удлинить сроки подготовки серийного производства, привести к удорожанию конструкций, поэтому их надо вводить постепенно, поэтапно, убеждаясь в необходимости и целесообразности их применения в данной конструкции [36].

Однако существуют проекты самолетов, когда без применения новейших, ранее не существовавших технологий не обойтись, например, при создании ВКС «Буран» или «Шаттл» (см. гл. 13).

При проектировании конструктор должен обязательно представлять, как изготавливается каждая деталь, каким способом и в каком порядке детали будут соединены между собой, как контролировать соответствие изготовленной конструкции чертежной или другой документации, то есть обладать знаниями технологии изготовления, в том числе заготовительных и сборочных технологических процессов.

Перечислим основные технологические особенности, которые конструктору необходимо знать.

1. Хорошо свариваются не все материалы. Например, сталь 30ХГСА сваривается любыми видами сварки; титановые сплавы хорошо свариваются в вакуумной камере; у алюминиевых сплавов хорошо свариваются только те сплавы, которые специально предназначены для конкретных видов сварки.

2. У литьевых материалов прочность на 10...15% ниже, чем у штампемых. Для ответственных литых деталей принимаемый коэффициент безопасности $f = 2$ [2], поэтому масса литых деталей больше, чем при применении деталей, изготавливаемых из штампемых материалов.

3. Листовые материалы, нормализованные профили и трубы имеют конкретные шаги размеров, а не любые размеры, получаемые конструктором при теоретических расчетах на прочность. Можно заказать требуемые конструктору размеры, не входящие в номенклатуру нормалей и ГОСТов, однако затраты на их изготовление могут значительно превысить выгоду от их применения.

4. Все размеры имеют допуски, которые при неправильном их указании могут воспрепятствовать сборке конструкции или, наоборот, в случае люфтов нагрузить конструкцию дополнительными нерасчетными или ударными нагрузками, снижающими прочность конструкции. Поэтому, например, ставить на один и тот же размер две размерные цепи (рис. 6.1, а) недопустимо.

5. Технологические процессы изготовления деталей имеют пределы по минимально возможной толщине, а также по пределам соотношений сопрягаемых (соединяемых, например, при сварке) толщин деталей.

6. При методе сборки по внешнему контуру («от обшивки») допуски на размеры должны компенсироваться внутри аэродинами-

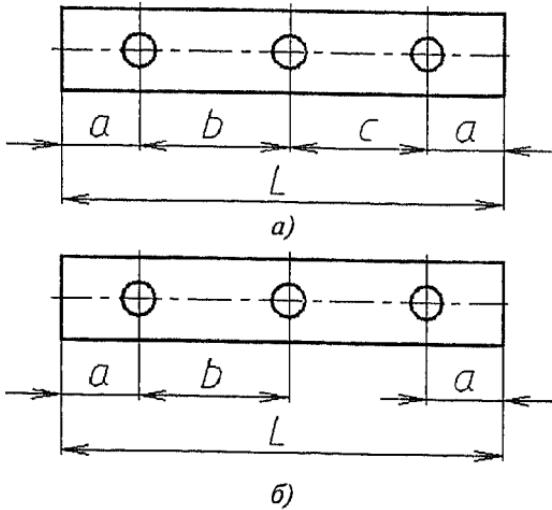


Рис. 6.1. Установка размерных цепей:
а — неправильно; б — правильно

ческих обводов, а при методе сборки «от каркаса» допуски суммируются и, несмотря на это, должны обеспечивать необходимое качество поверхности аэродинамических обводов.

Эти шесть пунктов, конечно, не охватывают всех технологических требований и положений, которые должен учитывать конструктор при проектировании деталей или конструкций. Понимание необходимости увязывать конструкцию и технологию ее изготовления приходит к конструктору с опытом его работы на производстве.

6.2. РАЦИОНАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Под *рациональными* производственными технологическими процессами, упрощенно, мы будем понимать такие, в результате применения которых изготовление составных частей и общая сборка самолета в целом требуют наименьших затрат труда и времени.

Конструктор при проектировании самолета, удовлетворяющего ТТТ, стремится обеспечить наименьшую массу конструкции, малые трудоемкость изготовления и себестоимость и кратчайшие сроки изготовления. К сожалению, требование минимальной массы конст-

рукции противоречит требованиям малой трудоемкости изготовления, минимальной стоимости конструкции и другим требованиям.

Поэтому конструктору всегда приходится отыскивать компромиссные решения, и чем полнее он учит существующий и перспективный уровень развития техники, тем совершеннее будет созданная конструкция. Одним из путей улучшения производственной технологичности является сокращение числа и укрупнение деталей (например, применение монолитных конструкций), что уменьшает массу самолета и способствует внедрению прогрессивных технологических процессов, уменьшает трудоемкость изготовления и стоимость конструкции.

Многодетальность в большинстве случаев усложняет конструкцию. Она ведет к выпуску большого числа рабочих чертежей (или программ ЭВМ для станков с ЧПУ), требующих взаимной увязки, деталировки, больших затрат времени на их изготовление; усложняет управление производством, приводит к непроизводительной загрузке станочного парка, непроизводительному использованию мощных прессов, к увеличению трудоемкости сборочных работ. Многодетальность требует большого количества крепежных деталей и стыков, что увеличивает массу конструкции.

Таким образом, при проектировании конструкции самолета необходимо стремиться использовать все пути, ведущие к сокращению числа деталей. Основным средством достижения этой цели является переход к более прогрессивным технологическим процессам: внедрению станков с программным управлением, применению интегральных конструкций из композиционных материалов и др.

Основными технологическими процессами изготовления деталей из металлических материалов являются штамповка, механообработка и литье.

Технологические процессы изготовления деталей с применением полимерных композиционных материалов (ПКМ) будут рассмотрены в соответствующем разделе гл. 12.

6.2.1. Штамповка

Штамповка бывает *холодной* и *горячей*.

Холодная штамповка деталей из листового материала, профилей и труб является одним из наиболее прогрессивных технологических

процессов, особенно в серийном и массовом производстве. Применяется для изготовления многих деталей каркаса, элементов продольного и поперечного наборов, разного рода косынок и накладок, фитингов и так далее. Трудоемкость изготовления деталей современного самолета холодной штамповкой составляет до 20% от общей трудоемкости.

Штамповка позволяет:

- получить детали минимальной массы;
- изготавливать детали со сравнительно высоким коэффициентом использования материала заготовки;
- применять широкую механизацию и автоматизацию технологического процесса, следовательно, достичь высокой производительности труда;
- получить высокую точность и чистоту поверхности;
- резко сократить число деталей.

Горячая штамповка широко применяется в современном самолетостроении. Процесс этот производителен, позволяет получать детали с высокими механическими свойствами сложной конфигурации. Из-за сложности оснастки и оборудования горячую штамповку экономически выгодно применять при крупносерийном производстве, а также для деталей с большой площадью необрабатываемой поверхности.

Недостатком штамповки является требуемая большая мощность нагревательного оборудования и прессов, например, для деталей из алюминиевых сплавов $150\dots170\text{ т}/\text{м}^2$, а для стальных деталей $700\dots1000\text{ т}/\text{м}^2$. Поэтому габариты штампемых деталей ограничены — для деталей из стали не более $1\dots2\text{ м}^2$, а из алюминиевых сплавов не более $3\dots4\text{ м}^2$ в зависимости от объема детали.

6.2.2. *Литье*

Методом литья рекомендуется изготавливать детали со сложными криволинейными поверхностями, плоскостями и выступами, расположенными произвольно, при минимальном количестве обрабатываемых поверхностей. Это особенно важно при изготовлении деталей из сверхпрочных сплавов, с трудом поддающихся обработке резанием. В литых деталях возможно наиболее рациональное рас-

пределение материала по сечению, которого нельзя достичь при других способах.

Особенностями литых деталей являются однородные механические свойства во всех направлениях. Литые детали, изготовленные методом точного литья под давлением по выплавляемым моделям (толщина детали $\delta = 1,5 \dots 3$ мм) имеют высокую точность и малую шероховатость поверхности, а также могут быть изготовлены из жаростойких сплавов.

Недостатками литых деталей являются пониженные механические свойства, но этот недостаток может несколько компенсироваться лучшими возможностями изготовления деталей сложной формы. К тому же, литые детали сложной конфигурации всегда дешевле штампованных, и поэтому, если позволяют условия прочности, лучше изготавливать такие детали литьем.

Если удастся повысить прочность и пластичность литьевых материалов, литье может стать одним из основных способом изготовления элементов самолета.

6.2.3. Механическая обработка

Механическая обработка — обработка резанием (фрезерование) — широко применяется в самолетных конструкциях. Механической обработкой изготавливают детали, требующие высокой точности и малой шероховатости поверхности. Механическая обработка посадочных мест применяется также после штамповки, литья, сварки для повышения точности размеров сопрягаемых поверхностей деталей.

Механической обработке подвергается более 30% деталей самолета, в том числе крупногабаритные литые детали, штампованные детали каркаса и стыковых узлов, пояса лонжеронов, стрингеры, контурные и фланцевыестыки, кронштейны, цилиндры, штоки и т.д.

Механическая обработка — весьма невыгодный технологический процесс из-за больших потерь материала в стружку. Однако благодаря применению станков с высокой скоростью резания и программным управлением, и лазерных устройств, позволяющих отслеживать и контролировать получаемые толщины и размеры до сотых и тысячных долей миллиметра, количество деталей, изготавливае-

мых механической обработкой, в настоящее время значительно выросло.

Нерационально спроектированная деталь может вызвать чрезвычайное удорожание механической обработки, потребовать изготовления сложной оснастки и дополнительных приспособлений. Об этом конструктор не должен забывать при разработке новых элементов конструкции.

6.2.4. Химическое фрезерование

Химическое фрезерование — травление поверхности детали в жидкой среде, содержащей набор активных щелочей и кислот, — гораздо более дешевый и производительный метод обработки больших поверхностей на малую глубину, чем механическое фрезерование. Высокое качество и экономичность этого метода привели к его широкому использованию в авиационной промышленности, особенно для доработки деталей и панелей до требуемой минимальной толщины.

Существует разновидность химического фрезерования — *электрохимическое фрезерование*, при котором удаление материала при изготовлении, например, перфорированных обшивок с отверстиями малого диаметра при помощи гребенок или обработке поверхностей сотовых заполнителей проволокой происходит при совместном действии электрического разряда и жидкой токопроводящей активной среды.

Не следует забывать, что химическое фрезерование, использующее активные щелочи и кислоты — экологически вредное производство.

6.3. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ, ИЗГОТОВЛЯЕМЫХ РАЗЛИЧНЫМИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ СПОСОБАМИ

В этом разделе мы не будем касаться типов заготовок, из которых изготавливают деталь, и которые во многом определяют специфику проектирования деталей и оформления чертежей. Этот вопрос подробно изучаются в технологических курсах института [36].

6.3.1. Проектирование деталей, изготавляемых холодной штамповкой

Холодная штамповка широко применяется для изготовления деталей из листового материала. Это в основном элементы каркаса самолета — нервюры, стенки, шпангоуты, накладки и др. В процессе штамповки из штампируемого материала образуются отгибы борта для соединения со смежными деталями, отбортовки для повышения устойчивости, рифтовки, глухие отбортовки и т.д. (см. рис. 6.4 и 6.6 и приложение Б.3).

При проектировании деталей, изготавляемых холодной штамповкой, рекомендуется:

1) проектировать борта деталей только с открытymi α_1 (рис. 6.2, а) или нулевыми ($\alpha = 0$) малками. Углы малковки α_1 или α_2 прессованных профилей выполнять в соответствии с нормальми;

2) пояса шпангоутов фюзеляжа (рис. 6.3, а) должны проектироваться с нулевой малкой, а для конической части — с открытой

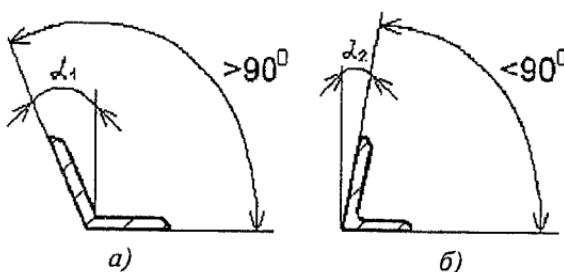


Рис. 6.2. Малковка деталей:
а — открытая малка; б — закрытая малка

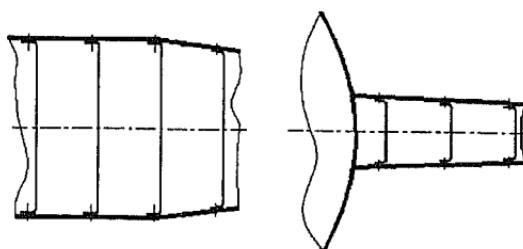


Рис. 6.3. Малки шпангоутов и нервюр:
а — нормальные шпангоуты; б — нервюры с открытой малкой

малкой (закрытая малка усложняет штамповку шпангоута, установку и клепку с обшивкой). Нервюры крыла (рис. 6.3, б) необходимо также изготавливать только с открытой малкой;

3) формы и размеры рифтов (рис. 6.4) выбирать по нормалиям. Вырезы для пропуска стрингеров (рис. 6.5) через нормальные нервюры и шпангоуты также выполняются по стандартам в соответствии с формой сечения стрингера (см. приложение Б.5);

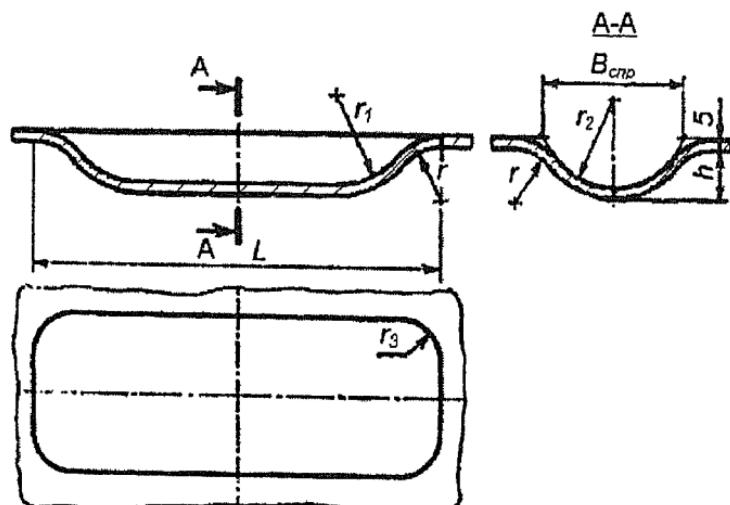


Рис. 6.4. Выполнение рифтов

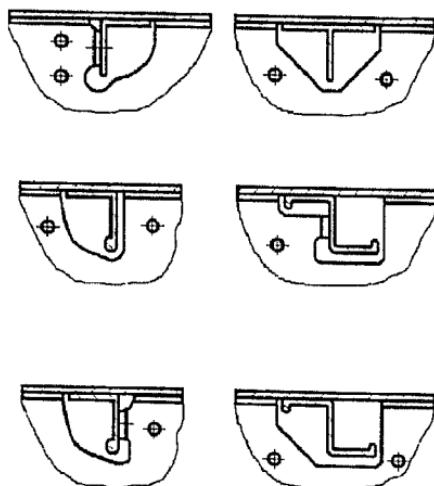


Рис. 6.5. Вырезы для прохождения стрингеров

4) направление штамповки отбортовок (рис. 6.6) должно совпадать с направлением отгиба бортов;

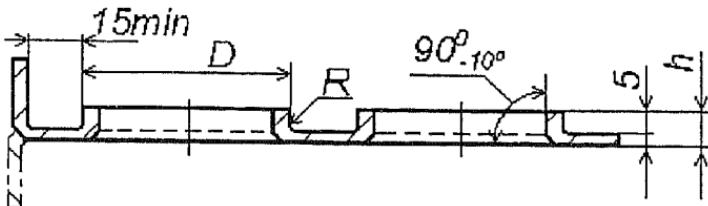


Рис. 6.6. Выполнение отбортовок

5) при подштамповке деталей из прессованных профилей длину l и глубину подсечек h выполнять в соответствии с нормальными в зависимости от толщины профиля s (рис. 6.7);

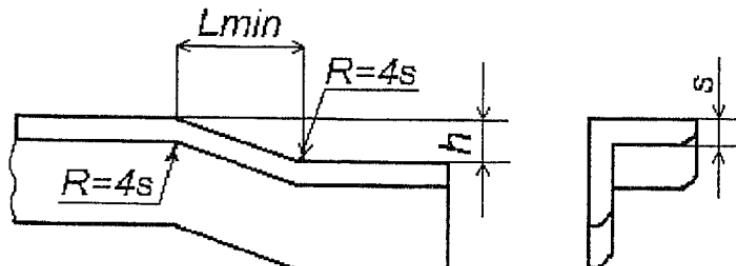


Рис. 6.7. Выполнение подсечек

6) скосы на полках профилей (размеры l и h) выполнять по прямой (рис. 6.8, а). Углы скоса A следует брать равными 45; 50; 75°; $h=\delta+r+2$. Другой вариант — закругление концов профилей (рис. 6.8, б);

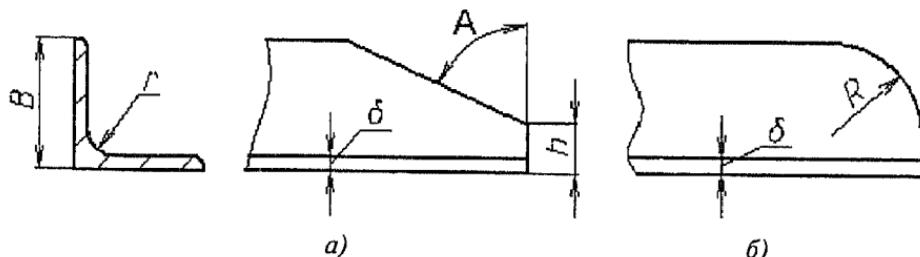


Рис. 6.8. Оформление концов профилей:
а — скосы на полках профилей; б — закругления

7) минимально возможные радиусы R при гибе деталей из прессованных профилей свободным краем полки внутрь (рис. 6.9, а) принимают $R \geq 6H$ и полкой наружу — $R \geq 5H$. Не рекомендуется гнуть профиль типа швеллера полками со свободным краем внутрь (рис. 6.9, б).

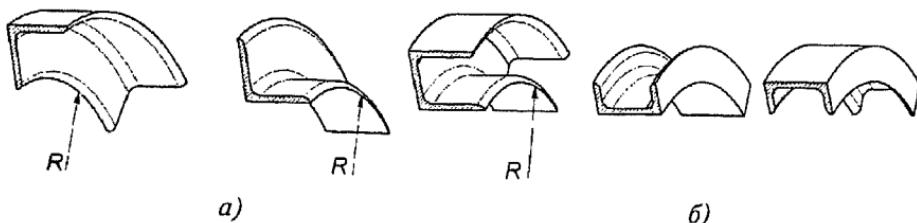


Рис. 6.9. Радиусыгиба деталей из прессованных профилей:
а — гиб углкового профиля; б — гиб швеллера

6.3.2. Проектирование деталей, изготовленных горячей штамповкой

Себестоимость горячей штамповки из-за сложности оснастки и оборудования значительно больше себестоимости литья. Поэтому ее выгодно применять только для деталей, на которых подавляющее большинство поверхностей можно оставлять необработанными. При проектировании горячештамповых деталей необходимо:

- стремиться к простоте геометрических форм и плавности перехода от одного сечения к другому;
- проектировать детали так, чтобы из одной заготовки получать одновременно и правую, и левую деталь;
- делать детали симметричными;
- обеспечивать линию разъема штампа в одной плоскости (рис. 6.10);
- назначать штамповочные уклоны в соответствии с применяемым материалом и размерами детали (величины уклонов следует брать по

Рис. 6.10. Положение линии разъёма штампа (осевая линия):
а — правильно;
б — не рекомендуется

таблицам из технологических справочников), учитывать, что внешние уклоны α всегда меньше внутренних β (рис. 6.11). В среднем $\alpha = 5 \dots 7^\circ$, $\beta = 7 \dots 10^\circ$;

— соблюдать требуемые по нормали соотношения толщины полотна и высоты ребер.

Двухсторонние ребристые детали с двутавровыми (рис. 6.12, а) и швеллерными сечениями для штамповки менее технологичны, чем детали с крестообразными сечениями (рис. 6.12, б). Для крупногабаритных деталей технологичнее, когда ребра расположены с одной стороны полотна, а вторая сторона гладкая (рис. 6.12, в).

Следует избегать переменной по длине ребра толщины, так как это удорожает изготовление штампов.

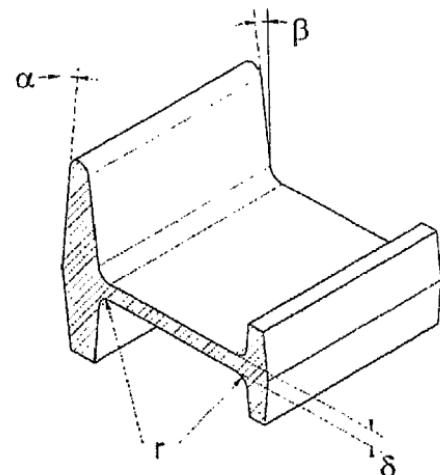


Рис. 6.11. Внешние и внутренние уклоны на штампованных деталях

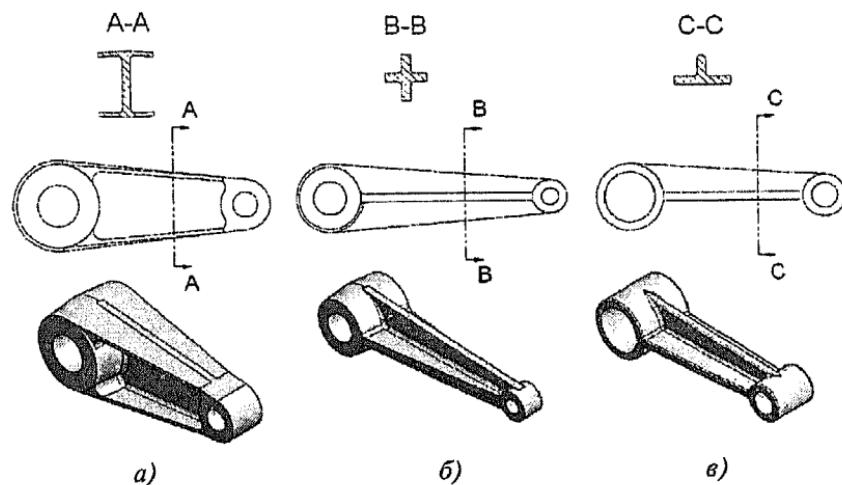
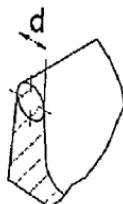


Рис. 6.12. Возможные сечения штампованных деталей:
а — двутавровое симметричное; б — крестообразное симметричное;
в — несимметричное

Шероховатость поверхности деталей из цветных металлов после штамповки $R_z = 40 \dots 80$. Шероховатость поверхности стальных деталей хуже из-за появления на поверхности окалины.

При оформлении чертежей горячештамповых деталей следует:

- вычерчивать необрабатываемые поверхности, расположенные перпендикулярно плоскости разъема, со штамповочными уклонами;
- штамповочные уклоны в плане изображать двумя линиями (рис. 6.11);
- размеры детали проставлять от баз, принятых для механической обработки, не указывать размеры цепочкой;
- на толщину стенок и перемычек указывать отрицательные допустимые отклонения;
- размеры толщин ребер определять для ребра, заканчивающегося радиусом — диаметром его вершины (рис. 6.13). Если вершина ребра имеет два радиуса, то толщину ребра определяют расстоянием между точками пересечения боковой грани и вершины ребра (рис. 6.14); при определении расстояний между центрами отверстий указывать допустимые отклонения.



Узел А

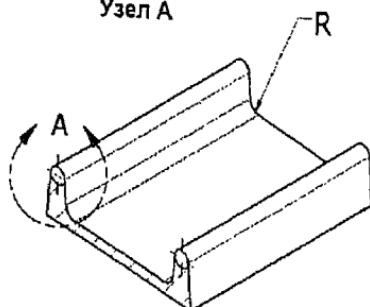


Рис. 6.13. Изображение штамповочных уклонов на чертеже

На рисунках 6.15 и 6.16 показаны примеры сложных деталей, изготавливаемых горячей штамповкой.

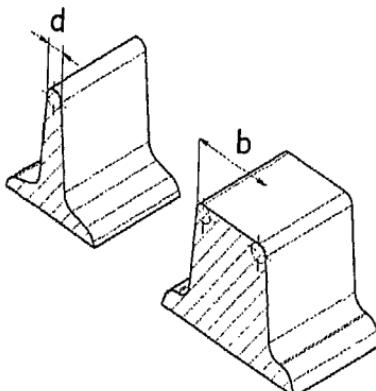


Рис. 6.14. Определение толщины ребра

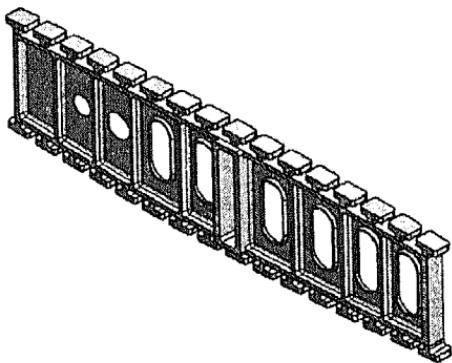


Рис. 6.15. Силовая нервюра

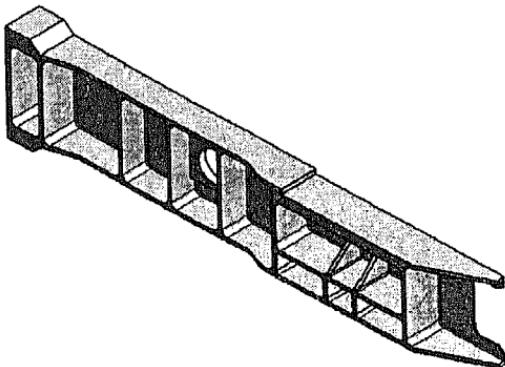


Рис. 6.16. Лонжерон

6.3.3. Проектирование деталей, изготавляемых литьем

При выпуске чертежей на литые детали необходимо учитывать применяемый способ литья и в соответствии с ним проставлять на деталях требуемые радиусы закруглений и литейные уклоны (для облегчения извлечения детали из формы). Способы литья выбирают по технологическим справочникам в зависимости от марки материала, размеров и конфигурации детали, учета требуемой шероховатости поверхности.

Радиусы закруглений и уклоны зависят от способа литья и приводятся в технологических справочниках. Необходимо учитывать, что

очень малые радиусы перехода приводят к концентрации напряжений и появлению трещин, чрезмерно большие — к образованию массивов с усадочными дефектами в виде рыхлот (рис. 6.17, б точки 1 и 2) и усадочных раковин. Рекомендуются следующие минимальные радиусы для литья:

- под давлением — 0,3 мм;
- по выплавляемым моделям — 0,25 мм;
- в песчаные формы, в кокиль и оболочковые формы — 3 мм.

Для выбора радиусов сопряжений стенок и ребер следует пользоваться правилом вписанных окружностей (рис. 6.18). Отношение D/d должно быть не менее 1,3 при заданной толщине сопрягаемых стенок.

При сопряжении стенок толщиной до 10 мм рекомендуется брать $r = (a + b)/3$ (рис. 6.19, а). При сопряжении стенок или ребер толщиной до 6 мм со стенками более 10 мм (рис. 6.19, б), радиус должен быть равен толщине тонкого элемента a . Во избежание сосредоточения массы материала, приводящего к появлению рыхлот и ра-

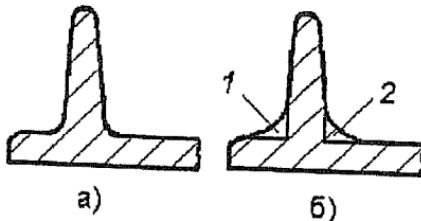


Рис. 6.17. Сечение литой детали:
а — без рыхлот; б — возможны
рыхлоты материала

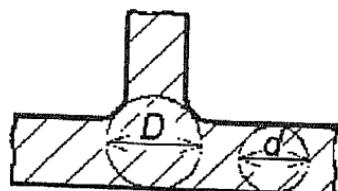


Рис. 6.18. Применение правила
вписанных окружностей при
выборе радиусов сопряжений
стенок и ребер

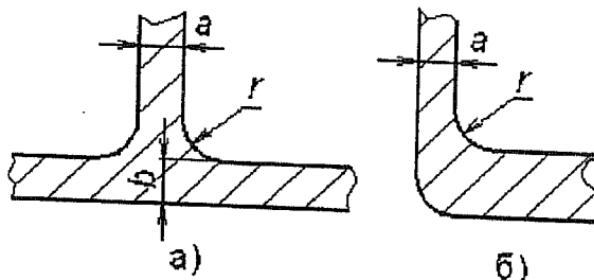


Рис. 6.19. Выбор радиусов при сопряжении стенок или ребер

ковин, желательно убирать лишний материал, усиливая конструкцию ребрами (рис. 6.20).

Подрезка ребер при дальнейшей механической обработке недопустима, также следует стремиться к минимуму механической обработки. Например, на кронштейне (рис. 6.21) для этих целей предусмотрены припуски на обработку.

Пример детали, изготовленной литьем, показан на рис. 6.22.

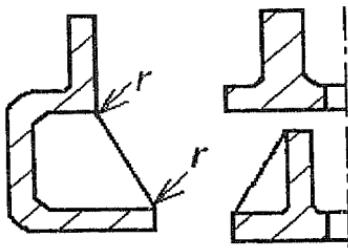


Рис. 6.20. Изображение ребер в сечениях литых деталей

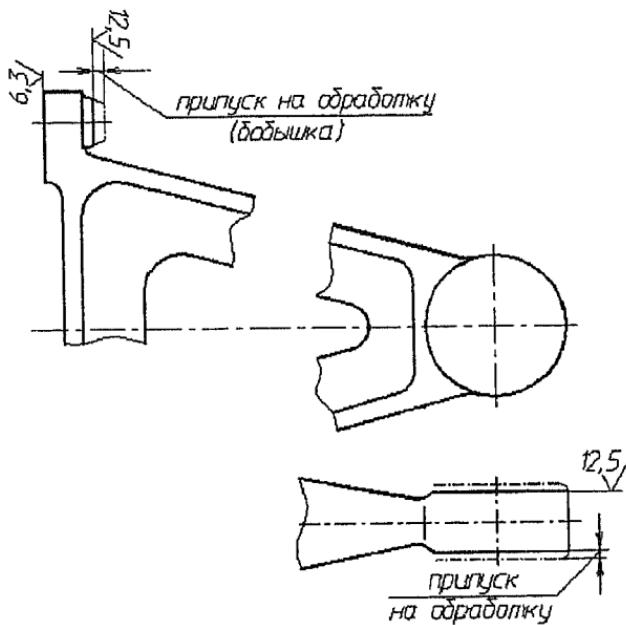


Рис. 6.21. Припуски на обработку поверхностей литой детали



Рис. 6.22. Литой кронштейн

6.3.4. Проектирование деталей, изготавляемых механической обработкой

При проектировании деталей, подлежащих механической обработке, необходимо соблюдать следующие правила.

1. Выбирать заготовку для детали таким образом, чтобы в стружку уходило минимальное количество металла.

Например, шток амортизатора можно выточить из круглой болванки (рис. 6.23, *a*), образуя при этом донышко штока с двух установок, а можно в качестве заготовки взять толстостенную трубу, обработать ее, а донышко сделать вставным (рис. 6.23, *б*). Во втором случае экономия материала и трудоемкости будет значительной.

2. Отверстия (желательно сквозные) выполняют сверлом (рис. 6.24, *a*), а зенковку — зенкером (рис. 6.24, *б*).

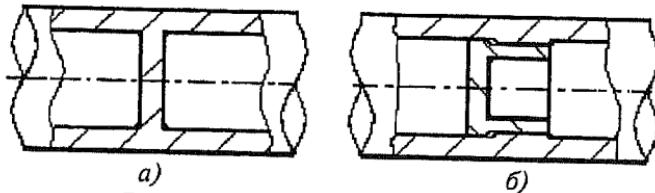


Рис. 6.23. Изготовление донышка

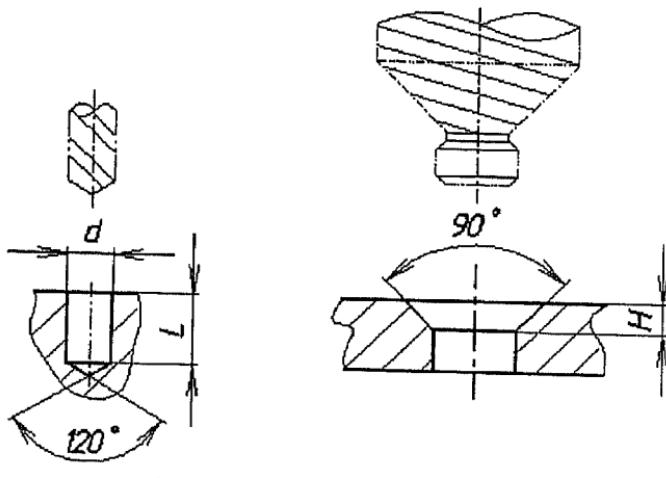


Рис. 6.24. Изображение на чертеже отверстий:

а — выполняемых сверлом; *б* — зенковок, обрабатываемых зенкером

3. Если плоскость фрезеруется, то надо знать стандартные размеры фрез. При торцевом фрезеровании ширина обрабатываемой поверхности (рис. 6.25, *a*) должна быть не более $0,8D_\phi$. При цилиндрическом фрезеровании ширина обрабатываемой поверхности должна быть на 3...5 мм меньше длины рабочей части фрезы (рис. 6.25, *б*).

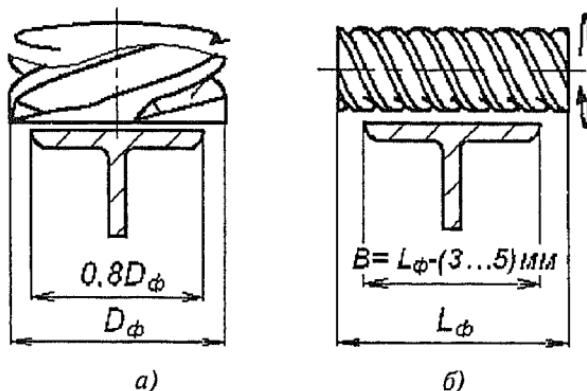


Рис. 6.25. Учет стандартного размера фрез при оформлении чертежа:
а — торцевое фрезерование;
б — цилиндрическое фрезерование

4. При расточке и фрезеровании следует предусматривать про-точки для выхода резца или фрезы (рис. 6.26).

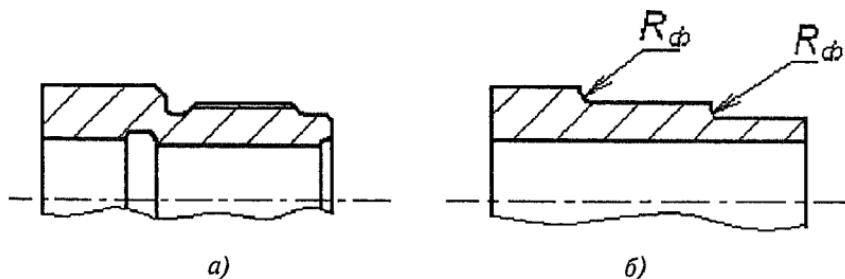


Рис. 6.26. Проточки для выхода:
а — резца; *б* — фрезы

5. При установке болта на литейные или штамповочные уклоны (рис. 6.27, *а*) применяют цекование со стороны наклонной по-верхности (рис. 6.27, *б*).

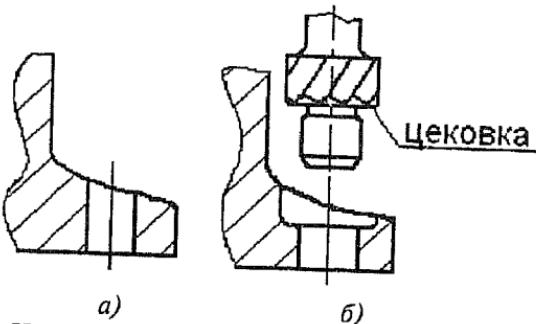


Рис. 6.27. Цекование отверстий на поверхностях с уклонами:
а — отверстия, выполненные сверлом; б — отверстия с цекованием

6. Следует избегать обработки детали по сложному криволинейному контуру (ушей, проушинах и т. д.), например, проушины лучше всего изготавливать из тел вращения (рис. 6.28) с последующей обработкой плоскостей.

7. Ступенчатые отверстия проектировать так, чтобы была возможна их обработка с одной установки (рис. 6.29).

8. Избегать одновременной посадки детали по двум сопрягающимся поверхностям, так как это затрудняет сборку (рис. 6.30, а). Для ступенчатых соединений желательно иметь только одну поверхность, как показано на рис. 6.30, б.

9. Уменьшать площадь обрабатываемых внутренних поверхностей. На рис. 6.31, а обработана вся внутренняя поверхность трубы,

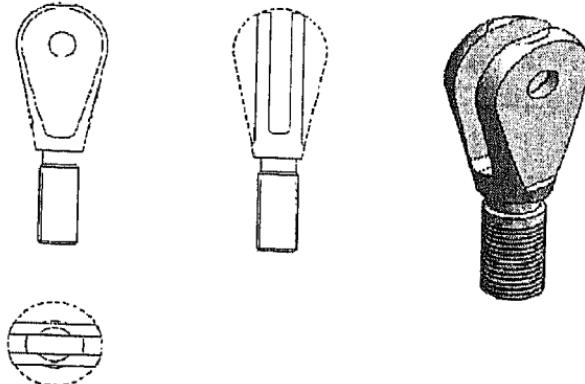


Рис. 6.28. Образование проушины из тел вращения

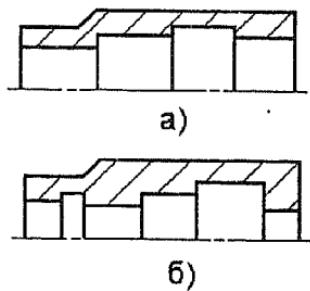


Рис. 6.29. Обработка ступенчатой детали:
а — с одной установки;
б — нетехнологичное решение

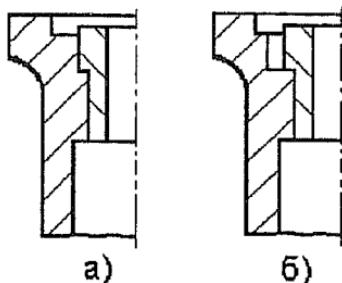


Рис. 6.30. Посадка детали в отверстие:
а — по двум сопрягаемым
поверхностям; б — по одной
поверхности

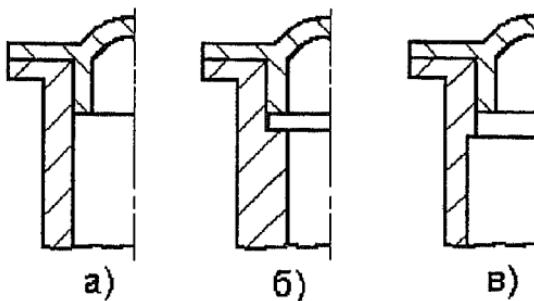
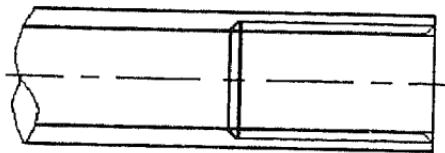


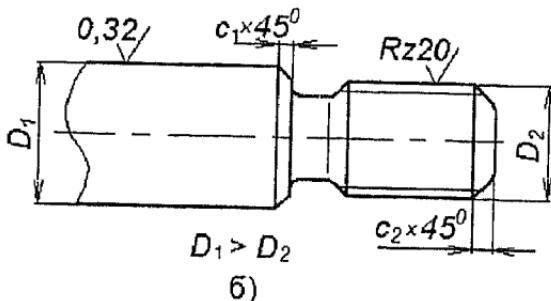
Рис. 6.31. Способы рациональной обработки внутренней поверхности трубы:
а — припуск на обработку внутренней поверхности трубы;
б — труба утяжелена за счет припуска для посадки крышки;
в — припуск только в месте посадки (минимальная масса регулярной части трубы)

на рис. 6.31, б — только поверхность под крышкой, но имеется излишняя толщина стенки; на рис. 6.31, в — внутренняя поверхность обрабатывается только в месте посадки.

10. На внутренних резьбовых соединениях предусматривать фаски для облегчения захода при вворачивании стыкуемой детали (рис. 6.32, а). При выполнении наружных резьбовых соединений следует предусматривать фаску под углом 45° для предохранения резьбы от повреждения при вворачивании детали (рис. 6.32, б). Обрабатываемый диаметр D_1 должен быть больше диаметра резьбы D_2 .



a)



б)

Рис. 6.32. Обработка детали при нарезании резьбы:

а — обработка внутренней резьбы; *б* — с резьбой на конце детали

На рис. 6.33 показаны возможности применения фрезерования для доработки прессованных панелей.

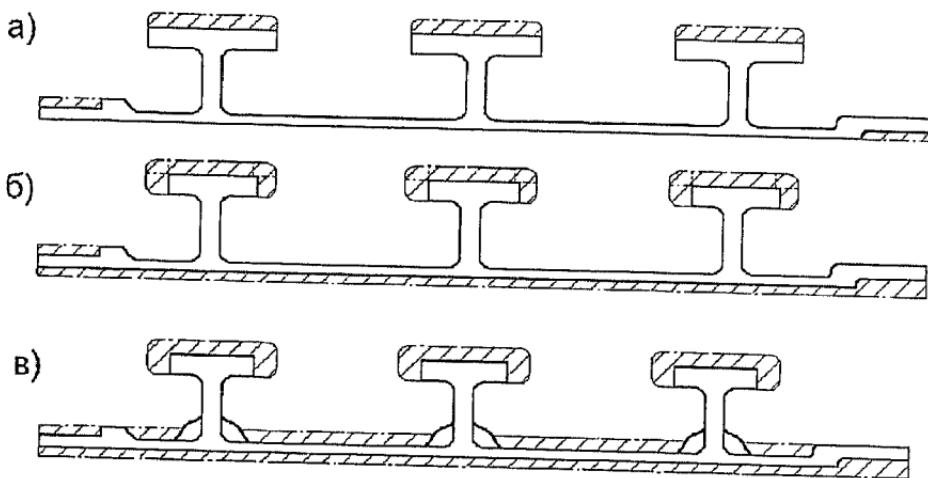


Рис. 6.33. Различные варианты обработки прессованных панелей:
а — обработка толщины полок и стыка; *б* — обработка полок по толщине и по ширине с обработкой наружной поверхности полотна и стыка;
в — обработка полок по толщине, по ширине и обработка наружной и внутренней поверхностей полотна

Примеры конструкции силовых панелей сложной формы, выполненной при помощи фрезерования показаны на рис. 6.34 и 6.35.

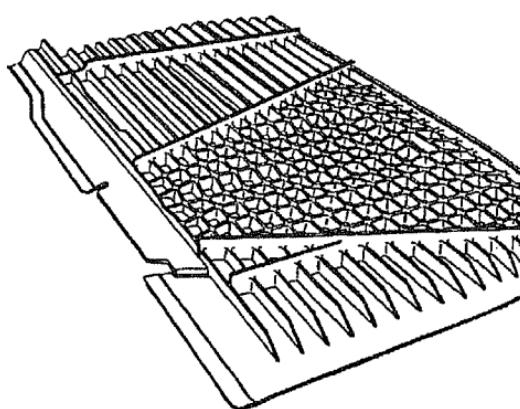


Рис. 6.34. Фрезерованная из плиты панель со сложным оребрением

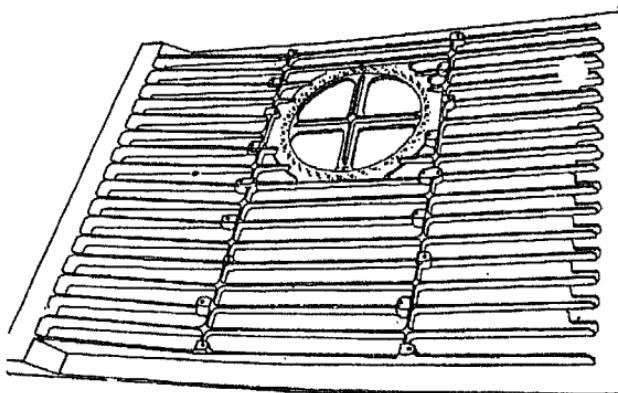


Рис. 6.35. Фрезерованная из плиты панель с окантовкой люка

6.3.5. Особенности применения химического фрезерования

Широкие возможности применения и экономичность этого метода привели к его широкому использованию в авиационной промышленности, особенно для доработки деталей и панелей до окончательной толщины. При обработке листового материала исходная толщина химически фрезеруемой детали (а следовательно, и высота

ребер) не превышает 6...8 мм. Однако химическое фрезерование позволяет снять у деталей различной конфигурации конструктивные и технологические излишки материала и тем самым уменьшить массу конструкции.

Травлением можно получить толщину листа из алюминиевых, титановых сплавов и сталей до 0,3 мм. Заданное ступенчатое изменение толщины листа получают несколькими последовательными переходами травления.

Серьезным недостатком процесса химического фрезерования являются сложные условия работы цехового оборудования и персонала, связанные с наличием в атмосфере цеха паров щелочей и кислот. При этом необходимо организовать нейтрализацию и слив отработанных активных растворов.

При механической обработке на фрезерных станках деталям можно придать криволинейную форму при использовании плоских и криволинейных заготовок (рис. 6.36). При химическом фрезеровании необходимая кривизна поверхности должна быть придана исходной заготовке (рис. 6.37).

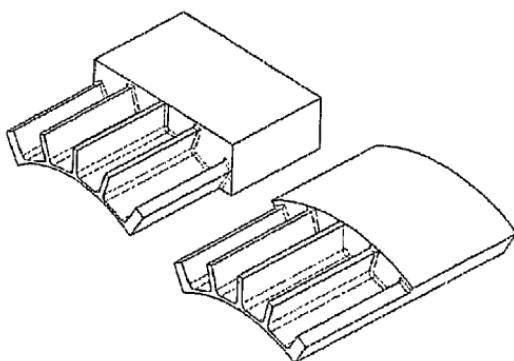


Рис. 6.36. Механическая обработка заготовок на фрезерных станках с программным управлением

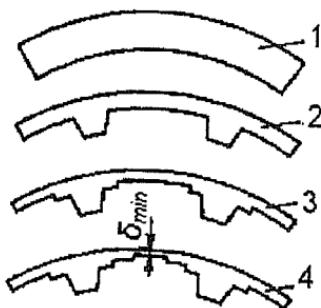


Рис. 6.37. Переходы при изготовлении панели методом химического фрезерования:
1 — исходная заготовка;
2 — первый переход; 3 — второй переход;
4 — третий переход (готовая деталь)

6.4. УЧЕТ ВЛИЯНИЯ СОВОКУПНОСТИ КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ НЕСОВЕРШЕНСТВ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ

При проектировании конструктор должен учитывать нормируемые отклонения в прочности материала и технологии изготовления детали, которые обозначены в сертификатах или в технических требованиях чертежей.

Однако эксплуатация — это работа конструкции при суммарном множестве случайных, а иногда и неслучайных событий, которые сами по себе по отдельности не влияют на работоспособность, но при возможном одновременном совпадении одних событий с другими (так называемый закон умножения вероятностей) конструкция может стать неработоспособной.

СЛУЧАЙНЫЕ СОБЫТИЯ — возможные внезапные повреждения конструкции, технологические погрешности или отклонения от расчетных случаев нагружения.

НЕСЛУЧАЙНЫЕ СОБЫТИЯ

— сумма регулярно возникающих при конкретном технологическом процессе и лежащих в пределах допуска неправильностей, например, отклонения от геометрии конструкции, симметричная и несимметрическая погибь (изменение теоретически заложенной при расчетах прямолинейности осей). Эти явления можно частично учесть при расчетах, например, используя более совершенные методики расчета, где нормируемые погиби или волнистость учитывают при расчете прочности конструкции;

— возникающие при изготовлении дефекты и другие отклонения и недовольства конструкции (например, волнистость стенок или ребер конструкций из тонколистового материала) не устанавливаемые нормирующими допусками и не учитываемые в расчетах. Они могут определяться культурой производства на данном предприятии или в конкретной стране — изготовителе изделия, а могут — свойством данной конструкции и не зависеть от конкретного производства.

Все эти случайные и неслучайные события для определенных значений параметров конструкции (назовем их *аргументом X*), мо-

гут проявляться в пределах приемлемых отклонений практических характеристик работоспособности конструкции от теоретических, получаемых при расчетах. *При переходе значений аргумента X в другую область, отклонения практических значений от теоретических могут быть недопустимыми.*

Существует закономерность [9, 10], знание которой в некоторых случаях помогает избежать больших или малых неприятностей при использовании технических изделий на практике. Поясним это на конкретном примере. В научно-технической информации содержатся сведения о проведении экспериментальных испытаний десятков тысяч образцов конструкций.

По результатам этих испытаний можно построить некоторую статистическую зависимость сравнения результатов теоретических расчетов разрушающих напряжений $\sigma^{\text{теор}}$ с фактическими экспериментальными данными испытаний $\sigma^{\text{факт}}$. При этом необходимо, чтобы испытания проводились по одной и той же методике на одинаковых по типу и конструкции образцах и в одинаковых условиях испытаний. Такое сравнение теоретической и фактической прочности, например, конструкции панелей различных типов и размеров при работе на продольное сжатие, выполненных из различных материалов, показано на рис. 6.38 [9].

Из графика видно, что, начиная с некоторого значения толщины обшивки панелей δ_0 (меньше 0,7...0,8 мм), фактические значения прочности становятся значительно меньше теоретических значений.

При этом отклонение практически не зависит от материала, из которого изготовлены панели и их размеров. А вот способ изготовления (например, сотовые панели, изготовленные роликовой сваркой по отбортовке заполнителя, технология фирмы «Стресскин»* [13]) может сильно влиять на уровень прочности, снижая его на 20...25% (рис. 6.39).

* Такая технология применяется при проектировании жаростойких конструкций, например: кожухов шумоглушения двигателей в районе турбины, створок реверса тяги и др.



Рис. 6.38. Сравнение теоретической и фактической прочности панелей

При обработке результатов экспериментов с использованием методов теории вероятности и математической статистики для определения сходимости с теоретическими расчетами и оценки нижней границы доверительных интервалов получено, что все эти результаты укладываются в регрессивную зависимость (закон), соответствующий уравнению

$$\log Y = A + BX$$

или

$$\eta^* = K_m e^{-K_h X},$$

где Y — функция; X — аргумент; η^* — общий коэффициент влияния технологических несовершенств; K_m , K_h — частные коэффициенты.

При этом аргумент зависит от какого-либо основного параметра конструкции (характеристики аргумента), от которого прямо или

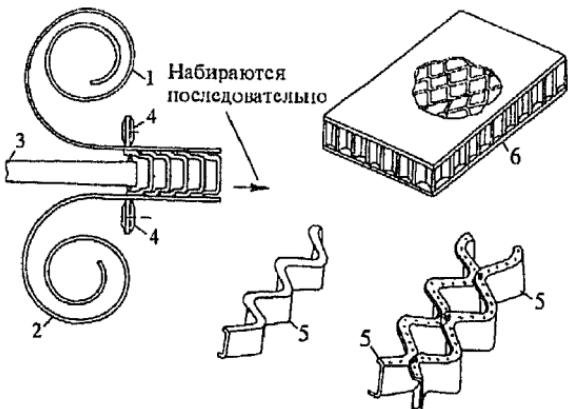


Рис. 6.39. Схема изготовления сварных сотовых панелей по методу «Стресскин»:

1 — рулон листа верхней обшивки; 2 — рулон листа нижней обшивки; 3 — плоский электрод с выступами по ширине панели (заменяется при сварке ребер по высоте заполнителя электродом с иглами); 4 — ролики электроды, перемещаются вдоль ширины панели при сварке каждого гофра; 5 — зигзагообразный элемент заполнителя — гофр с отбортовкой; 6 — сваренная сотовая панель; х — точки сварки гофра с обшивкой; • — точки сварки двух отбортовок с обшивкой

косвенно зависят и другие параметры рационально спроектированной конструкции. Например, для рационально спроектированных панелей от толщины несущей обшивки панелей зависят и толщина стрингеров или ребер жесткости, и плотность сотового заполнителя, и высота панели.

Так, в приведенном на рис. 6.39 примере, аргументом, от которого зависит сходимость теории и эксперимента, является обратная величина толщины обшивки панелей, то есть $X = 1/\delta_0$, где характеристикой аргумента будет δ_0 .

Общий вид «Закона влияния технологических несовершенств» показан на рис. 6.40.

Коэффициент K_m , определяющий максимальный уровень сходимости, зависит от совершенства материала, свойств конструкции, то есть от вероятности появления каких-то регулярных свойств продукта производства (конструкции), не зависящих от аргумента X . Он показывает, насколько свойства продукта (например, прочность

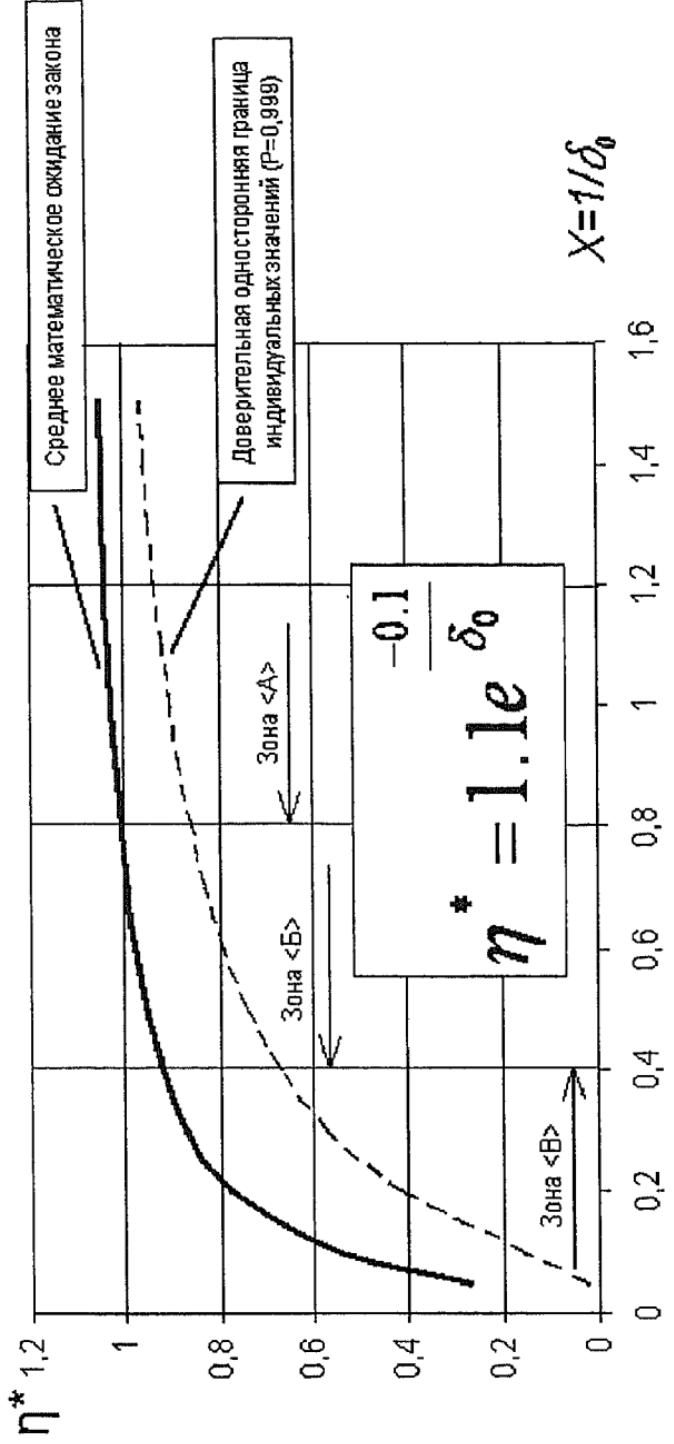


Рис. 6.40. Общий вид закона

материала или сотового блока) при всех значениях X могут отклоняться от теоретической величины. В данном примере для всех панелей, кроме сварных по методу «Стресскин», $K_m = 1,1$, а для панелей, изготовленных по методу «Стресскин», $K_h = 0,75$.

Коэффициент K_h , наоборот, зависит от регулярно появляющихся статистических неправильностей, суммарных отклонений, возникающих при данном способе производства, культуры производства (даже страны-производителя), которых невозможно избежать или учесть при теоретических расчетах (можно назвать его «*Коэффициент технологического несовершенства*»). Влияние K_h накладывается на влияние K_m .

Независимо от *аргумента X* для всех типов испытанных панелей, кроме «Стресскин», в данном примере значение $K_h = 0,1$.

На графике, приведенном на рис. 6.40, условно показана зона, где не стоит волноваться за сходимость теории и эксперимента при использовании принятой конкретной методики расчета (зона А), а где начинается «обвал» значений прочности (зона Б), полученной теоретическими расчетами, и без знания конкретных данных закона

$$\eta^* = K_m e^{K_h X},$$

пользоваться этой методикой нельзя; η^* показывает, насколько теоретические характеристики какого-либо процесса зависят от несовершенства технологии изготовления изделия (культуры производства) или от условий его эксплуатации.

В зоне Б следует задуматься о мерах по повышению точности методики за счет возможного теоретического учета влияния на прочность неучтенных ранее несовершенств, постоянно имеющих место при изготовлении панельных конструкций, или просто перестраховаться, несколько увеличив запас прочности при расчетах.

На графике рис. 6.41 показан вид закона η^* при различных значениях коэффициентов K_m и K_h .

Если значения аргумента дискретны, то закон принимает вид, показанный на рис. 6.42. В этом случае можно привести Пример использования закона, связанный, например, с эксплуатацией ВКС «Буран» или «Шаттл».

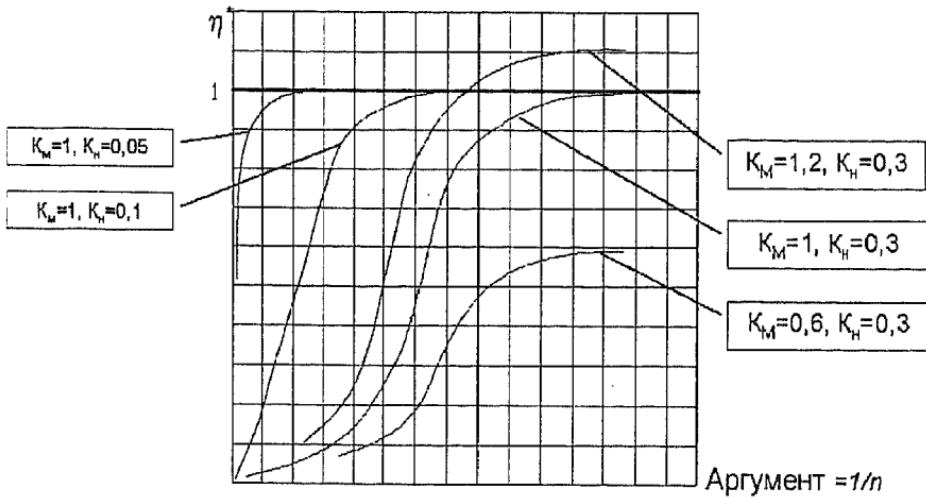


Рис. 6.41. Влияние коэффициентов K_m и K_h
на графический вид закона

Если принять за n количество дефектных плиток теплозащиты, поврежденных при изготовлении или во время нахождения на орбите, а за аргумент $X = 1/n$, , тогда K_m может отражать влияние зон расположения поврежденных или выпавших плиток на значение вероятности безаварийной посадки. Зная по результатам наземного эксперимента (или теоретически) влияние разного количества дефектных плиток на работоспособность теплозащитного покрытия (ТЗП) в целом, то есть K_h , можно определить вид закона влияния этих погрешностей на вероятность безаварийной посадки в каждом конкретном случае.

В этом случае можно заранее предсказать вероятность безаварийного приземления ВКС, если, например, на орбите осмотреть поверхность ВКС (используя имеющиеся на борту средства — манипуляторы в грузовом отсеке или даже выход космонавтов в открытый космос) для оценки состояния ТЗП, особенно на наиболее теплонагруженных при спуске зонах поверхностей фюзеляжа и крыла.

Например, если предположить, что отсутствует одна плитка в наиболее опасной зоне (стык углеродного носка крыла с ТЗП), то при $K_m = 0,6$ вероятность посадки будет 0,57...0,6, если выпали 2...3 плитки, то вероятность может упасть до 0,4, то есть возможна кат-

$$\eta = \frac{\text{факт}}{\text{теория}}$$

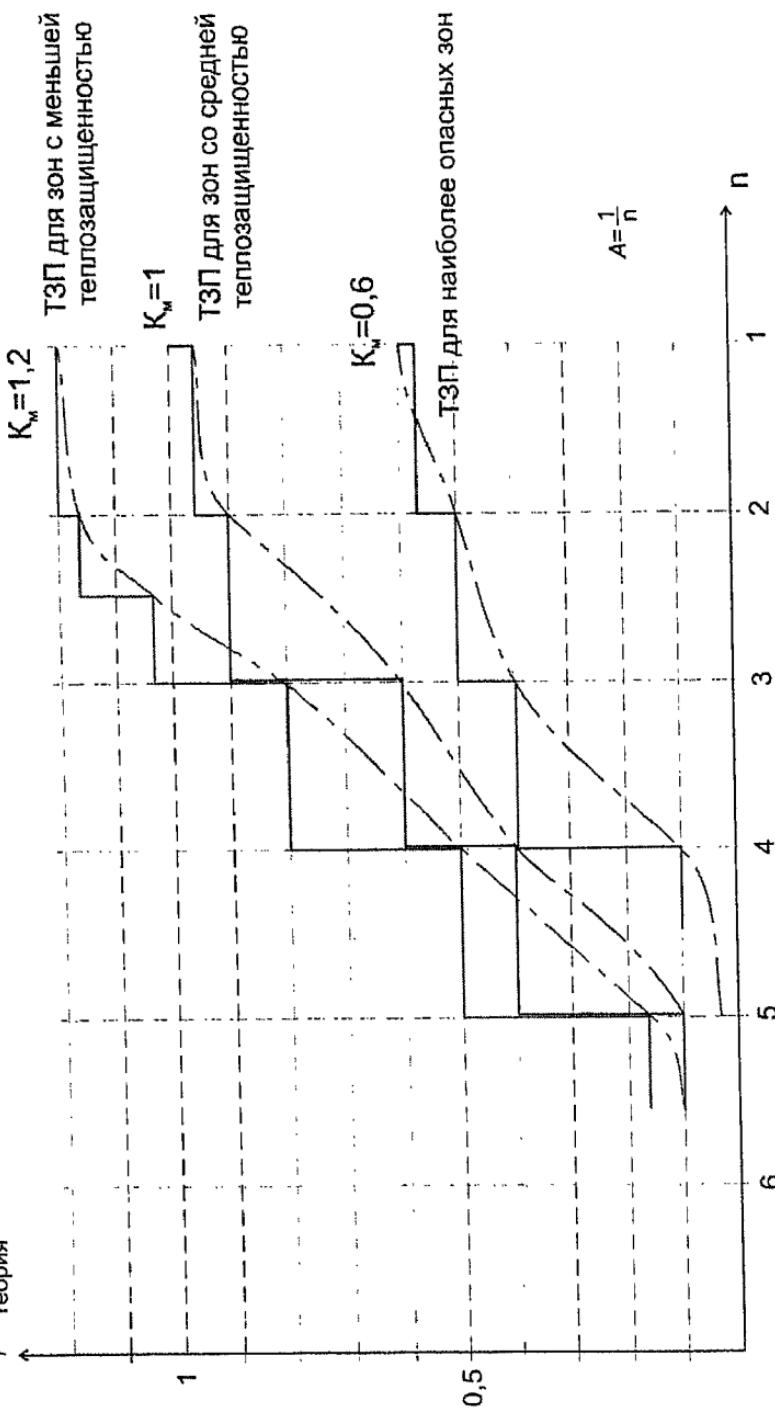


Рис. 6.42. Вид закона при дискретных значениях аргумента A

строфа (кривая $K_m = 0,6$, $K_h = 0,3$ на рис. 6.42). Если выпали 4...5 плиток, катастрофа неминуема. В случае, если плитки ТЗП выпали в удаленной от носков зоне, то $K_m = 1$ и при двух-трех выпавших плитках вероятность посадки будет примерно 0,9.

Конечно, все зависит еще и от действительной величины коэффициентов K_h и K_m , и от того, выпали плитки в одном месте или в разных зонах.

В некоторых случаях в качестве аргумента может быть использовано влияние на вид закона двух или нескольких параметров конструкции или условий эксплуатации. Например, использование закона

$$\eta^* = K_m e^{K_h X}$$

для оценки вероятности получения заявленного ресурса до первого ремонта автомобиля при условии езды по дорогам различной гладкости с той или иной скоростью. В этом случае за величину характеристики аргумента можно принять произведение величины шероховатости дороги в сантиметрах (дюймах или дециметрах) на скорость передвижения. До той поры, пока шероховатость дороги (или качество дорожного покрытия) будет, например, соответствовать европейскому стандарту, то заявленные величины ресурса (при условии отсутствия ДТП) могут соблюдаться при скорости, определенной для данного автомобиля, то есть $\eta^* = 1$. Другая крайность, если рытвины и ухабы будут равны клиренсу автомобиля, тогда при движении с любой малой скоростью вероятность даже ничтожного ресурса стремится к 0. Следует Предположить, что при неважном качестве дороги и средней скорости движения наступит момент, когда ресурс, сначала изменяясь незначительно, затем начнет катастрофически падать, что соответствует типу кривой $K_m = 1$, $K_h = 0,3$ на рис. 6.41. Аналогично можно оценить вероятность безаварийного пробега самолета при посадке на недостаточно гладкую посадочную полосу.

Итак, зная порядок действий конструктора при проектировании и рассмотрев особенности выбора материалов и технологии изготовления, необходимых конструктору, можно перейти к изложению принципов проектирования конструкции деталей.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕГУЛЯРНЫХ ЗОН КОНСТРУКЦИИ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

7.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ

Все элементы, составляющие конструкцию самолета, можно разделить на элементы

- внешней поверхности: обшивки, панели;
- продольного набора: лонжероны, стрингеры, бимсы, стенки;
- поперечного набора: нервюры, шпангоуты;
- соединений: узлы подвески, косынки, накладки, кронштейны и т.д.;
- управления и механизмов: качалки, траверсы, детали шасси и силовых цилиндров, тяги и т.д.;
- креплений: болты, гайки, шайбы, винты, валики, заклепки и т.д., большинство этих элементов стандартизовано или нормализовано.

Согласно ЕСКД были установлены следующие наименования видов изделий:

ДЕТАЛЬ — изделие, изготовленное из однородного материала без применения сборочных операций.

ДЕТАЛЬ, или *СИЛОВОЙ ЭЛЕМЕНТ КОНСТРУКЦИИ* предназначены для восприятия нагрузки. В авиационных конструкциях для получения минимальной массы силовые элементы необходимо проектировать с минимальным запасом прочности $\eta = 1$.

СБОРОЧНАЯ ЕДИНИЦА — изделие, составные части которого подлежат соединению на заводе — изготовителе (например, сварной цилиндр стойки шасси).

Определения, которые в ЕСКД отсутствуют:

КОНСТРУКТИВНЫЙ ЭЛЕМЕНТ — несиловые детали или технологические увеличения сечений силовых деталей. Конструктивные несиловые детали (выравнивающие накладки, кницы и др.) иногда даже не рассчитывают на прочность.

Конструктивными технологическими элементами считают также технологические уклоны, припуски, допуски на толщину деталей и нормируемый шаг толщин листов.

УЗЕЛ — совокупность нескольких деталей, сборочных единиц, соединенных вместе для выполнения конкретных задач в конструкции агрегата самолета, например: стыковой узел лонжерона крыла, панель, нервюра и т.п.

АГРЕГАТ — совокупность деталей и узлов, выполняющих определенную функцию в составе конструкции самолета, например, фюзеляж, крыло и т.д.

Нумерации, в соответствии с ЕСКД, подлежали все выпускаемые чертежи деталей, узлов, подгрупп и комплексных групп (за исключением стандартных и нормализованных), которые обозначались соответствующим номером.

Вопрос нумерации чертежей при выпуске рабочих чертежей на бумажных носителях информации устанавливался отраслевыми нормальми. При переходе на компьютерную информацию может быть установлена другая, чем в ЕСКД индексация, гостирование которой еще впереди.

7.2. ОБЩАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ ДЕТАЛЕЙ

Общая классификация силовых деталей (элементов) конструкции планера по конструктивным и технологическим принципам приведена в табл. 7.1. Конструктивные нерасчетные элементы (кницы, выравнивающие прокладки, и пр.), не указанные в таблице, изготавливают, как правило, из листового материала.

7.3. РЕГУЛЯРНАЯ И НЕРЕГУЛЯРНАЯ ЗОНЫ ДЕТАЛИ (СИЛОВОГО ЭЛЕМЕНТА)

Как правило, каждая деталь, силовой элемент или агрегат имеют так называемые *регулярные* и *нерегулярные* зоны. Например, на рис. 7.1, *a*, *b*, *v* буквой *L* обозначены регулярные зоны силовых элементов, зоны *M* этих элементов нерегулярные.

Таблица 7.1

Классификация силовых деталей планера

| Наименование детали | Основной вид нагружения | Рациональная форма сечения | Допустимое напряжение | Полуфабрикат | Технология изготовления детали |
|--------------------------------------|---------------------------|------------------------------|--|--------------------------|--------------------------------|
| Обшивка | растяжение, сжатие, сдвиг | пластина | σ_b σ_{kp} τ_{kp} | листовой материал | штамповка |
| Монолитная панель | растяжение, сжатие, сдвиг | пластина с ребрами жесткости | σ_b σ_{kp} τ_{kp} | плита | прессование, фрезерование |
| Стрингер | растяжение, сжатие | профиль | σ_b σ_{kp} | профиль | профиль с подсечкой |
| Пояса лонжерона, нервюры, шпангоута | растяжение, сжатие | профиль | σ_b | поковка, профиль | прессование, фрезерование |
| Стенки лонжерона, нервюры, шпангоута | сдвиг | пластина, пластина с ребрами | τ_{kp} | листовой материал, плита | штамповка, фрезерование |

Продолжение табл. 7.1

| Наименование детали | Основной вид нагружения | Рациональная форма сечения | Допустимое напряжение | Полуфабрикат | Технология изготовления детали |
|--------------------------|--|---|--|-------------------------|--------------------------------|
| Трехслойная панель | сжатие, сдвиг, изгиб | общивка с заполнителем | σ_{kp} τ_{kp} | панель | склейка, пайка, сварка |
| Двухточечная балка | изгиб, сдвиг | двутавр, швеллер | σ_b τ_b | поковка, плита, профиль | штамповка, фрезерование |
| Балка замкнутого сечения | изгиб, растяжение, сжатие, сдвиг, кручение | трубчатое, круглое, эллиптическое, прямугольное | σ_b τ_b | поковка | фрезерование |
| Кронштейн, фитинг | изгиб, сдвиг | двутавр, швеллер | σ_b τ_b | поковка, плита | штамповка, фрезерование, литье |
| Накладка, косянка | растяжение, сжатие, сдвиг | пластина | σ_b σ_{kp} τ_{kp} | листовой материал | штамповка, фрезерование |
| Расчалка | растяжение | круглое | σ_b | трос | плетение |

| Наименование детали | Основной вид нагружения | Рациональная форма сечения | Допустимое напряжение | Полуфабрикат | Технология изготовления детали |
|---------------------|-------------------------|----------------------------|-----------------------------|---------------|--------------------------------|
| Стойка | растяжение, сжатие | трубчатое сечение | σ_b σ_{kp} | труба нормаль | прокат сварка |
| Заклепка | срез | круг | τ_b | нормаль | высадка |
| Болт | растяжение, срез | круг | σ_b τ_b | нормаль | высадка точение |

Примечание. В таблице приведены только наиболее распространенные наименования и конструктивно-технологические характеристики регулярной зоны силовых элементов (деталей). В таблице не указаны необходимые термообработка и покрытие деталей, зависящие от материала и условий работы.

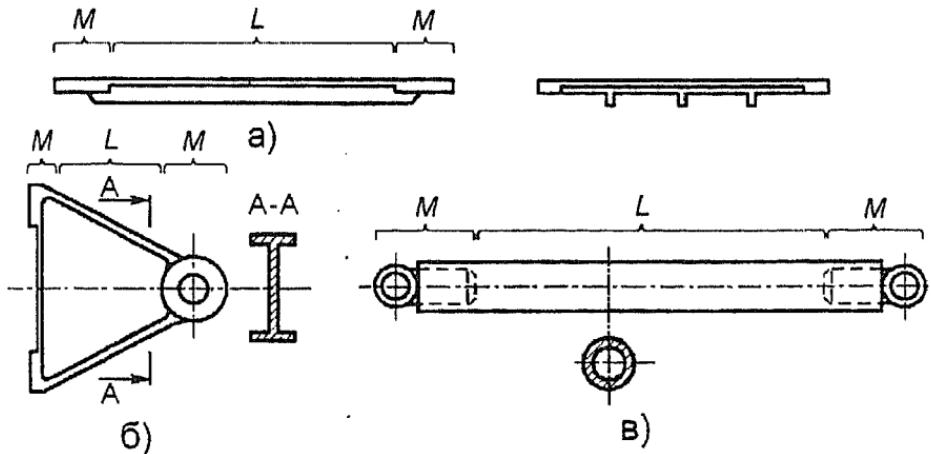


Рис. 7.1. Регулярные и нерегулярные зоны конструкции деталей:
а — панель; б — кронштейн; в — стойка

Под **РЕГУЛЯРНОЙ ЗОНОЙ** мы понимаем большую часть длины или ширины детали, узла или агрегата с одинаковым типом сечения и видом действующей нагрузки. Размеры сечения и величина нагрузки могут меняться в регулярной зоне плавно, по линейному или не линейному законам.

НЕРЕГУЛЯРНАЯ ЗОНА — часть детали, узла или агрегата, в которой резко меняется размер сечения, форма или вид нагружения, например в зоне соединения со смежной конструкцией.

СИЛОВАЯ МАССА КОНСТРУКЦИИ (СИЛОВОЙ ВЕС) — расчетная масса (вес) конструкции, соответствующая минимальной площади сечения силового элемента при обеспечении заданной прочности.

КОНСТРУКТИВНАЯ МАССА (КОНСТРУКТИВНЫЙ ВЕС) — масса конструкции, приводящая к увеличению силовой массы за счет массы конструктивных элементов, неравнопрочности сечений, ограничений толщин материалов в нормах и полуфабрикатах и т.п.

В целом конструктивные элементы значительно увеличивают потребную силовую массу конструкции (на 25...35%, а иногда и более), что обязательно должно учитываться конструктором при определении окончательной массы спроектированной конструкции.

7.4. РАЦИОНАЛЬНЫЕ ФОРМЫ СЕЧЕНИЙ РЕГУЛЯРНЫХ ЗОН КОНСТРУКЦИИ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Рассмотрим форму сечений силовых элементов, наиболее целесообразных для восприятия того или иного вида нагружения. Понятия *действующие, разрушающие и допускаемые напряжения* в сечении детали определены в гл. 1 и 4.

В настоящей главе под *действующими напряжениями* понимаются *расчетные напряжения*, то есть максимальные эксплуатационные напряжения, умноженные на коэффициент безопасности f .

7.4.1. Силовые элементы, нагруженные растяжением

Схема силового элемента, работающего на растяжение показана на рис. 7.2, а. Таким элементом может быть трос, стойка (стержень), пластина. Форма сечения — любая.

Трос применяется в случаях, когда действует только растяжение. Параметры троса (рис 7.2, б) — диаметр, материал выбираются в зависимости от величины действующей нагрузки по ГОСТам. Для крепления концов троса применяются стандартные конструкции оплетки, коуши (приведены в нормах и ГОСТах). Пример применения троса — проводка системы управления, расчалки ферменных конструкций.

Стержень (стойка) применяется, если необходимо сохранять размер или имеется возможность возникновения хотя бы незначительной сжимающей нагрузки.

В качестве силового элемента, работающего на растяжение, часто используют ленту (пластину, рис. 7.2, в).

Действующие напряжения в сечении стержня и пластины рассчитывают по формуле

$$\sigma_d = \frac{P}{F}.$$

За разрушающие напряжения при растяжении принимают предел прочности материала σ_b .

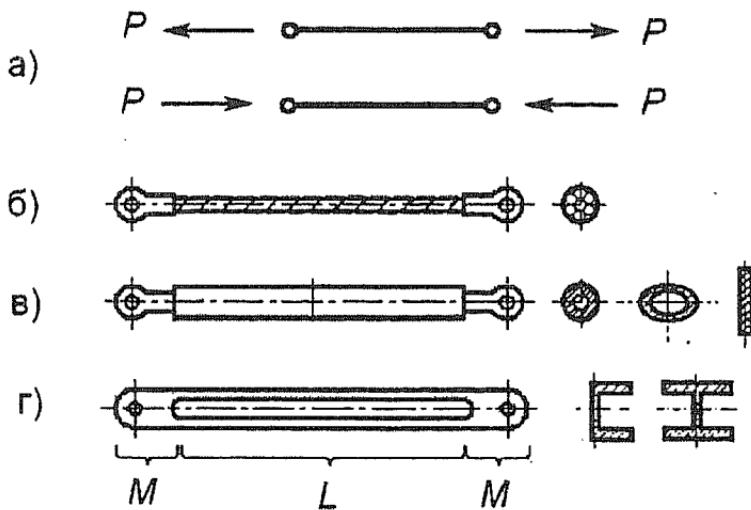


Рис. 7.2. Элементы конструкции, работающие^{*} на осевые нагрузки:
 а — схема нагружения силового элемента; б — трос;
 в — стойка; г — стержень

Условие прочности

$$\sigma_d \leq \sigma_b.$$

Местостык стержней и пластин конструируется как нерегулярная зона элемента, см. гл. 9.

7.4.2. Силовые элементы, нагруженные продольным сжатием

При приложении равнодействующей силы в ц.ж. сечения по оси силового элемента (СЭ) действующие напряжения при сжатии рассчитываются так же, как при растяжении:

* В тексте книги встречаются выражения типа: «незамкнутый контур плохо работает на кручение». «Работать» на ту или иную нагрузку (или выдерживать заданную нагрузку) можно «заставить» любой силовой элемент, например уголковый профиль — на кручение. Однако масса этого профиля будет намного больше, чем, например, масса элемента трубчатого сечения, что является решающим для авиационной конструкции.

$$\sigma = \frac{P}{F},$$

а разрушающие (допустимые) напряжения зависят от вида разрушения и могут быть равными σ_{kp} или, в пределе, σ_b .

Пластины

В качестве силовых элементов, работающих на сжатие, могут применяться пластины, в частности, в составе панелей крыла и фюзеляжа.

Критические напряжения сжатия пластин (размеры сторон пластины a и b , см. рис. 5.3 и 7.4,*a,b*) определяют по формуле Эйлера*:

$$\sigma_{kp} = \frac{kE}{\left(\frac{b}{\delta}\right)^2}. \quad (7.1)$$

Следует запомнить, что в формулах критических напряжений Эйлера для прямоугольных пластин с размерами b — ширина пластины, δ — толщина, характерным геометрическим размером всегда является наименьший размер пластины, то есть $b < a$, независимо от того, к какому краю пластины приложена нагрузка.

Стойка (стержень)

Стойка или стержень могут иметь любую форму сечения (рис. 7.2), но желательно симметричную. При несимметричной форме сечения (рис. 7.2, *г*) при растяжении и сжатии могут возникнуть изгибающие и крутящие моменты, значительно увеличивающие суммарные действующие напряжения в отдельных точках сечения стойки.

* В некоторых книгах [27] и справочниках в формуле Эйлера вводят в числитель дополнительный коэффициент 0,9, тогда величину k уточняют.

При выборе формы сечений стержневых систем, работающих на сжатие, как правило, определяющим является напряжение, при котором происходит потеря устойчивости.

При разрушении по форме общей потери устойчивости сначала искривляется ось стержня (рис. 7.3, б), и лишь затем происходит разрушение, так как стержень догружается резко возрастающими напряжениями от изгиба, $M_{изг} = P_{kp} \cdot \epsilon$. В технической литературе этот вид нагружения иногда называют продольным изгибом. Продольный изгиб появляется при нагружении по схеме, показанной на рис. 7.3, а.

При разрушении элементов сечения стержня по форме местной потери устойчивости, искривления оси стержня не происходит, а появляется складка, приводящая к выходу из работы потерявшего устойчивость участка конструкции (рис. 7.4).

Чтобы определить форму потери устойчивости стержня, необходимо определить теоретические значения критических напряжений общей и местной потери устойчивости стержня. При разрушении по форме общей потери устойчивости критические напряжения в упругой зоне определяют по формуле Эйлера:

$$\sigma_{kp} = \frac{m^2 \pi^2 E}{\left(\frac{l}{i}\right)^2}, \quad (7.2)$$

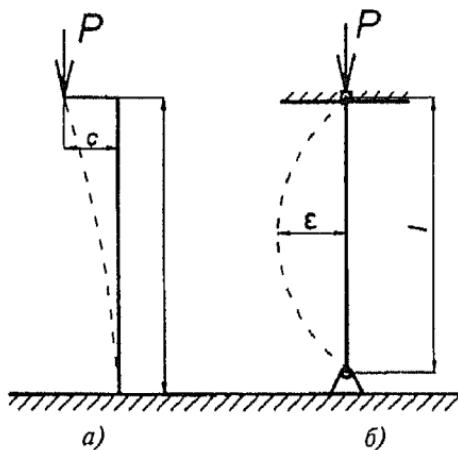


Рис. 7.3. Форма общей потери устойчивости стержнем:
а — при продольном изгибе; б — при общей форме

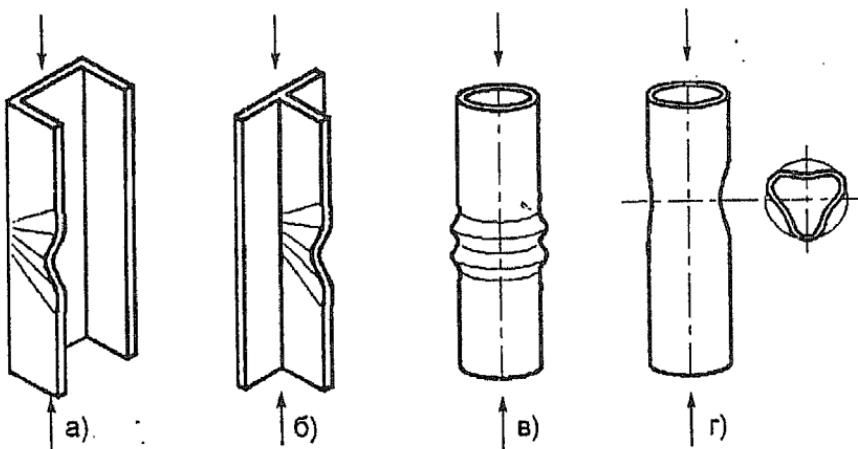


Рис. 7.4. Примеры местной потери устойчивости:
а — швеллер; б — тавр; в — кольцевая волна; г — продольная волна

где m^2 — коэффициент, зависящий от характера заделки нагруженных кромок (m — число полуволн на размере λ); i — радиус инерции сечения. Часто коэффициент m^2 заменяют на коэффициент c , тогда $m^2 = c$.

При разрушении по форме местной потери устойчивости критические напряжения замкнутой цилиндрической поверхности (трубчатое сечение, рис. 7.4, в, г) при сжатии вдоль оси равны:

$$\sigma_{kp} = \frac{kE}{\frac{R}{\delta}}, \quad (7.3)$$

где k — коэффициент, характеризующий опирание нагруженного элемента по краям трубчатого сечения; δ — толщина стенки трубы; R — радиус цилиндрической поверхности.

Следует запомнить, что величина σ_{kp} не может быть больше σ_b .

Если значения σ_{kp} превзойдут значения $\sigma_{0,2}$ или σ_b , то формулы Эйлера в виде (7.1)–(7.3) неприменимы, и следует определять величину фактического значения разрушающего напряжения по формуле

$$\sigma_{\text{кр.факт}} = \sigma_{\text{в}} \frac{1 + \psi}{1 + \psi + (\psi)^2}, \quad (7.4)$$

где $\psi = \frac{\sigma_{\text{в}}}{\sigma_{\text{кр}}}$.

При общей и местной потере устойчивости критическая сила и критическое напряжение зависят от гибкостей деталей l/i (i — радиус инерции сечения) или отношения b/δ (b — характерный размер пластины, δ — ее толщина). Зависимость теоретического значения критического напряжения (пунктир) и фактического (сплошные линии) от гибкости приведена на рис. 7.5. Значение $(l/i)_{\text{опт}}$ характеризует предел применимости теоретической формулы Эйлера. При гибкостях меньше $(l/i)_{\text{опт}}$ материал начинает течь, и фактическое напряжение $\sigma_{\text{кр}}$ определяют по эмпирической формуле (7.2).

Форму сечения элементов конструкции стоек, работающих на сжатие, выбирают в зависимости от величины момента инерции сечения. Так, моменты инерции сечений труб одинаковой длины, имеющих равные площади сечений, но разные диаметры и толщину стенки (рис. 7.6) различны (момент инерции сечения первой трубы будет больше, чем у второй; следовательно, $\sigma_{\text{кр}1} \gg \sigma_{\text{кр}2}$).

Поэтому для увеличения $\sigma_{\text{кр}}^{\text{общ}}$ при одинаковой площади сечения нужно по возможности

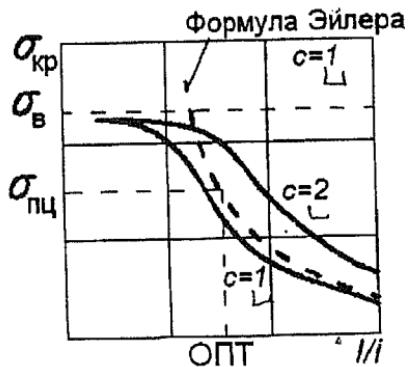


Рис. 7.5. Зависимость критического напряжения от гибкости l/i и коэффициента заделки $c = m^2$ нагруженных кромок

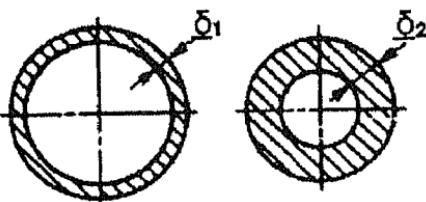


Рис. 7.6. Сечение труб одинаковой площади

увеличивать диаметр, уменьшая толщину трубы δ согласно формуле (7.2), но это возможно только до определенного предела, так как в тонкой оболочке при увеличении отношения R/δ может возникнуть местная потеря устойчивости, формула (7.3).

Стойки по характеру работы бывают *первой* и *второй* группы.

Стойки *первой* группы имеют контакт с основной конструкцией только в концевых опорах (см. рис. 7.2, в) и изолированно работают на осевые сосредоточенные нагрузки. К таким элементам относятся тяги управления самолетом, стержни ферменных конструкций. Для этих элементов основными характеристиками при работе на растяжение является площадь сечения, при работе на сжатие — длина и собственный момент инерции. Наиболее рациональными для таких конструкций являются замкнутые, симметричные формы сечения (см. рис. 7.2, б, г).

Особым является случай, когда приложить нагрузку к силовой стойке по осевой линии невозможно. В этом случае стойка нагружается *внекентренным* нагружением (см. рис. 7.3, а). При этом к действующим напряжениям растяжения—сжатия прибавляются напряжения изгиба от момента $M = P c$ и уменьшаются допускаемые напряжения сжатия. Приближенно допускаемые напряжения можно определить, используя экспериментальные графики, приведенные в справочнике [35, гл. V, § 7].

Стойки *второй* группы имеют связь с основной конструкцией на протяжении всей своей длины; к таким элементам относятся стрингеры, подкрепляющие обшивку, с некоторым допущением пояса лонжеронов (рис. 7.7). Для этих элементов форма сечения

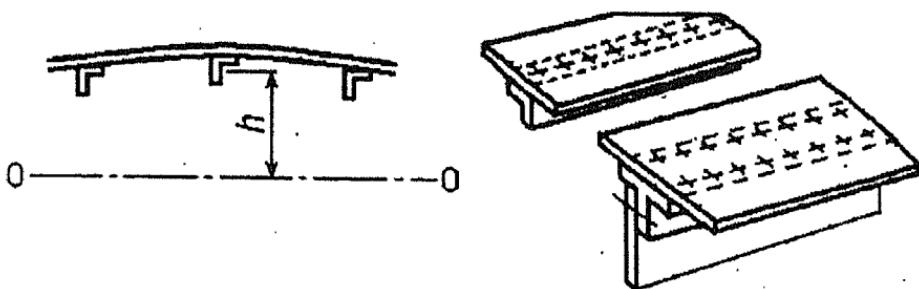


Рис. 7.7. Стойки второй группы

определяется частично удобством крепления к обводу контура обшивки, частично стремлением удалить их центры масс (размер h) от нейтральной оси сечения общей конструкции с целью уменьшения действующих на них осевых сил.

У стержней, центр жесткости которых не лежит на линии центров масс или центров тяжести сечений (по которой направлена действующая сила), помимо изгиба может появляться закручивание стержня. Это относится к открытым профилям типа швеллера или уголка. Критическое напряжение при этом снижается.

Для повышения σ_{kp} профиля в стойках второй группы вместо открытого контура (рис. 7.8, а) можно применить закрытый (рис. 7.8, б).

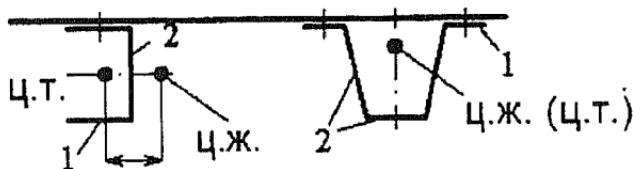


Рис. 7.8. Сечение стоек второй группы:
а — открытый профиль; б — закрытый профиль

При определении критического напряжения местной потери устойчивости профилей при сжатии элементы, из которых состоит сечение, схематично представляют в виде отдельных пластин 1 и 2 (рис. 7.8).

Для стенок и полок профилей (рис. 7.8, а, б) при определении коэффициента k местной потери устойчивости считают, что пластины 1 имеют один свободный край и для них коэффициент $k = 0,9$, а пластины 2 имеют шарнирную заделку по всем сторонам ($k = 3,6$).

Силовые стойки применяются в конструкциях ферменных стенок нервюров и лонжеронов, стяжек стенок (рис. 7.9, а) и поясов шпангоутов (рис. 7.9, б, в), стоек и элементов кинематики шасси, жестких тяг систем управления и др.

Минимальную массу стойки трубы, работающей на сжатие, можно получить, определив оптимальное соотношение параметров сечения при равенстве действующих расчетных напряжений и критических напряжений общей и местной потери устойчивости:

$$\sigma_{kp}^{\text{общ}} = \frac{m^2 \pi^2 E}{\left(\frac{l}{i}\right)^2} = \sigma_{kp}^{\text{мест}} = \frac{kE}{\frac{R}{\delta}} = \sigma_{\text{действ}} = \frac{P}{F}.$$

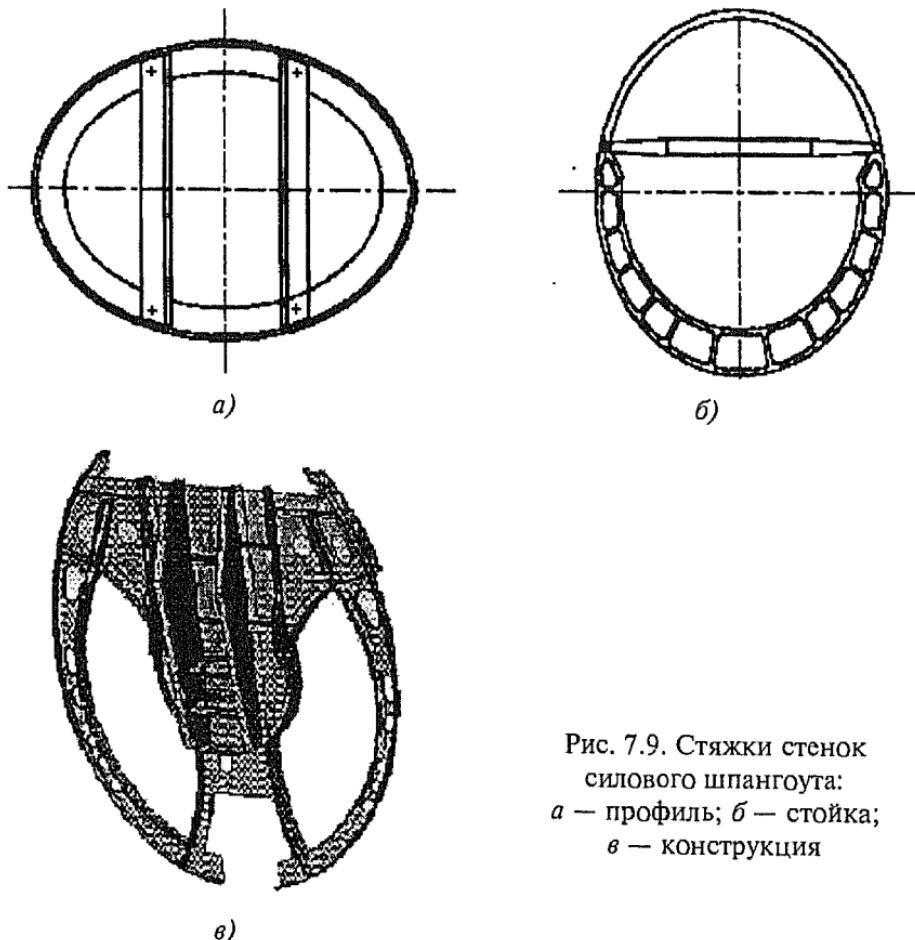
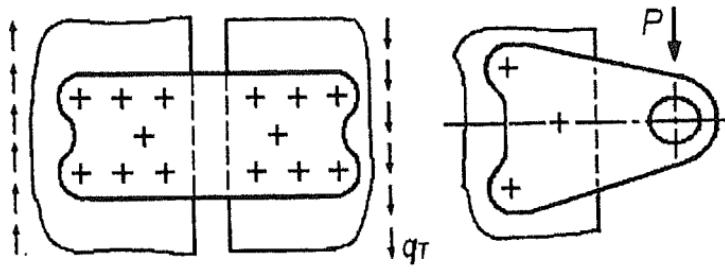


Рис. 7.9. Стяжки стенок силового шпангоута:
а — профиль; б — стойка;
в — конструкция

Примеры определения параметров оптимальной и рациональной конструкции силовых стоек приведены в гл. 11.

7.4.3. Силовые элементы, нагруженные сдвигом

На сдвиг работают стенки лонжеронов и нервюр, плоских кронштейнов, накладки (рис. 7.10), и т.п.



a)

б)

Рис. 7.10. Схема накладки, плоского кронштейна:
а — накладка; *б* — кронштейн

Элементами, хорошо воспринимающими сдвиг, являются стени сечений двухпоясных балок (двуутавра, швеллера), передающие в своей плоскости перерезывающие силы (рис. 7.11). На сдвиг работают также обшивки панелей крыла и фюзеляжа.

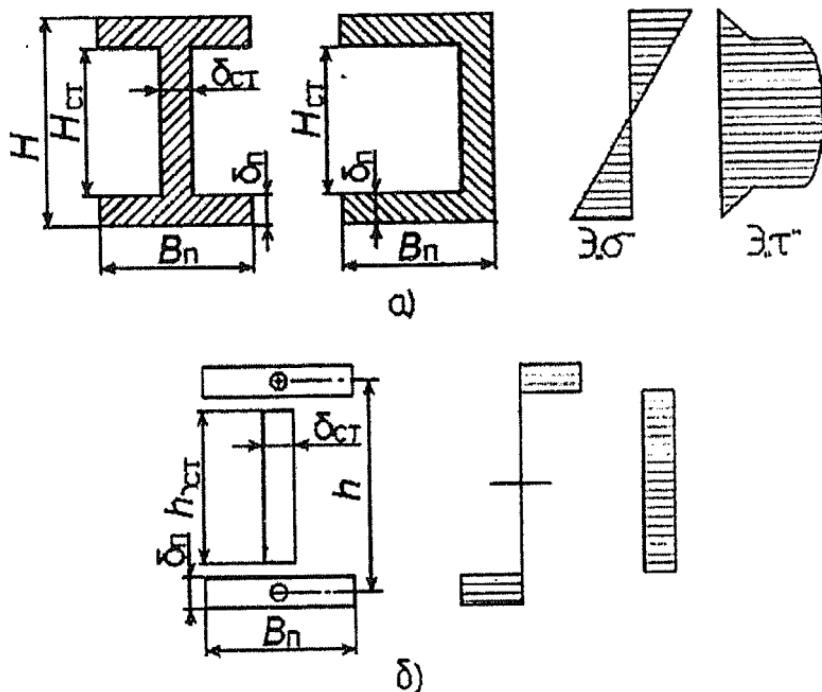


Рис. 7.11. Сечения двухпоясных балок при изгибе и сдвиге:
а — совместная работа; *б* — разделение нагрузок

Действующие касательные напряжения, возникающие в сечении детали при сдвиге от силы Q , в отличие от напряжений, возникающих при растяжении—сжатии, распределены по площади сечения неравномерно, достигая максимума в ц.ж. сечения (рис. 7.11, а). Их рассчитывают по формуле:

$$\tau_y = \frac{QS_y}{Ib_y}, \quad (7.5)$$

где y — вертикальная ось сечения; x — горизонтальная ось, проходящая через ц.т. сечения; I — момент инерции сечения относительно оси x ; b_y — толщина стенки в рассчитываемом сечении y ; S_y — статический момент отсеченной площади на координате y относительно оси x .

Условие прочности (в сечении $y = 0$):

$$\tau_{\max} \leq \tau_b.$$

Условием минимальной массы стенки, не теряющей устойчивости, будет применение материала с наибольшим величиной удельной прочности при чистом сдвиге:

$$P = \tau_b / \rho.$$

Для тонкостенных сечений (рис. 7.12) погонные усилия, действующие в стенке, определяют по формуле:

$$q = \frac{Q}{h_{ct}},$$

тогда действующие напряжения равны:

$$\tau = \frac{q}{\delta_{ct}} = \frac{Q}{h\delta_{ct}},$$

где h — расстояние между заклепками, если сечение сборное, или высота стенки.

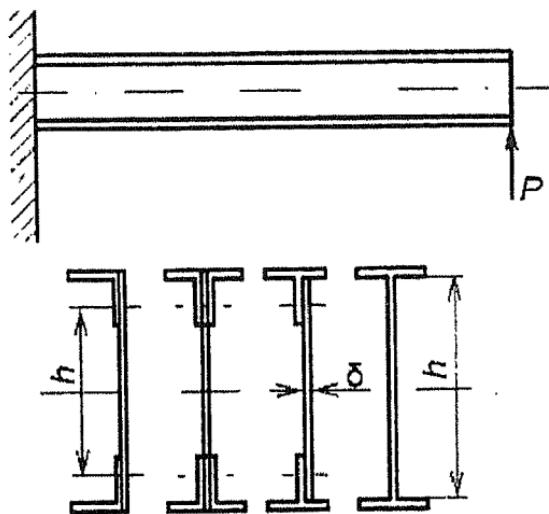


Рис. 7.12. Сечение тонкостенных двухпоясных балок

Условием прочности будет отсутствие потери устойчивости стенки:

$$\tau \leq \tau_{kp}.$$

Критические напряжения в стенке рассчитывают по формуле:

$$\tau_{kp} = \frac{0,9kE}{\left(\frac{b}{\delta}\right)^2}, \quad (7.6)$$

где $k = 5,6 + \frac{3,8}{\left(\frac{a}{b}\right)^2}$; b — меньший размер стороны стенки-пластины

$(b = h)$; a — больший.

Значения k могут иметь величину в пределах $k = 5,6 \dots 9,4$ в зависимости от значения отношения сторон пластины a/b . Максимальное значение k будет при отношении $a/b = 1$, то есть тогда, когда пластина имеет квадратную форму или ребра жесткости.

Нужно помнить, что *во-первых*, эта формула справедлива при условии шарнирного опирания нагруженных кромок пластиинки и,

всех вторых, если значения τ_{kp} превзойдут значения $\tau_{0,2}$ или τ_b , то величину фактического значения определяют по формуле, аналогичной (7.1):

$$\tau_{kp, \text{факт}} = \tau_b \frac{1 + \psi}{1 + \psi + (\psi)^2}, \quad (7.7)$$

где $\psi = \frac{\tau_b}{\tau_{kp}}$.

Следует отметить, что величина погонных усилий $q_t = \frac{Q}{h_{ct}}$ одинакова во всех сечениях стенки, параллельных ее сторонам.

Условием минимальной массы стенки, которая может потерять устойчивость, будет применение материала с наибольшей величиной удельной жесткости:

$$P = \frac{\sqrt{E}}{\rho}.$$

7.4.4. Силовые элементы, работающие на изгиб и сдвиг

Такими силовыми элементами являются двухпоясные балки — дутавр и швеллер (см. рис. 7.11 и 7.12).

Напряжения изгиба в сечениях балки непостоянны (как и сдвига) и изменяются по высоте по линейному закону, достигая максимума в волокнах, наиболее удаленных от нейтральной оси (рис. 7.11, а).

Действующие напряжения изгиба в сечении балки определяют по формуле:

$$\sigma_{изг} = \frac{My}{I_x} \leq \sigma_b. \quad (7.8)$$

Из формулы (7.5) следует:

1. Так как значения Q и I для сечения не зависят от y , то касательные напряжения τ будут зависеть только от значений S и b .

Ширина пояса во много раз превышает толщину стенки, поэтому значениями касательных напряжений, возникающих в поясе, можно пренебречь (рис. 7.11, а). Отсюда можно принять, что приближенно касательные напряжения (сдвиг) передаются только стенкой, которая является наиболее нагруженной от перерезывающей силы Q (воспринимает 90...95% Q).

Тогда среднее значение действующих напряжений сдвига от Q (рис. 7.11, б) можно определить как

$$\tau = \frac{Q}{h_{ct} \delta_{ct}},$$

где δ_{ct} — толщина стенки.

Условие прочности стенки при сдвиге $\tau \leq [\tau]$, так как стенка может потерять устойчивость. Задавшись величиной $[\tau] \approx 0,3\sigma_b$, можно определить минимальную толщину стенки

$$\delta_{ct \min} = \frac{Q}{h_{ct} \cdot [\tau]}, \quad (7.9)$$

но затем обязательно проверить, соответствует ли принятое допустимое напряжение $[\tau]$ величине τ_{kp} при $\delta_{ct \ min}$, полученной по формуле (7.9). Если нет, то проводят следующую итерацию.

2. Отношение моментов, которые воспринимают пояса и стена M_{π}/M_{ct} будет пропорционально их жесткостям на изгиб:

$$\frac{M_{\pi}}{M_{ct}} = \frac{I_{x\pi}}{I_{xct}} = \frac{2 \cdot B_{\pi} \delta_{\pi} \cdot h^2 12}{4 h_{ct}^3 \delta_{ct}} = \frac{6 B_{\pi} \delta_{\pi}}{\delta_{ct} h_{ct}},$$

то есть, чем больше отношение $B_{\pi} \delta_{\pi} / h_{ct} \delta_{ct}$, тем больше доля момента, воспринимаемая поясами. Поэтому наиболее нагруженными от изгибающего момента M будут пояса (рис. 7.11, б), которые воспринимают 90...95% M , и можно приближенно считать, что на изгиб работают только пояса балки.

Тогда среднее значение действующих напряжений в поясах от $M_{изг}$ можно определять следующим образом:

$$N_{раст., сжат. пояс} = \frac{M_{изг}}{h}, \quad \sigma_{раст., сжат.} = \frac{N}{F_n} = \frac{N}{B_n \delta_n}.$$

Если принять $h \equiv 0,9 \dots 0,95H = h_{ст}$ и если $\frac{b_n}{2\delta_n} \leq 10 \dots 12$ (отсутствует возможность потери полками двутавра местной устойчивости), то минимальная площадь пояса $F_{n \min} = \frac{M}{0,9 \cdot H \cdot \sigma_B}$, отсюда можно определить b_n и δ_n .

При этом условием прочности будет $\sigma_{max} \leq \sigma_B$.

У тонкостенной балки (рис. 7.12) элементы пояса и стенка могут потерять местную устойчивость. При этом критические напряжения в элементах пояса рассчитывают по формуле (7.4), а у стенки — по формуле (7.6).

При работе на сдвиг толстая стенка может разрушиться от чистого среза по линиям cd или $c'd'$ (рис. 7.13), тонкая стенка — потерять устойчивость. При потере устойчивости в стенке вдоль волны появляются растягивающие напряжения равные:

$$\sigma_{раст} = 2\tau \left(1 - \frac{\tau_{kp}}{\tau} \right).$$

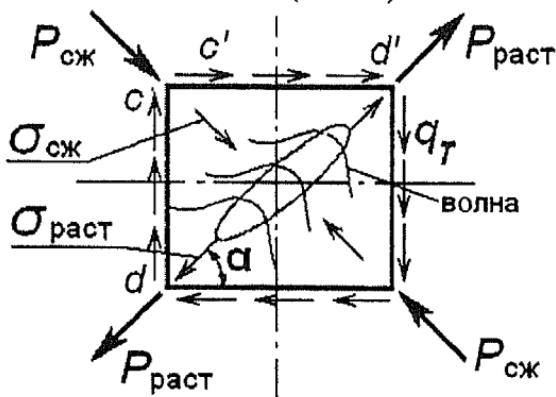


Рис. 7.13. Раствигивающие и сжимающие усилия при сдвиге стенки

Эти напряжения додгружают пояса балки поперечной нагрузкой. При этом сжатый пояс начинает работать на продольно-поперечный изгиб, что нежелательно. Поэтому у двухпоясной балки целесообразно не допускать потерю устойчивости ни стенкой, ни поясами.

Из условий $\sigma_{kp} \geq \sigma_b$ и $\tau_{kp} \geq \tau_b$ можно определить соотношение размеров элементов сечений двутавровой балки, при которых потеря устойчивости поясами и стенкой отсутствует. Например, для пояса (материал Д16Т)

$$\frac{b_n}{2\delta_n} < 12,$$

для стенки

$$\frac{h_{ct}}{\delta_{ct}} < 20 \dots 30.$$

Запомним:

Двухпоясные балки работают только в своей плоскости, поэтому нагружать лонжерон или нервюру перпендикулярно её плоскости силой и изгибом, а также кручением не рекомендуется.

7.4.5. Силовые элементы, нагруженные кручением

На кручение хорошо работают, то есть имеют минимальную массу, замкнутые сечения труб, оболочек.

1. Замкнутый «толстостенный» контур (рис. 7.14). Примеры конструкции — вал пропеллера двигателя самолета, ось цельноповоротного горизонтального оперения (ЦПГО) и др.

Действующие напряжения определяют по формуле

$$\tau_{d,max} = \frac{M_{kp}}{W_{p\min}} \leq \tau_b, \quad (7.10)$$

где $W_{p\min}$ — полярный момент сопротивления сечения.

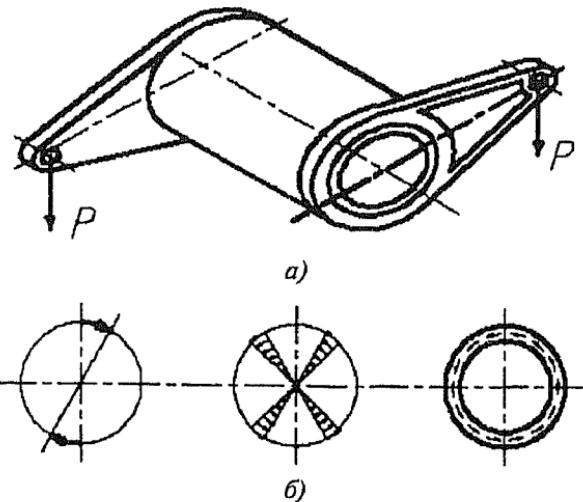


Рис. 7.14. Нагружение кручением:
а — схема кручения; б — распределение напряжений в сечении

Максимальным напряжение будет в точках сечения, наиболее удаленных от центра жесткости (рис. 7.14, б). Значения наибольших напряжений τ_{\max} в сечениях некруглой формы приведены в справочниках, например [35].

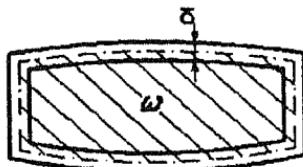
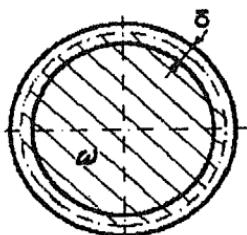
Условие прочности без потери устойчивости:

$$\tau_{d \max} \leq \tau_b.$$

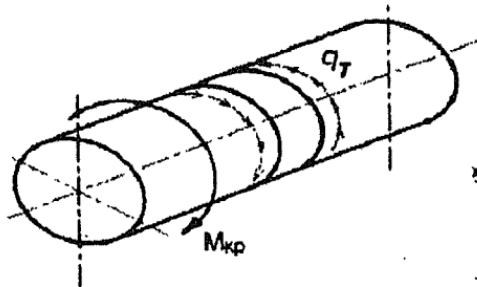
Минимальная масса силового элемента будет при наибольшей удельной прочности материала $P = \frac{\tau_b}{\gamma}$.

2. *Тонкостенные замкнутые оболочки* (рис. 7.15) также способны воспринимать крутящий момент. Такие оболочки имеют сечения, состоящие из замкнутого контура фюзеляжа или крыла толщиной δ (рис. 7.15, б) или контура обшивок и стенок лонжеронов крыла (рис. 7.15, а). Характерным параметром этих оболочек является площадь контура внутри средней линии толщины обшивки.

Погонные усилия сдвига в контуре по средней линии определяют по формуле Бредта:



а)



б)



в)

Рис. 7.15. Замкнутые тонкостенные контуры,

воспринимающие крутящий момент:

а — тонкостенные оболочки;
б — сечение фюзеляжа;
в — сечение кессона крыла

$$q_{\tau} = \frac{M_{kp}}{2\omega}, \quad (7.11)$$

тогда действующие напряжения:

$$\tau_{\text{круч}}^{\text{действ}} = \frac{q_{\tau}}{\delta},$$

где M_{kp} — крутящий момент; δ — толщина контура; ω — площади, ограниченные средней линией контуров (рис. 7.15, б, в).

Как видно из формулы (7.11), для уменьшения действующих напряжений надо увеличивать площадь контура. Наименьшая масса обшивок, работающих только на кручение, всегда будет при наибольших величинах площади, ограниченной контуром сечения агрегата, то есть при сечении в виде круга (рис. 7.15, б), однако это не всегда возможно.

Допустимые критические напряжения для неподкрепленных оболочек приводятся в справочниках в зависимости от формы контура, толщины δ , способа закрепления кромок [19, 35].

7.4.6. Силовые элементы, работающие при совместном действии растяжения-сжатия, изгиба и сдвига

Криволинейные плоские двухпоясные балки, имеющие также название *рамы*, работают на изгиб, срез и растяжение в своей плоскости. Это, в основном, усиленные шпангоуты фюзеляжа (рис. 7.16).

Методика расчетов эпюр Q , M и N от действия внешних нагрузок P и T приводится в [19, 35], в том числе с учетом упругости шпангоутов в [35].

Зная эпюры внутренних силовых факторов, можно определить действующие напряжения в опасных сечениях рамы:

от силы N

$$\sigma_{\text{раст-сж}} = \frac{N}{F_{\text{сеч}}} = \frac{N}{F_{\Pi} \cdot 2 + F_{\text{ст}}} < \sigma_{0,2};$$

от перерезывающей силы Q в стенке

$$\tau \approx \frac{Q}{F_{\text{ст}}} = \frac{Q}{h_{\text{ст}} \cdot \delta_{\text{ст}}} < \tau_{0,2};$$

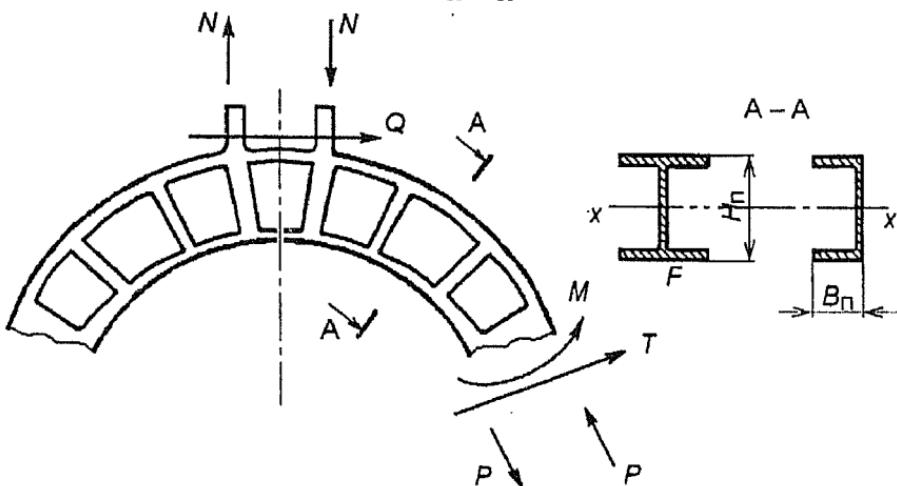


Рис. 7.16. Вид типового усиленного шпангоута

от изгибающего момента M в поясах

$$\sigma_{\text{раст-сж}} = \frac{M}{H_{\Pi} \cdot F_{\Pi}} = \frac{M}{H_{\Pi} \cdot b \cdot \delta_{\Pi}} < \sigma_{0,2}.$$

Допустимые напряжения при совместном действии нормальных (с учетом растяжения—сжатия) и касательных напряжений в сечениях без потери устойчивости элементами должны удовлетворять условию:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\Sigma}^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_b,$$

где $\bar{\sigma}_{\Sigma} = \bar{\sigma}_N \pm \bar{\sigma}_M$.

Для тонкостенных элементов сечений при сжатии и сдвиге разрушающими напряжениями являются $\sigma_{kp} < \sigma_b$ и $\tau_{kp} < \tau_b$, поэтому условие прочности имеет вид

$$\frac{\sigma_{\text{действ}}}{\sigma_{kp}} + \left(\frac{\tau_{\text{действ}}}{\tau_{kp}} \right)^n \leq 1,$$

где $n = 1,7\dots2$.

Запомним:

Плоские рамы (шпангоуты) работают только в своей плоскости (нагрузка приложена в плоскости рамы). Нагружать шпангоут перпендикулярно его плоскости без установки продольных силовых элементов фюзеляжа (балок, усиленных стрингеров) недопустимо.

7.4.7. Силовые элементы, работающие на все виды нагружения

Для элементов конструкций, работающих на растяжение—сжатие, изгиб в двух плоскостях, срез и кручение, целесообразно применять замкнутые сечения с максимальным разнесением масс от осей

сечений. Такими силовыми элементами конструкций являются балки с замкнутым поперечным сечением.

Это оси ЦПГО, траверсы, стойки шасси (рис. 7.17), рычаги подвески колес (рис 7.17, а), вилки, полувилики (рис. 7.17, б) бимсы фюзеляжа и др.

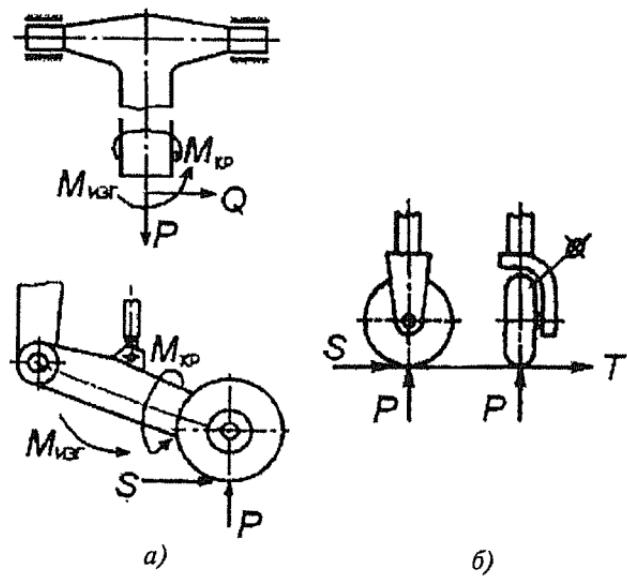


Рис. 7.17. Схема нагружения элементов передней стойки шасси:
а — рычаг подвески колеса; б — полувилика

Рациональным, с точки зрения минимальной массы, для элементов шасси являются пустотельные трубчатые или коробчатые сечения, образованные из двух штамповок, сваренных по длине. Толщина стенок штамповок определяется из условия нагружения в двух плоскостях изгибом $M_{изг}$, сдвигом Q и кручением M_{kp} от действия внешних сил P , S и T .

Для этих силовых элементов основными параметрами являются площадь поперечного сечения, наибольшие моменты инерции в плоскости максимальных нагрузок и наибольшая площадь контура при работе на кручение. Имея их, можно определить действующие напряжения в сечениях стойки (рис. 7.17) от различных внутренних силовых факторов:

$$\sigma_M = \frac{M_{\text{изг}}}{W_x} < \sigma_{0,2}; \quad \sigma_N = \frac{P}{F_{\text{сеч}}} < \sigma_{0,2}; \quad \tau_Q = \frac{Q \cdot S}{I \cdot b} < \tau_{0,2}; \quad \tau_{M_{\text{kp}}} = \frac{M_{\text{kp}}}{W_p} < \tau_{0,2}.$$

В каждой точке сечения суммируются векторные величины σ_N , σ_M , τ_Q , $\tau_{M_{\text{kp}}}$ с учетом их величины и направления. Тогда условие прочности в каждой точке:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\bar{\sigma}_{\Sigma}^2 + 4\bar{\tau}_{\Sigma}^2} \leq \sigma_B.$$

Значения $I_{\text{сеч}}$, W_x , W_p , $F_{\text{сеч}}$, а также σ_{\max} , τ_{\max} в опасных точках с учетом концентрации напряжений приводятся в справочниках (например, [35]).

ПРИНЦИПЫ РАЦИОНАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Для проектирования элементов рациональной конструкции необходимо иметь четкое представление о месте детали в конструктивно-силовой схеме и доле ее участия в работе конструкции, то есть, от какого силового элемента она воспринимает и на какой силовой элемент передает нагрузку.

Существует ряд положений, которые должен учитывать конструктор при проектировании конструкций наименьшей массы.

8.1. УСЛОВИЯ, ОТРИЦАТЕЛЬНО ВЛИЯЮЩИЕ НА РАБОТУ КОНСТРУКЦИИ

Основным критерием рациональной авиационной конструкции является минимум массы конструкции. Для достижения этого конструктору необходимо использовать способы, позволяющие или уменьшить действующие напряжения, если они превосходят разрушающие (допустимые), или увеличить допустимые напряжения, не увеличивая при этом массу конструкции.

Рациональной конструкцией будет та, у которой действующие напряжения равны допустимым, а допустимые, в свою очередь, максимально возможно приближены к пределу прочности σ_b или τ_b материала.

Существует несколько положений, несоблюдение которых приводит к увеличению действующих напряжений и, следовательно, к необходимости увеличивать площадь и размеры сечений силовых элементов. Конструктор обязан помнить эти положения и по возможности либо избегать их, либо знать способы их «лечения».

8.1.1. Концентрация напряжений в сечении детали

Резкое изменение размеров сечения приводит к появлению концентрации напряжений в отдельных точках сечения силового элемента (СЭ) и к необходимости увеличивать площадь всего сечения для того, чтобы уменьшить появившиеся пики напряжения.

Характерными примерами таких мест являются: отверстия для облегчения (рис. 8.1), для установки крепежа (рис. 8.2), а также резкое увеличение — ступенька (рис. 8.3) площади СЭ, работающего на растяжение или сдвиг.

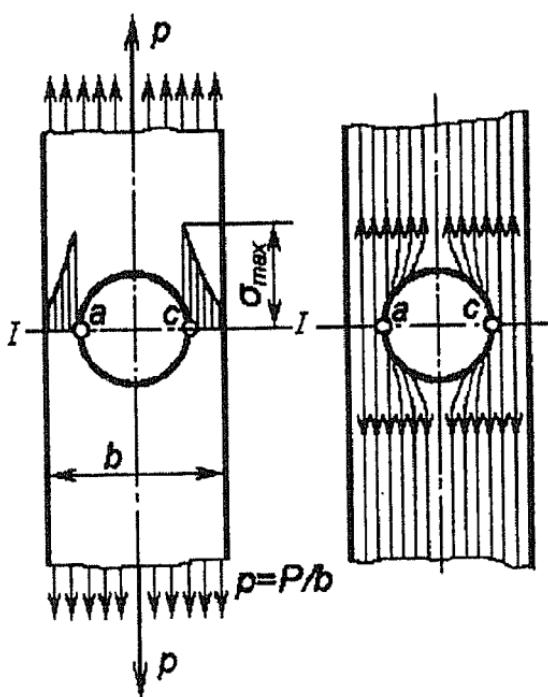


Рис. 8.1. Концентрация напряжений у выреза

Наличие выреза в конструкции вызывает резкое изменение потока распределенных сил (рис. 8.1). Поток сил в зоне отверстия искривляется. Наибольшего значения распределенные силы достигают около краев отверстия (точки a и c). В результате эпюра напряжений в сечении I-I получается неравномерной, с наибольшими напряжениями на краях отверстия:

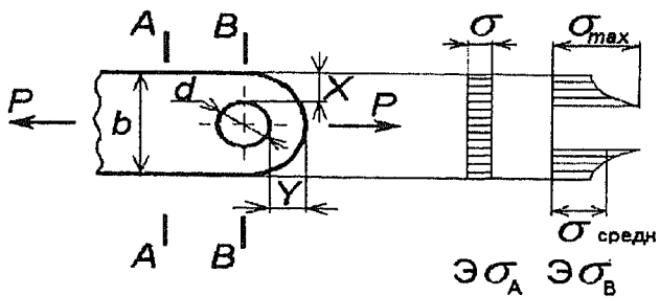


Рис. 8.2. Концентрация напряжения в сечении по отверстию в проушине

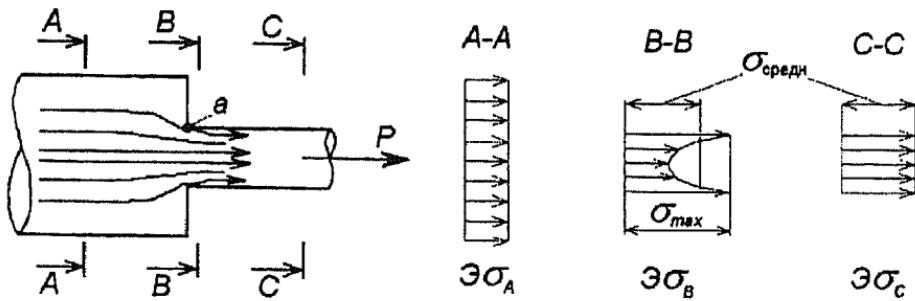


Рис. 8.3. Концентрация напряжений у «ступеньки»

$$\sigma_{\max} = K \sigma_{\text{ср}},$$

где $\sigma_{\text{ср}} = P/F$, а отношение $\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{ср}}} = K$ называют коэффициентом концентрации напряжений. При этом $K = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{ср}}} \geq 1 \dots 3$.

КОЭФФИЦИЕНТ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ – это увеличение действующих напряжений в локальных местах сечений, связанное с резким изменением геометрических характеристик сечения силового элемента. Возникающая концентрация напряжений сильно уменьшает сопротивление усталости конструкции и ее ресурс. Особенно опасна концентрация напряжений у конструкций из высокопрочных материалов с малой величиной удлинения при раз-

рушении ($\delta_{\text{разр}} < 5\%$), а также в конструкциях, подверженных динамическим и знакопеременным нагрузкам.

Концентрация напряжений K возникает в деталях у отверстий для установки крепежа, например в проушине (рис. 8.2, расчет K для проушин подробно изложен в гл. 9).

Аналогичное явление происходит также при резком увеличении (ступенька) площади силового элемента, работающего на растяжение и сдвиг (рис. 8.3).

Изменение напряжений в сечениях детали, имеющей скачок площади показано на рис. 8.3.

Для сечений $A-A$ и $C-C$

$$\sigma_A = \frac{P}{F_A};$$

$$\sigma_C = \frac{P}{F_C} = \sigma_{\text{C сред}},$$

для сечения $B-B$

$$\sigma_{B \max} = \sigma_{\text{B сред}} \cdot K = \frac{P}{F_B} K,$$

при этом $\sigma_{\text{B сред}} = \sigma_{\text{C сред}}$.

Условие прочности в этом случае: $\sigma_{\max} \leq \sigma_b$.

Чем острее угол у ступенек (рис. 8.3), тем K больше. При трещине в углу $K \rightarrow \infty$, что особенно опасно при знакопеременном нагружении, так как $[\sigma_{\text{ресурс}}] \rightarrow 0$.

Особенно опасна концентрация напряжений для высокопрочных материалов, таких как сталь 30ХГСНА, алюминиевый сплав В95 и других, склонных к появлению трещин.

8.1.2. Эксцентриситет при приложении силы

Наличие ЭКСЦЕНТРИСИТЕТА НАГРУЗКИ — плеча силы ε (если равнодействующие силы растяжения—сжатия P или сдвигающей силы Q , не совпадают с положением центра жесткости сечения), являет-

ся причиной возникновения моментов, что вызывает дополнительные напряжения в сечении детали.

В этом случае к напряжениям растяжения—сжатия $\sigma = \frac{P}{F}$ или

сдвига $\tau = \frac{QS}{Ib}$ добавляются напряжения от $M_{изг} = P\varepsilon$ или $M_{круч} = Q\varepsilon$:

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W_x} \text{ или } \tau = \frac{M_{круч}}{W_p},$$

что может привести к преждевременному разрушению конструкции.

Появление дополнительного к растяжению—сжатию изгибающего момента может быть и при симметричном сечении детали, если силы приложена не в ц.т (внекентрное нагружение, см. гл. 7 и рис. 7.3, а).

8.1.3. Изменение направления оси жесткости

Пример 1. Передача нагрузки при резком изменении конфигурации детали, например, появление угла в силовом элементе, работающем на растяжение (рис. 8.4), приводит к тому, что в сечении

$B-B$, кроме растягивающих напряжений $\frac{P}{F_{сеч}}$, появляются дополнительные напряжения изгиба:

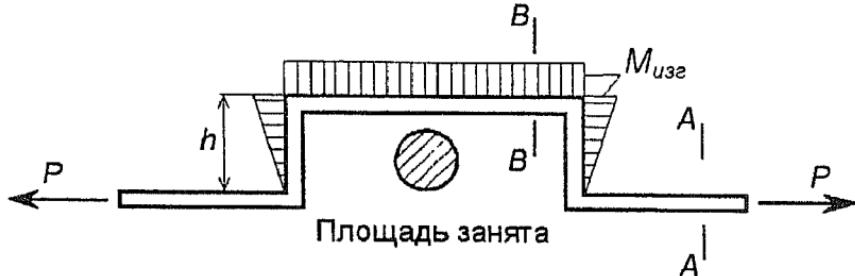


Рис. 8.4. Влияние вынужденного изменения направления оси жесткости на нагружение конструкции

$$\sigma_i = \frac{M_{изг}}{W_{сеч}} = \frac{Ph}{W_{сеч}},$$

при этом действующие напряжения в сечении *B-B*:

$$\sigma_B = \frac{P}{F_{сеч}} + \frac{Ph}{W_{сеч}} >> \sigma_A.$$

Пример 2. У двухпоясной балки 1 (лонжерон), нагруженной изгибающим моментом (рис. 8.5) и имеющей излом, в месте излома появляется момент $M_{kp} = SH$, нагружающий кручением балку 2 (шпангоут). В этом случае приходится присоединять дополнительную балку 3 (силовая нервюра), принимающую M_{kp} балки 2 изгибающим моментом своего сечения, следовательно, затрачивать большую дополнительную массу.

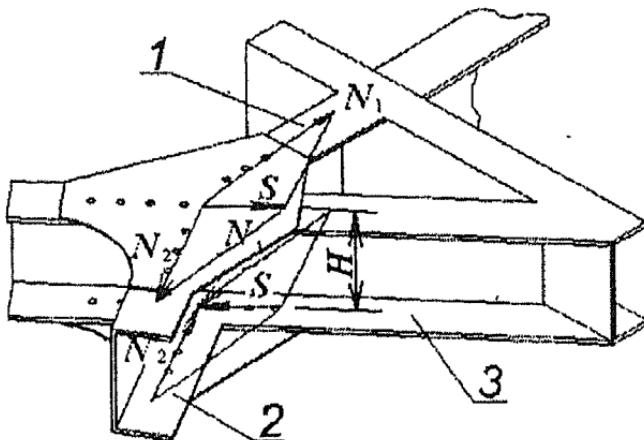


Рис. 8.5. Нагружение балки при изменении направления оси

8.2. СПОСОБЫ УМЕНЬШЕНИЯ ДЕЙСТВУЮЩИХ НАПРЯЖЕНИЙ

8.2.1. Уменьшение концентрации напряжений

Применение плавных переходов от одного сечения к другому

В конструкции детали не должны резко меняться площади поперечных сечений по длине детали, чтобы не вызвать концентра-

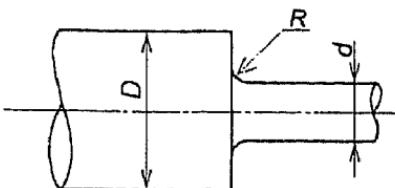


Рис. 8.6. Введение радиуса скругления ступеньки

цию напряжений. Рассмотрим на примерах мероприятия, уменьшающие величину концентрации напряжений.

Пример 1. Для цилиндрического образца (рис. 8.6) введение радиуса $R = \frac{D - d}{2}$ уменьшает K до зна-

чения, равного 1.

Пример 2. В соединении двух деталей (рис. 8.7, а) при резком переходе от площади сечения F_2 к площади сечения F_1 напряжение

$\sigma_2 = P/F_2$ меняется на $\sigma_1 = P/F_1 > \sigma_2 = P/F_2$. При этом в угловых точ-

ках a и b возникает концентрация напряжений. Поэтому после нескольких нагружений в точках a и b появляются трещины, и происходит разрушение конструкции от усталостных повреждений. Чтобы избежать появления концентрации напряжений, переход от сечения F_1 к F_2 надо выполнять плавно (рис. 8.7, б), тогда напряжения будут изменяться постепенно, при радиусе $R = (4...5)\delta_{\text{л}}$ концентрация не возникает. Иногда вариант угла выполняют в варианте, показанном на рис. 8.7, в, что также уменьшает коэффициент концентрации, но увеличивает средние напряжения вследствие уменьшения общей площади сечения.

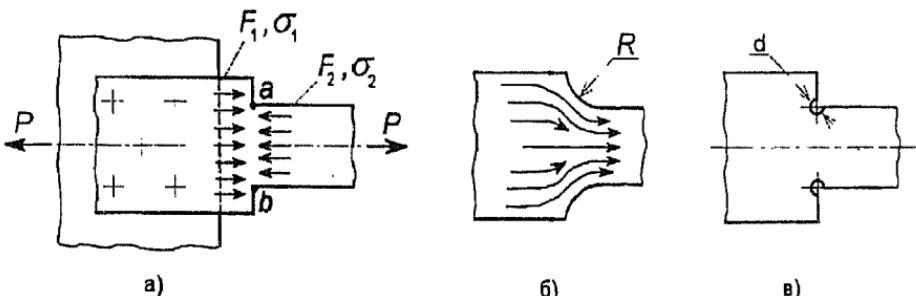


Рис 8.7. Способ уменьшения концентрации напряжений в пластине:

а — распределение силы P в смежных сечениях;

б — изменение направления напряжений;

в — исключение трещин в углах ступени

Способы уменьшения концентрации напряжений, основанные на местном увеличении площади сечения детали.

Примеры упрочнения конструкции в зоне отверстия.

Пример 1. Отверстия под заклепки и болты стараются располагать в шахматном порядке для того, чтобы уменьшить число отверстий в одном сечении.

Пример 2. На обшивку в местах перестыковки стрингеров устанавливают утолщающие накладки (рис. 8.8, а), которые способствуют восприятию и перераспределению действующих сил. При этом толщину накладок можно рассчитать.

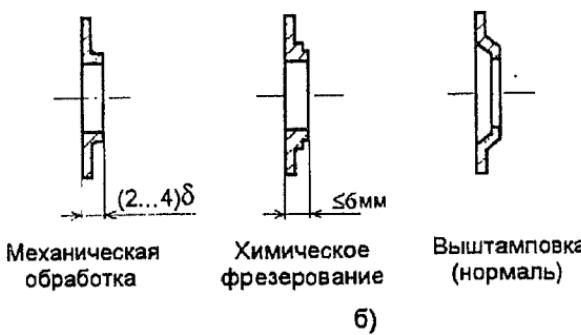
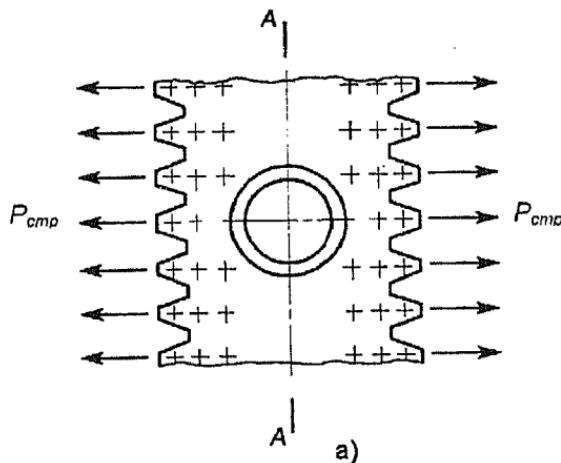


Рис. 8.8. Установка накладок и усиление отверстий вырезов:
а — вид в плане; б — типовые сечения

Вырезы окантовывают различными способами (рис. 8.8, б). Усиление вырезов окантовками не всегда поддается точному расчету. В практике конструкторских бюро при выборе окантовок отверстий разной формы основываются на данных эксперимента

Запомним:

Конструктор для уменьшения концентрации напряжений должен применять:

- радиусы для скругления вырезов и при перепаде толщин;
- плавный переход от регулярной части конструкции к нерегулярной (принцип рессоры);
- более пластичные материалы (у которых разрушающее удлинение при испытании образцов $\geq 8\ldots 10\%$) и др.

8.2.2. Способы исключения изгибающих моментов

Пример 1. В сечении A-A трубы I (рис. 8.9) из-за неправильной установки труб появляется эксцентриситет ϵ и в дополнение к растяжению возникает изгибающий момент $M = P \cdot \epsilon$ и концентрация напряжений в сварных швах.

В конструкции, показанной на рис. 8.10, по сравнению с конструкцией на рис. 8.9, изгибающий момент отсутствует, но трудоемкость изготовления конструкции растет, присутствует коэффициент

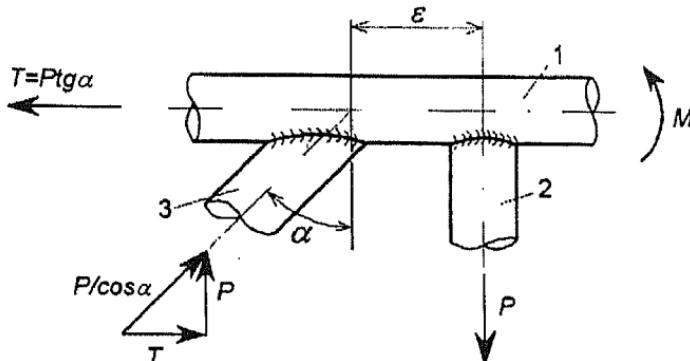


Рис. 8.9. Появление эксцентриситета в конструкции

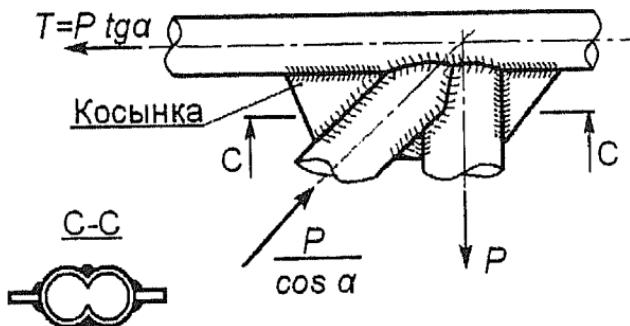


Рис. 8.10. Конструкция без эксцентричности

ослабления сварными швами ($K_{\text{св. шв}} = 0,8 \dots 0,95$), зато уменьшена концентрация напряжений ($\varepsilon = 0$). Конструкция более надежна и, в результате, общая масса конструкции может быть меньше.

Пример 2. Вариант конструкции, где элементы нагружены растяжением с изгибом показан на рис. 8.5. На рис. 8.11, а показан вариант конструкции с шарнирно соединенными растянутыми и сжатыми стержнями. На рис. 8.11, б показана схема нагружения растянутых и сжатых стержней в этом варианте (силы в стержнях — действующие). В данном случае

напряжение в стержнях 2 определяется как $\sigma_{\text{раст}} = \frac{P}{2F_{\text{сеч2}}} \leq \sigma_b$,

площадь сечения двух растянутых стержней $F_{\text{сеч2}}$ равна площади стержня 1;

напряжение в сжатом стержне 3:

$$\sigma_{\text{д.сж}} = \frac{T \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}}{2F_{\text{сеч3}}} \leq \sigma_{\text{кр}}^{\text{общ}} \leq \sigma_b;$$

стержни 4 растянуты.

При одинаковых размерах конструкции, приведенной на рис. 8.5, и величине нагрузки P , суммарная масса варианта конструкции без изгиба стержней (рис. 8.11) будет меньше. Это объясняется тем, что при растяжении и сжатии эпюра нормальных напряжений по сече-

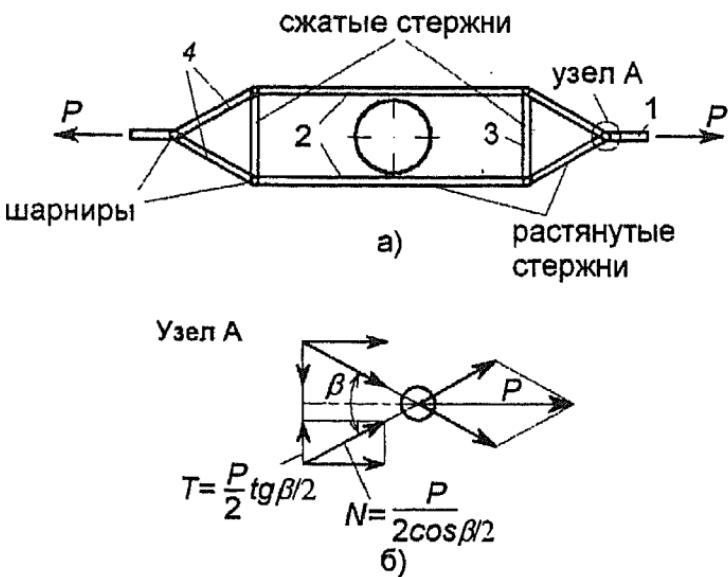


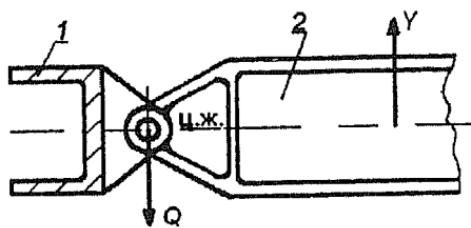
Рис. 8.11. Схема конструкции с элементами без изгиба:
 а — схема конструкции; б — разложение нагрузки;
 1, 2, 4 — растянутые стержни; 3 — сжатые стержни

нию равномерная и все стержни работают с полной предельной нагрузкой: растянутые до σ_b , а короткий сжатый стержень до $\sigma_{kp} \leq \sigma_b$.

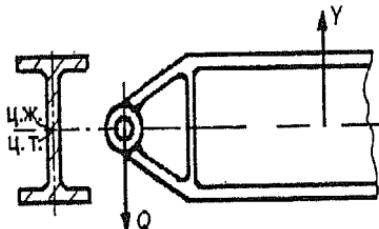
8.2.3. Исключение крутящих моментов

Конструкция заделки двух пересекающихся балок показана на рис. 8.12. При шарнирном креплении поперечной балки к швеллеру (рис. 8.12, а) сила Q приложена в ц.ж. сечения швеллера, момента кручения не возникает, а перерезывающую силу воспринимает стенка швеллера.

В случае присоединения поперечной балки к балке двутаврового профиля (рис. 8.12, б) передать перерезывающую силу Q в ц.ж. двутавровой балки, находящейся на вертикальной оси стенки сечения, гораздо сложнее, так как мешают пояски. В этом случае к элементу 1 необходимо присоединить дополнительную балку (по типу шпангоут для стыка: лонжерон 2 — нервюра 1).



a)



б)

Рис. 8.12. Присоединение поперечной балки к швеллеру и двутавру:
а — швеллер; *б* — двутавр

Запомним:

Для достижения минимума массы желательно обеспечить передачу нагрузок в виде растяжения—сжатия и сдвига без изгиба или кручения. Для этого конструктору необходимо добиваться, чтобы равнодействующая действующих сил была приложена в ц.ж. сечения СЭ.

8.3. СПОСОБЫ УВЕЛИЧЕНИЯ ДОПУСТИМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЭЛЕМЕНТАХ КОНСТРУКЦИИ

Наиболее простой способ — увеличение толщины тонкостенной конструкции, но это часто приводит к неоправданному увеличению массы. Более целесообразным является применение материалов с

большой удельной прочностью и жесткостью. Наряду с этим существуют другие конструктивные способы увеличения допустимых (критических) напряжений при минимальном увеличении массы конструкции.

8.3.1. Увеличение жесткости профилей

Увеличение местных критических напряжений профилей

При сжатии стрингеров, поясов нервюр и шпангоутов для повышения местных критических напряжений сечения со свободным краем (рис. 8.13, а) применяют профили с бульбой (рис. 8.13, б) или

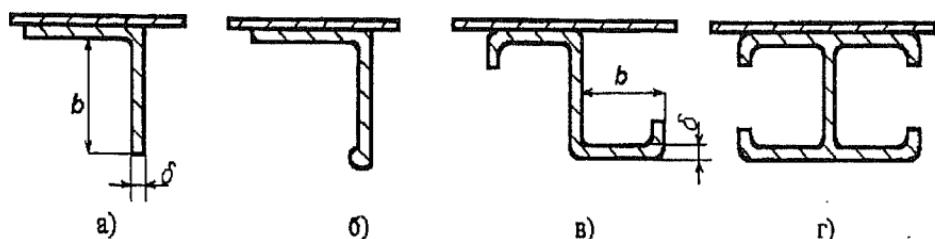


Рис. 8.13. Сечения с увеличением жесткости свободных краев:
а — уголок; б — уголок с бульбой; в — усиление свободных краев профилей отгибом Z-образного профиля; г — усиление отгибом двутаврового профиля

отбортовывают свободные края профиля (рис. 8.13, в, г), увеличивая тем самым жесткость полок.

$$\sigma_{kp} = \frac{kE}{\left(\frac{b}{\delta}\right)^2}, \quad k=0,9 \text{ (рис. 8.13, а)}; \quad k=3,6 \text{ (рис. 8.13, б).}$$

Увеличение общих критических напряжений профилей

Варианты усиления металлического профиля композиционным материалом (КМ), увеличивающим жесткость свободного края полок показаны на рис. 8.13. При этом значительно увеличиваются ме-

стные критические напряжения полок по сравнению с вариантом на рис. 8.13, *a*, площади и моменты инерции сечения профилей увеличиваются немного.

В варианте уголкового профиля (рис. 8.14, *a*) за счет введения в профиль КМ, увеличивается редуцированная площадь сечения, уменьшаются действующие напряжения и увеличивается общее критическое напряжение профиля:

$$F_{\text{сеч}} = F_{\text{Д16Т}} + \Delta F_{\text{КМ}} = F_{\text{Д16Т}} + F_{\text{КМ}} \cdot \frac{\sigma_{\text{вКМ}}}{\sigma_{\text{вД16Т}}};$$

$$I_{\text{сеч}} = I_{\text{Д16Т}} + \Delta I_{\text{КМ}} = I_{\text{Д16Т}} + I_{\text{КМ}} \cdot \frac{E_{\text{КМ}}}{E_{\text{Д16Т}}},$$

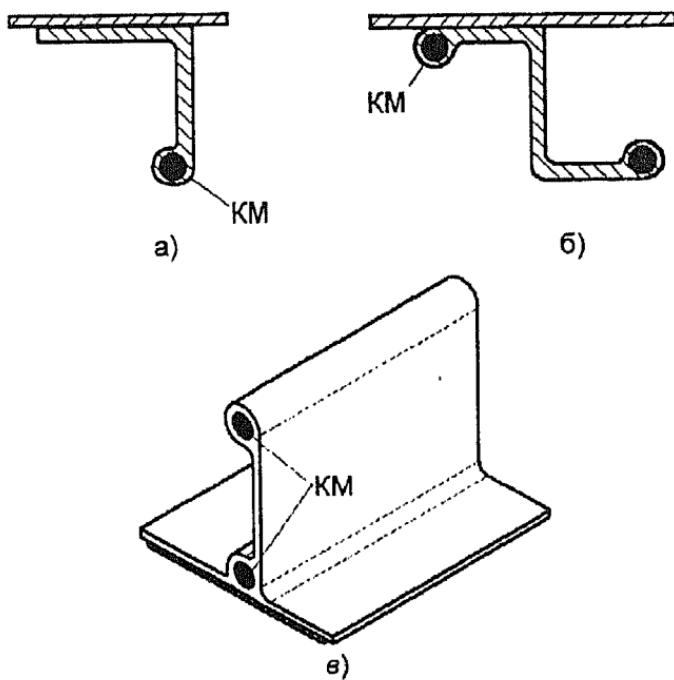


Рис. 8.14. Составные сечения с применением КМ:

a — вариант усиления уголкового профиля; *б* — вариант усиления Z-образного профиля; *в* — вариант усиления Т-образного профиля

отсюда:

$$\sigma_{\text{д.сж}} = \frac{P_{\text{стр}}}{F_{\text{Д16T}}} > \sigma_{\text{д.сж}} = \frac{P_{\text{стр}}}{F_{\text{Д16T}} + \Delta F_{\text{КМ}}};$$

$$\sigma_{\text{кр}}^{\text{общ}} = \frac{c\pi^2 E_{\text{Д16T}} I_{\text{Д16T}}}{l^2 F_{\text{Д16T}}} < \sigma_{\text{кр}}^{\text{общ}} = \frac{c\pi^2 (E_{\text{Д16T}} + \Delta E_{\text{КМ}})(I_{\text{Д16T}} + \Delta I_{\text{КМ}})}{l^2 (F_{\text{Д16T}} + \Delta F_{\text{КМ}})},$$

где $\Delta F_{\text{КМ}}$ и $\Delta I_{\text{КМ}}$ — приращение площади и момента инерции сечения при включении КМ с учетом редукционного коэффициента.

На рис. 8.14 показаны варианты усиления Z-образного и Т-образного профилей.

Увеличение жесткости двухпоясных балок и стоек

На рис. 8.15 и 8.16 показаны схемы усиления сечений двухпоясной балки и трубчатой полой стойки наложением или введением внутрь композиционного материала на основе углеродных волокон или волокон бора. Расчеты распределения напряжений в слоях таких сложных сечений проводятся с использованием ЭВМ при учете редукционных коэффициентов для приведения площади и момента инерции сечения к одному материалу, а также совместной деформации элементов сечения.

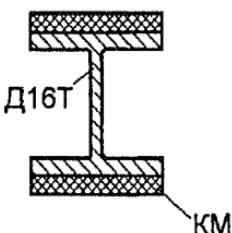


Рис. 8.15. Накладка КМ на пояса лонжеронов и нервюр

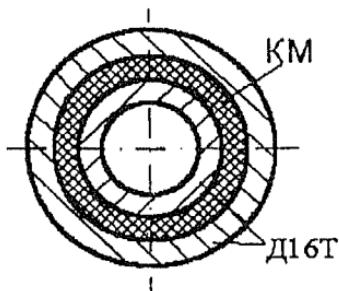


Рис. 8.16. Вставка КМ в трубчатую стойку

8.3.2. Увеличение критических напряжений сдвига стенок

Критические напряжения сдвига стенок лонжеронов и нервюр можно повысить установкой ребер жесткости или стоек с шагом h (рис. 8.17, а, б). Сечения стоек подбирают конструктивно, учитывая, что толщина профиля стойки больше толщины стенки, примерно, на 20...25%.

Критические напряжения поясов можно повысить также введением КМ. На рис. 8.17, б показано одновременное увеличение жесткости поясов и стенки двухпоясных балок.

Критические напряжения стенки без ребер-стоеч при $a >> b$:

$$\tau_{kp} = \frac{kE}{\left(\frac{b}{\delta}\right)^2}; \quad k = 5,6 + \frac{3,8}{\left(\frac{a}{b}\right)^2},$$

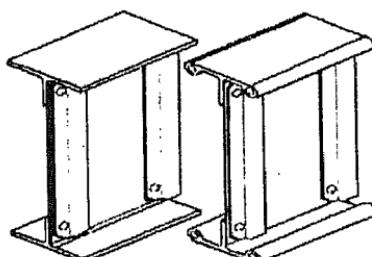
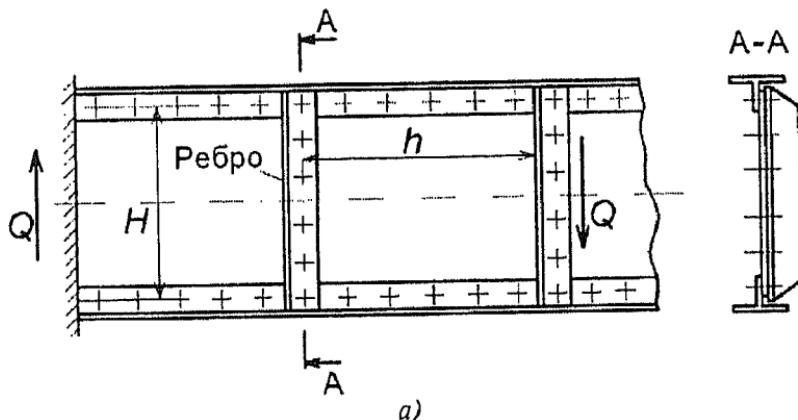


Рис. 8.17. Увеличение критических напряжений стенок и поясов:
а — общий вид; б — усиление
стенки и поясов

$k_{\min} = 5,6$, а в варианте с ребрами при $h = H$, $k_{\max} = 9,4$, то есть критические напряжения увеличиваются: $9,4/5,6 = 1,67$ (при условии, что $\tau_{kp} \leq \tau_{0,2}$).

Правила установки стоек

Правило 1. Сначала следует убедиться, что необходимо увеличение τ_{kp} не более чем в 1,7 раз, и лишь затем ставить стойки.

Правило 2. Установка стоек нецелесообразна, если приращение массы стенки за счет частой установки стоек превышает простое увеличение толщины δ стенки.

Правило 3. Если $\tau_{kp} \geq \tau_{0,2}$, то расчетная формула Эйлера в неупругой зоне имеет другой вид и влияние установки стоек уменьшается.

8.3.3. Увеличение критического напряжения обшивки крыла или фюзеляжа установкой ребер жесткости (стрингеров)

Разберем этот способ на примере обшивок крыла (для обшивок фюзеляжа — аналогично). Существуют как безстрингерные (при частом шаге нервюр), так и безнервюрные КСС крыльев и оперений.

При безстрингерном варианте КСС лонжеронного крыла (рис. 8.18) критические напряжения сдвига обшивки определяют из выражения

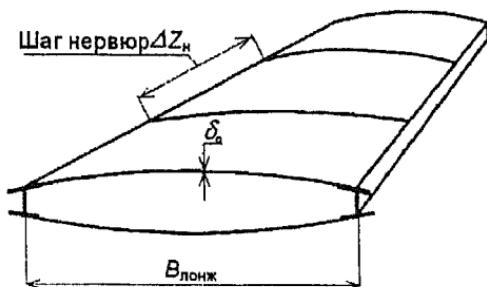


Рис. 8.18. Вариант без стрингеров

$$\tau_{kp} = \frac{k \cdot E}{\left(\frac{\Delta Z_h}{\delta_0} \right)^2},$$

$$\text{где } k = 5,6 + \frac{3,8}{\left(\frac{B_{лонж}}{\Delta Z_h} \right)^2}.$$

У стрингерного варианта конструкции при отсутствии нормальных нервюр (рис. 8.19) критические напряжения:

$$\tau_{kp} = \frac{k \cdot E}{\left(\frac{t_{cpr}}{\delta_0} \right)^2},$$

где $k = 5,6 + \frac{3,8}{\left(\frac{\Delta Z_h}{t_{cpr}} \right)^2}$.

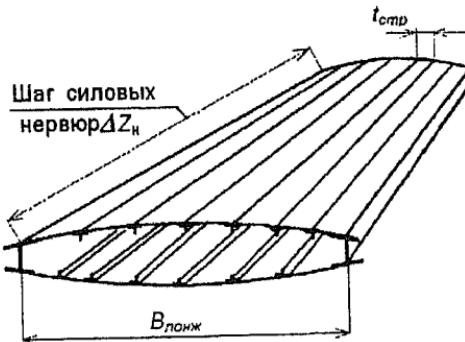


Рис. 8.19. Вариант без нормальных нервюр

Поскольку $\frac{\Delta Z_h}{\delta_0} > \frac{t_{cpr}}{\delta_0}$, то при установке стрингеров значения критических напряжений обшивки значительно увеличиваются, толщина обшивки может быть уменьшена.

При этом следует учитывать изменение (уменьшение или увеличение) суммарной массы конструкции за счет установки или уменьшения количества стрингеров или нервюр.

8.3.4. Увеличение допустимых напряжений путем изменения расположения силовых элементов

Два варианта фермы показаны на рис. 8.20.

В варианте (рис. 8.20, б) на сжатие работают короткие стержни-стойки 2, более длинные раскосы 1 работают на растяжение. В варианте (рис. 8.20, а) на сжатие работают длинные стержни-раскосы 1.

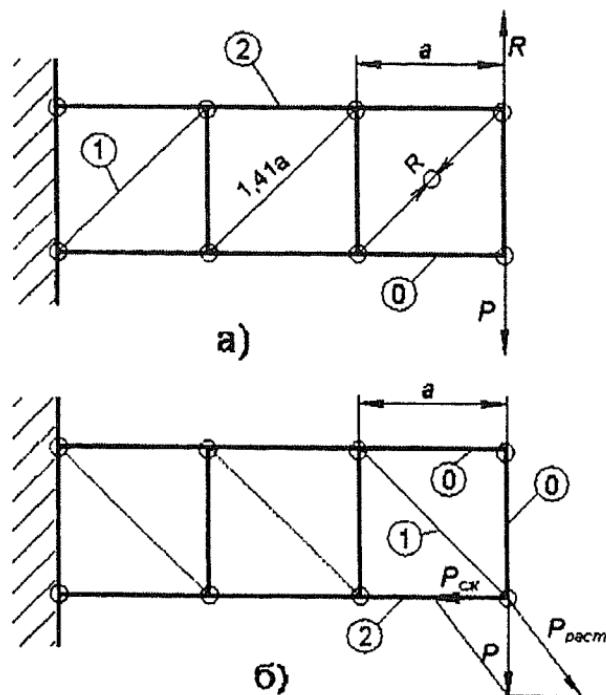


Рис. 8.20. Варианты расположения стержней фермы:

a — длинные стержни работают на сжатие от силы R ;
б — длинные стержни работают на растяжение от силы $P_{раст}$

Так как при сжатии стержень может потерять устойчивость при $\sigma_{kp} < \sigma_b$, то чем длиннее стержень, тем меньше его критическое напряжение, и больше должно быть его сечение для увеличения радиуса инерции $i = \sqrt{J/F}$ (где J — момент инерции сечения; F — площадь сечения) и, следовательно, больше будет масса конструкции.

Для конструкции, показанной на рис. 8.20, *a*:

$$\frac{\sigma_{действ}^a}{\sigma_{сж}^a} = \frac{P}{f_{сеч}} = \frac{\sigma_{сж}^6}{1,4}, \quad \sigma_{kp}^a = \frac{c\pi^2 E J}{a^2 f_{сеч}} = 2,2 \sigma_{kp}^6,$$

один стержень нулевой (не нагружен).

Для конструкции, показанной на рис. 8.20,б:

$$\sigma_{\text{действ}}^{\delta} = \frac{1,41P}{f_{\text{сеч}}} < \sigma_{\text{кр}}^{\alpha}, \quad \sigma_{\text{кр}}^{\delta} = \frac{c\pi^2 E J}{(1,41a)^2 f_{\text{сеч}}},$$

два стержня нулевые.

Из чего следует, что второй вариант (рис. 8.20,б) более выгоден.

В качестве другого примера можно рассмотреть показанные на рис. 8.21 опоры шасси с подкосом. Если подкос поставлен согласно варианту на рис. 8.21, а, он работает на сжатие. В варианте по рис. 8.21, б подкос работает на растяжение. Во втором случае масса подкоса может быть меньше.

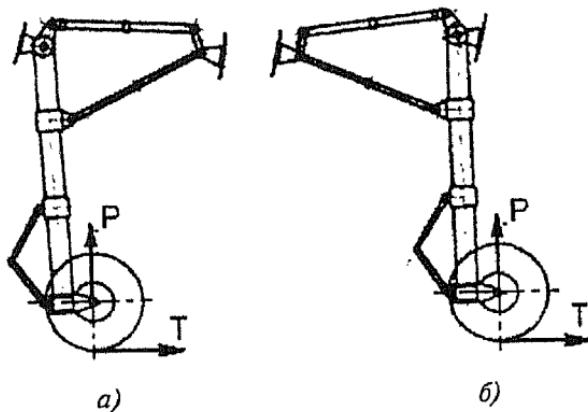


Рис. 8.21. Схема передней опоры шасси с подкосом:

а — подкос работает на сжатие; б — подкос работает на растяжение

8.4. СПОСОБЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОЧНОСТИ ПРИ МИНИМАЛЬНОЙ МАССЕ КОНСТРУКЦИИ

В самолетостроении площади поперечных сечений элементов конструкций определяют по разрушающим нагрузкам и разрушающим или по допускаемым напряжениям. Для элементов конструкции, имеющих отверстия для крепления и работающих на растяжение (например, панелей крыла), за допускаемое принимают напряжение с учетом работы на усталость $[\sigma]_{\text{ресурс}}$. Для тонкостенных

элементов, работающих на сжатие с потерей устойчивости, за разрушающее принимают критическое напряжение σ_{kp} .

Рассмотрим способы обеспечения прочности при наименьшей массе конструкции.

8.4.1. Принципы конструирования, учет которых позволяет уменьшить массу конструкции

Для обеспечения прочности и минимальной массы конструкции необходимо:

1. *Предусмотреть передачу силы по кратчайшему пути, по возможности по прямой.* В качестве примера был рассмотрен пример на передачу силы (см. рис. 8.5), когда для получения конструкции минимальной массы применение прямого стержня, работающего на растяжение, невозможно. В конструкции, показанной на рис. 8.5, из-за помехи искривляется ось стержня и появляется дополнительный изгибающий момент, увеличивающий массу конструкции.

2. *Стремиться к равнопрочности сечений.* Правильно спроектированная деталь и силовой элемент теоретически должны разрушаться одновременно по всем сечениям при достижении силой разрушающего значения. Например, у кронштейна, показанного на

рис. 8.22, теоретически, в идеале, при достижении силой P расчетного значения должны одновременно срезаться все болты и разорваться проушины по сечениям $A-A$, $B-B$.

3. *Стремиться к выполнению элементами конструкции большего количества функций.*

Например, силовой шпангоут крепления узла киля обычно стремится использовать также

для крепления узлов стабилизатора, что позволяет уменьшить количество силовых шпангоутов и общую массу конструкции.

4. *Стремиться к использованию наиболее технологичных методов изготовления деталей:*

- применять простейшие заготовки;
- назначать минимальную чистоту обработки, необходимую для функционирования конструкции;
- уменьшать число деталей.

Применение чрезмерной точности изготовления там, где она не требуется по условиям работы конструкции, значительно увеличивает стоимость производства, и т.д.

8.4.2. Учет силового потока при включении элементов конструкции в работу

У большинства стыкуемых элементов сечения нерегулярной зоны включаются в работу постепенно. Это надо учитывать, удаляя для экономии массы лишний неработающий материал. Рассмотрим это на двух примерах конструкций.

Пример 1. Стингер, подкрепляющий обшивку, постепенно через заклепки воспринимает от обшивки силу $P_{\text{стр}}$ (рис. 8.23). Эта сила определяется как $P_{\text{стр}} = \sigma_{\text{стр}} F_{\text{стр}}$, где $F_{\text{стр}}$ — площадь сечения стингера. Одна заклепка, работающая на срез, может передать силу не более P_3 , значит, и сечение в этом месте воспринимает только часть общей силы $P_{\text{стр}}$. Для передачи полной силы на стингер потребуется n заклепок, где $n = P_{\text{стр}} / P_3$. Начиная с сечения, где распо-

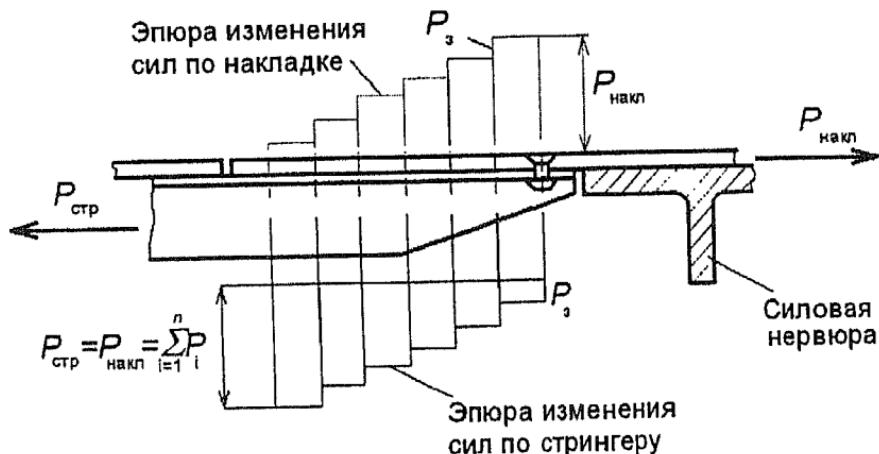


Рис. 8.23. Включение стингера в работу

ложена последняя заклепка, стрингер полностью включится в работу. До этого сечения он недогружен, и избыточный материал нужно удалять, как показано на рис. 8.23. В связи с тем, что число стрингеров на самолете велико, экономия массы может быть значительной. При этом необходимо оставлять 2...3 мм стенки в конце стрингера, как это показано на рис 8.23.

Пример 2. В конструкции самолетов для передачи нагрузки (например, от стрингера к стрингеру через силовую нервюру) широко применяются накладки. При этом часто заклепки или болты приходится располагать в ряд по направлению силы.

Неравномерность передачи нагрузки от элемента конструкции 1 на накладку 2 показана на рис. 8.24.

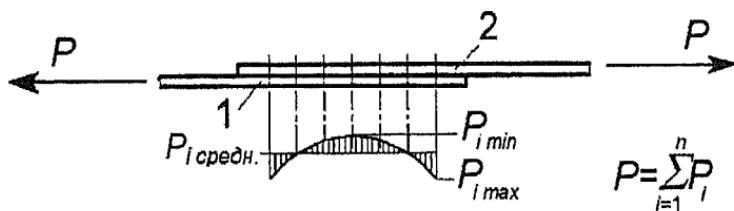


Рис. 8.24. Неравномерность нагружения заклепок при установке в один ряд

Наиболее нагружены крайние заклепки, а средние — недогружены. При расположении в ряд более 6...7 заклепок средние заклепки будут, практически, не загружены совсем, поэтому устанавливать в ряд более шести заклепок, нецелесообразно. На практике крайние заклепки (рис. 8.23) часто заменяют на болты, чтобы уменьшить влияние эксцентриситета сил, действующих на стрингер и накладку.

Кроме того, при расчете площади сечений элементов следует учесть концентрацию напряжений у отверстий сечений, где стоят заклепки.

Запомним:

В ряд по направлению действия силы можно устанавливать не более шести заклепок или болтов.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ НЕРЕГУЛЯРНЫХ ЗОН (СОЕДИНЕНИЙ) СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ

В самолетостроении встречаются два типа соединений: *НЕРАЗЪЕМНЫЕ* (прочные или прочноплотные) и *РАЗЪЕМНЫЕ* (неподвижные, малоподвижные и подвижные). Рассмотрим подробнее, что представляют собой эти соединения.

НЕРАЗЪЕМНЫМИ ПРОЧНЫМИ СОЕДИНЕНИЯМИ являются соединения стыков — обшивки со стрингерами и нервюрами, поясов лонжеронов с обшивкой и стенками, а также крепление узлов подвески рулей, элеронов, разного рода кронштейнов, косынок, накладок и т. п. Эти соединения осуществляются при помощи соединительных элементов: заклепок, болтов, винтов, а также сварки, склейки. Соединения передают нагрузку с одного элемента на другой.

НЕРАЗЪЕМНЫЕ ПРОЧНОПЛОТНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ помимо передачи нагрузки обеспечивают герметизацию стыка (герметичные швы).

Во всех *РАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ* применяют болты, работающие как на срез, так и на разрыв. Болты применяются как для соединения неподвижных элементов конструкции, подвергающихся разборке, так и в подвижных соединениях, тогда болты работают на срез и еще выполняют функцию оси, вокруг которой происходит взаимное перемещение деталей.

9.1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ НЕРАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

9.1.1. Заклепочные соединения

Заклепочные соединения широко применяются в самолетостроении для образования прочных неразъемных и прочноплотных швов. В конструкциях самолетов из алюминиевых сплавов заклепочные соединения составляют около 60% от общего числа соединений.

Заклепочное соединение должно быть спроектировано так, чтобы заклепка работала на срез. Если действующая нагрузка вызывает отрыв головки, заклепки заменяют болтами (исключение — заклепки крепления обшивок крыла и фюзеляжа к каркасу, нагружаемые разряжением, вызывающим отрыв обшивки от каркаса).

Конструкция агрегатов должна обеспечивать выполнение заклепочных соединений на клепальных прессах и на автоматизированном оборудовании. Ручная клепка пневмомолотками допускается при изготовлении самолетов не более чем для 8—10% заклепок диаметром до 4 мм и в случае ремонта. Клепка стальных заклепок проводится только прессовым способом.

Заклепки (см. приложение Б-4) изготавливают из алюминиевых сплавов Д18П, В65, Д19П, В94, АМг5П; стальных сплавов 15А, 1Х18Н9Т, 20ГА, 30ХГСА. Заклепки из Д18П применяют для клепки обшивки и каркаса. Заклепки из В65 устанавливают в местах, где требуется повышенная прочность, в основном в конструкциях из В95. Для клепки конструкций из магниевого сплава и алюминиевого литья применяют заклепки из АМг5П. Клепка теплонагруженных конструкций осуществляется свежезакаленными заклепками из Д19П.

Наиболее распространенные виды головок заклепок показаны на рис. 9.1.

При выборе вида заклепок руководствуются следующими соображениями:

1. Для швов, не выходящих на аэродинамический обвод, рекомендуется применять заклепки с плоской головкой, позволяющие проводить их групповую клепку на прессах. Для ручной клепки внутреннего набора применяют заклепки с полукруглой головкой. Такие заклепки иногда применяют и для элементов внешней поверх-

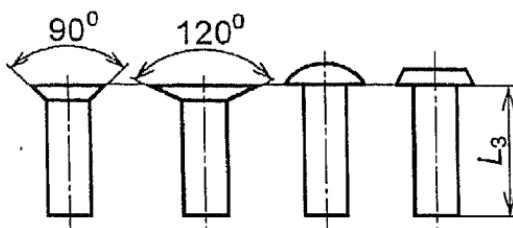


Рис. 9.1. Типы заклепок

ности дозвуковых самолетов, так как они дешевле потайных, прочнее, не требуют дополнительной операции зенкования гнезд в обшивке.

2. Для внешней поверхности обшивки, когда выступание головок заклепок недопустимо, применяют потайные заклепки двух типов — с углом раствора головки 90 или 120° . Заклепки применяют при толщине обшивки меньше высоты головки заклепки с углом 90° . Если необходимо, для исключения сквозного «прозенкования» (без цилиндрического пояска не менее $0,5$ мм, рис. 9.2, а) обшивку в местах установки заклепок утолшают. Если обшивка очень тонкая, то в отверстиях обшивки делают выштамповки — «пуклевки» (рис. 9.2, б).

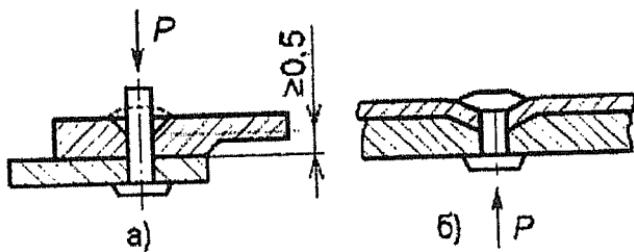


Рис. 9.2. Установка потайных заклепок:

а — утолщение обшивки; б — выштамповка обшивки под заклепку

3. В местах с односторонним подходом устанавливают заклепки с сердечником (рис. 9.3, а). Для односторонней клепки высоконагруженных швов применяют стальные заклепки с высоким сопротивлением срезу (рис. 9.3, б), состоящие из корпуса 1, винта 2 и кольца 3.

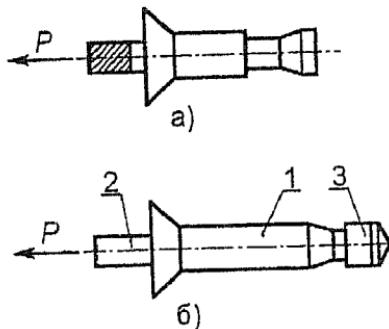


Рис. 9.3. Заклепки

с односторонним подходом:

а — с втяжным сердечником;

б — с высоким сопротивлением срезу;

1 — корпус; 2 — винт; 3 — кольцо

9.1.2. Нагружение заклепок

Типичные заклепочные соединения, в которых заклепка работает на срез, приведены на рис. 9.4 и 9.5.

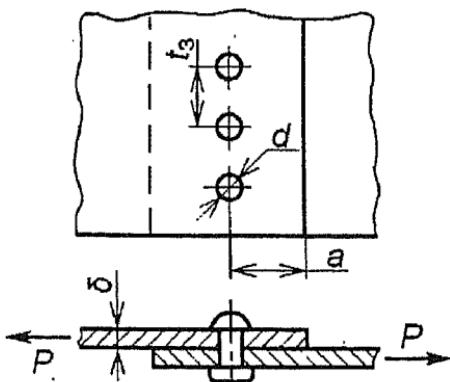


Рис. 9.4. Однорядный заклепочный шов

Соединение заклепками двух обшивок, работающих на растяжение, показано на рис. 9.4. Сила среза, действующая на одну заклепку, определяется из

$$\text{выражения } P_{\text{ср}} = \frac{P}{n}, \text{ где } n -$$

число заклепок в соединении (при одинаковом диаметре и материале заклепок). Нагружение двухрядного шва растяжением и сдвигом показано на рис. 9.5.

При совместном действии на соединяемые обшивки растяжения и сдвига (рис. 9.5) в их сечениях возникают растягивающая распределенная (погонная) нагрузка

$q_{\sigma} = \frac{P}{B}$ и сдвигающая нагрузка $q_t = \frac{Q}{B}$. При этом на каждую зак-

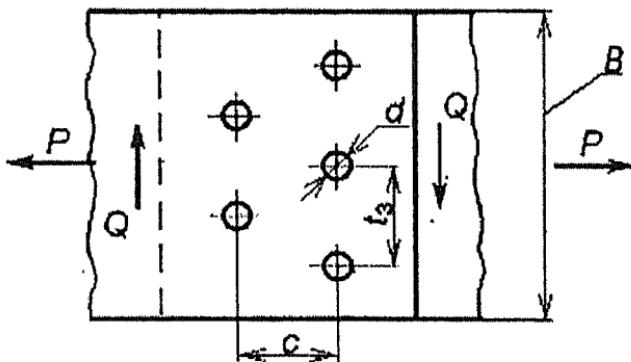


Рис. 9.5. Соединение двух листов, нагруженных растяжением и сдвигом

лепку действуют силы $P_{3\sigma} = q_\sigma t_3$ и $P_{3\tau} = q_\tau t_3$. В этом случае сила среза заклепки от действия будет равна векторной сумме этих сил.

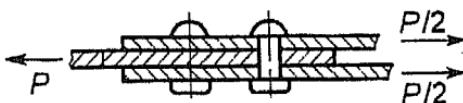


Рис. 9.6. Двухсрезное заклепочное соединение

Заклепочное соединение может быть двухсрезным (рис. 9.6). В этом случае сечения среза заклепок нагружаются половиной общей силы P .

Параметры шва и размеры заклепок выбирают из условия равнопрочности заклепок и листа обшивки.

9.1.3. Параметры заклепочного соединения

Параметрами заклепочного соединения являются: d_3 — диаметр заклепки; t_3 — шаг заклепок; δ_1, δ_2 — толщины соединяемых листов; m или a — расстояние от края листа (перемычка, закраина); c (или $t_{\text{ряд}}$) — расстояние между рядами; S — толщина пакета; l — длина заклепки.

При проектировании заклепочного шва (см. рис. 9.4 и 9.5) принимают:

$t_3 \geq 3d_3$ — при однорядном и односрезном шве;

$t_3 \geq 5d_3$ — при двухсрезном, двухрядном или многорядном шве;

$c \geq 3d_3$, что необходимо для удобства подхода инструмента при сверлении, зенковании и клепке;

$2d_3 \leq a \leq 2d_3 + 2$ мм.

По d_3 и материалу в нормах выбирают разрушающую нагрузку $P_{\text{разр}}$ заклепки (один срез) и длину заклепки l_3 , зависящую от толщины пакета S .

Выбранный диаметр заклепки проверяют (а не рассчитывают!) из условий стяжки пакета, при этом $d_3 \geq 2\sqrt{S}$. Для клепки листов из дюоралевых сплавов применяют заклепки из дюоралевых сплавов. Для листов из сплавов титана и сталей заклепки — стальные.

Максимальный диаметр заклепки $d_{3\max}$ в авиационных конструкциях равен 6 мм, если необходимо больше, то ставят болт.

Общие рекомендации:

1. Стандартные диаметры заклепок и шаг выбирают по ГОСТу (см. приложение Б).

2. Для повышения технологичности следует стремиться к тому, чтобы в пределах одного отсека или панели по возможности применялись заклепки одного типоразмера.

3. Стандартные шаги заклепок: 12,5; 15; 20; 25; 30 мм и т.д.

4. Максимальный шаг заклепок в шве при соединении элементов каркаса берут (чтобы не было коробления обшивки) равным $t_{\max} = (40...60)\delta$.

5. При клепке узлов, косынок и других подобных деталей шаг не нормируется, а определяется конструкцией узла. В таких узлах не рекомендуется ставить в направлении силы более 6 заклепок в ряд, поскольку при большем числе заклепок нагрузка между ними распределяется неравномерно (см. разд. 8.4.2).

9.1.4. Порядок (алгоритм) расчета заклепочного соединения на прочность

1. Задаются шагом t_3 , диаметром заклепки d_3 и их расположением (см. рис. 9.4 и 9.5).

2. Определяют действующую на заклепку силу среза от растяжения $P_3 = q_\sigma t$ или от сдвига $P_3 = q_\tau t$. Если q_σ и q_τ действуют в плоскости среза одновременно, их необходимо сложить, тогда $P_\Sigma = \vec{P}_3 q_\sigma + \vec{P}_3 q_\tau$ — векторная сумма.

3. По нормалиям или ГОСТу проверяют условие прочности заклепки $P_3 \leq P_{\text{разр}}$.

4. Проверяют смятие листа под заклепкой (рис. 9.7). Смятие листа под заклепкой зависит от толщины листа $\delta_{\text{л min}}$ и материала листа.

На практике действующее напряжение смятия листа под заклепкой рассчитывают как среднюю величину:

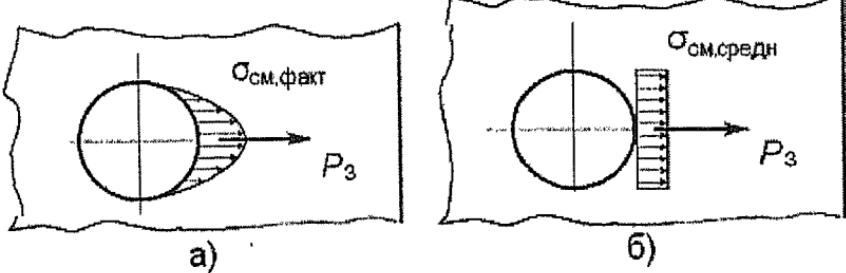


Рис. 9.7. Распределение напряжений при смятии листа:
а — фактическое значение; б — принятые средние значения

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_3}{d_3 \cdot \delta_{\text{л}}} \leq [\sigma]_{\text{см,л}},$$

где $[\sigma]_{\text{см,л}}$ — допускаемое напряжение в листе; $[\sigma]_{\text{см,л}} = 1,3 \dots 1,7 \sigma_{\text{вл}}$.

Значения разрушающих нагрузок смятия листов под заклепкой в зависимости от d_3 и $\delta_{\text{л}}$ приводятся в стандартах или нормалях.

Если заклепка или смятие листа не имеют достаточного запаса прочности, то есть

$$\frac{P_{\text{разр}}}{P_3^{\text{д}}} < 1 \quad \text{или} \quad \frac{[\sigma]_{\text{см}}}{\sigma_{\text{см}}^{\text{д}}} < 1,$$

то соединение непрочно и необходимо увеличивать или диаметр заклепки, или их количество, или толщину листа (что нежелательно).

5. Проверяют лист на разрыв.

Напряжение разрыва листа между заклепками диаметром d зависит от силы P , действующей на лист на длине t_3 , шага заклепочного шва t_3 и толщины листа δ :

$$\sigma_{\text{разр}}^{\text{д}} = \frac{P}{F_{\text{сеч}}} = \frac{P}{(t - d)\delta} \leq k' \sigma_{\text{в}},$$

где $\sigma_{\text{разр}}^{\text{д}}$ — действующее напряжение разрыва; P — сила разрыва листа на длине t_3 ; $F_{\text{сеч}}$ — площадь разрыва листа на длине t_3 ;

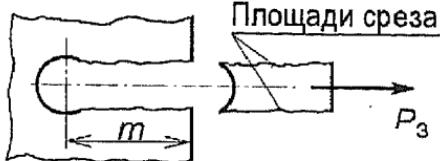


Рис. 9.8. Срез перемычки от края листа

обеспечивает прочность перемычки):

$$\tau_{cp} = \frac{P_3}{2m \cdot \delta_L} \leq [\tau] \leq \tau_b.$$

7. Обшивки крыла, приклепанные к каркасу, проверяют на отрыв обшивки. При этом допускаемые усилия при отрыве обшивки для потайной головки принимают равными 0,2...0,3 разрушающей нагрузки на срез заклепки, для полукруглой или плоской — 0,3...0,4.

9.1.5. Методы повышения усталостной прочности заклепочного соединения

В настоящее время ресурс пассажирского самолета составляет 40—100 тыс. летных часов.

Установлено, что длительность безаварийной эксплуатации планера самолета, надежность его конструкции зависят, прежде всего, от способности стыковых соединений противостоять усталостным разрушениям. Опыт эксплуатации показал, что 75—80% усталостных разрушений планера самолета происходит в местах соединения элементов конструкции. Поэтому необходимо повышать ресурс заклепочных соединений, особенно швов с потайными заклепками, основным недостатком которых является низкое сопротивление усталости при работе на повторные и циклические нагрузки. Это объясняется концентрацией напряжений в точках *a* и *b* (рис. 9.9) на границе зенкованного отверстия, что особенно опасно для тонких обшивок ($\delta = 1...2$ мм), у которых высота гнезда под головку почти равна толщине листа, и в обшивке заклепка сидит без всякого натяга. В результате в зоне концентрации напряжений часто возникают трещины.

$k' = 0,94$ — коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений около отверстий под заклепки.

6. Проверяют на срез перемычуку от края листа (рис. 9.8), если $m < 2d$ (как правило, $m \geq 2d$)

Кроме того, сопротивление усталости потайного соединения снижается из-за некоторого несовпадения углов наклона головки и отверстия ac и bd , возникает недостаточная затяжка соединения и неравномерное давление головки на поверхность.

Наиболее эффективными методами повышения сопротивления усталости заклепочного соединения является создание больших диаметральных натягов, вызывающих сжимающие напряжения в зоне отверстия и уменьшающих концентрацию напряжений в точках a и b от основного растягивающего усилия. При этом желательно, чтобы материалом головки заклепки полностью заполнялось зенкованное гнездо под головку потайной заклепки.

Применяют также увеличение осевой стяжки пакета, приводящей к росту сил трения между листами обшивки и уменьшению нагрузок на заклепки.

При обычном методе клепки заклепок с потайной головкой радиальный натяг возникает только в стержне со стороны замыкающей головки и не доходит до места соприкосновения склеываемых листов. Отсутствие натяга головки заклепки в обшивке требует внутреншовой герметизации (см. разд. 9.9), что резко усложняет и удлиняет цикл сборки.

Созданы методы клепки, обеспечивающие повышение усталостной выносимости заклепочного соединения путем

- создания диаметрального натяга за счет увеличения деформации заклепки при расклепывании (рис. 9.10), тогда концентрация напряжения уменьшается;
- увеличения стяжки пакета для включения силы трения между листами и уменьшения напряжений среза;
- упрочнения края отверстия инструментом, создающим вокруг отверстия зону повышенной прочности;
- применения классных втулок под заклепку или болт, устанавливаемых с натягом для предотвращения распространения трещин.

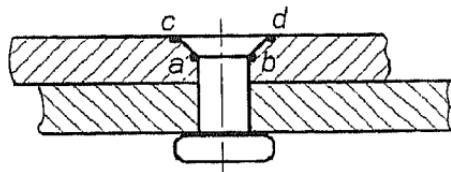


Рис. 9.9. Опасные места при нагружении потайных заклепок

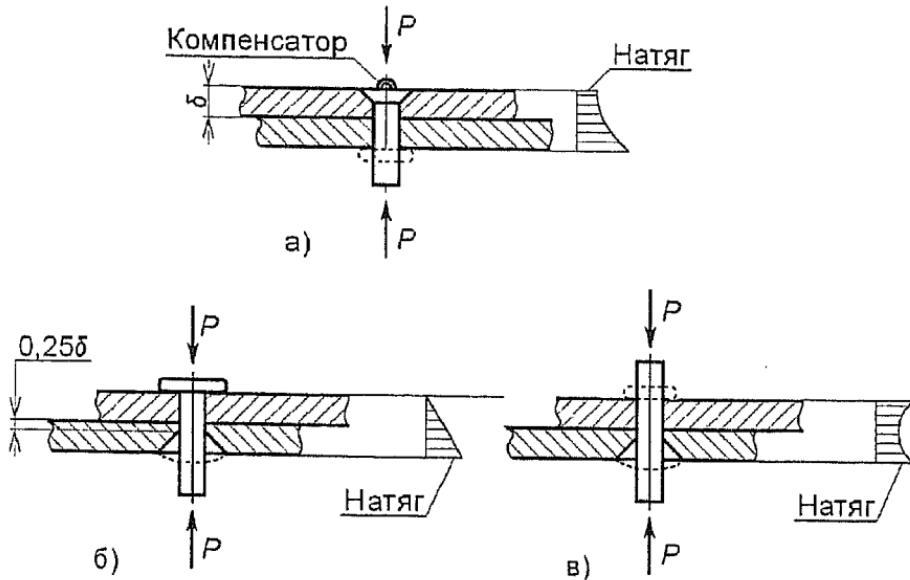


Рис. 9.10. Создание диаметрального натяга:

а — заклепки с компенсатором; б — заклепки с ПЗГ;
в — клепка стержнями

Для создания диаметрального натяга при тонких обшивках ($\delta = 1,2 \dots 1,8$ мм) применяют заклепки с компенсатором (рис. 9.10, а).

Сложность установки таких заклепок — либо мало материала в компенсаторе, тогда головка заклепки не полностью заполняет зенкованное гнездо под головку потайной заклепки, либо объем компенсатора избычен, тогда потайная головка заклепки после клепки выступает и требуется зачистка. Кроме того, такие заклепки пригодны только для малых толщин материалов.

Для соединения листов толщиной 1,8...3,5 мм применяют заклепки с потайной замыкающей головкой (ПЗГ) (рис. 9.10, б). У этой заклепки расклепывается замыкающая потайная головка. Излишек материала, выступающий над обшивкой, зачищают. При этом методе клепки усталостная долговечность увеличивается в несколько раз.

Клепка заклепками с ПЗГ не требует внутренней герметизации и применяется в тех случаях, когда высота цилиндрической части

отверстия под заклепку составляет не менее 25% толщины листа обшивки, при других соотношениях обшивка при клепке коробится и герметизация нарушается. Толщина обшивки δ при этом виде клепки должна быть не менее 1,8 мм (рис. 9.10, б). При толщине листа $\delta \geq 3,5$ мм заклепки с ПЗГ не обеспечивают осевого натяга, создается только диаметральный натяг со стороны замыкающей головки.

Для толщин обшивок $\delta \geq 3,5$ мм применяют клепку стержнями (рис. 9.10, в), при которой одновременно осаживают обе головки. В этом случае во всем соединении создаются осевой и диаметральный натяги.

Опыты показали [6], что наибольшее (десятикратное) повышение усталостной долговечности достигается при создании на стыке соединяемых деталей натяга (совместной деформации) не менее 0,7% диаметра заклепки, что соответствует напряжению, примерно равному пределу пропорциональности.

9.2. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

9.2.1. Особенности применения сварных соединений

Сварка как способ неразъемного соединения уменьшает массу соединения. Сварка широко применяется в сварных конструкциях элементов крыла, фюзеляжа, шасси, топливных баков и т.п. Применение стальных и титановых материалов в конструкции самолетов привело к возможному уменьшению толщин обшивок, так как для того, чтобы тонкая обшивка не теряла устойчивости между заклепками при ее соединении с каркасом, необходимо значительно увеличивать число заклепок.

При замене панелей из Д16Т на равнопрочные им по устойчивости панели из титанового сплава ВТ14 потребное число точек соединения на 1 м² поверхности панели увеличивается примерно в 100 раз, а при замене на панели из стали СН4 — в 200 раз. Если на обычном пассажирском самолете с обшивкой из сплава Д16Т число точек соединения обшивки с каркасом составляет примерно 900 тысяч, то при переходе на титановые сплавы и стали их количество

может дойти до десятков и сотен миллионов на изделие, что недопустимо из-за роста производственных затрат и уменьшения надежности конструкции [6].

Поэтому в титановых и стальных конструкциях самолетов неизбежен переход заклепочных соединений на выполняемые ТЭС, аргонно-дуговой сваркой, плазменной и электроннолучевой, а также диффузионной сваркой в вакууме. В связи с тем, что сварка традиционных конструкционных алюминиевых сплавов достаточно сложна, в настоящее время разработаны хорошо свариваемые алюминиево-литиевые сплавы (типа 1410, 1460).

Материалы, применяемые в самолетостроении, обладают различной *свариваемостью* (под *свариваемостью* понимают простоту процесса сварки и возможность создания прочного и надежного сварного соединения).

Хорошо свариваются малоуглеродистые стали 20 и 25, легированные стали 30ХГСА и 30ХГСНА, жаропрочные стали, алюминиевые сплавы АК, АМц, АМг, АЛ9, 1210, 1410, 1460, титановые сплавы ОТ4, ВТ6, ВТ14, ВТ22, никелевые сплавы типа 1Х18Н9Т и др. Удовлетворительной свариваемостью обладают магниевые сплавы, алюминиевый сплав АЛ8, АЛ19. Отработана технология точечной сварки Д16.

Не поддается сварке сталь 45.

Сварные узлы из легированных сталей 30ХГСА и 30ХГСНА применяются в конструкции шасси — цилиндрах и штоках амортизаторов, траверсах, рычагах, вилках, подвесках колес, тележках и др.

В авиационных конструкциях широко используются высокопрочные титановые сплавы, например, ВТ14 и ВТ22. Эти сплавы обладают хорошей свариваемостью под слоем флюса и в атмосфере нейтральных газов. Они обеспечивают такую же прочность, как детали из легированных сталей, что позволяет уменьшить массу на 15...20%. Это объясняется высокими значениями их удельной прочности σ_b/ρ и удельной жесткости E/ρ .

Сварные конструкции из малоуглеродистых сталей (типа стали 20) в основном применяются в ферменных конструкциях фюзеляжей легких самолетов.

Для изготовления сварных конструкций скоростных самолетов ($M \geq 2,2$) применяются стали типа СН-4, ВНС-2У, а также титановые сплавы типа ОТ4, ВТ6, ВТ22, работающие при температурах порядка 300...350 °С.

Для сварных, встроенных в конструкцию малонагруженных баков применяют алюминиевые сплавы типа АМг6.

Никелевые сплавы типа ЭИ, обладающие большой жаростойкостью, применяют для изготовления сварных панелей каркаса и тепловых защитных экранов для гиперзвуковых самолетов и ракетопланов.

Примером тонкостенной сварной конструкции из алюминиевого сплава 1210, работающей под избыточным давлением, является герметичная модуль-кабина космонавтов ВКС «Буран». Примером стальной цельносварной конструкции является крыло самолета МиГ-25.

Недостатком сварки являются *остаточные напряжения в сварном шве*. Распределение остаточных напряжений по ширине сварного шва деталей из алюминиево-литиевого сплава 1420 ($\sigma_{в} = 445$ МПа, [31]) показано на рис 9.11. Видно, что эти напряжения значительны.

При сварке сложных узлов эти напряжения приводят к деформации (поворотам) конструкции. Рассчитать заранее величину деформации невозможно. Уменьшить остаточные напряжения можно, правильно выбрав последовательность технологических операций. Остаточные напряжения снимаются последующей термообработкой в заневоленном состоянии, тогда конструкцию можно не править.

При проектировании сварных конструкций необходимо соблюдать следующие требования:

1. Для обеспечения равнопрочности необходимо увеличивать сечение в зоне шва (рис. 9.12, а).

Так как прочность шва $\sigma_{в,ш} = (0,7...0,9)\sigma_{в,осн}$, то $\frac{F_{ш}}{F_{осн}} = \frac{\sigma_{в,осн}}{\sigma_{в,ш}}$,

где $F_{ш}$ — площадь усиления сечения в зоне сварного шва; $F_{осн}$ — площадь сечения основного листа.

2. Не следует применять одновременно различные виды сварки на одном и том же узле.

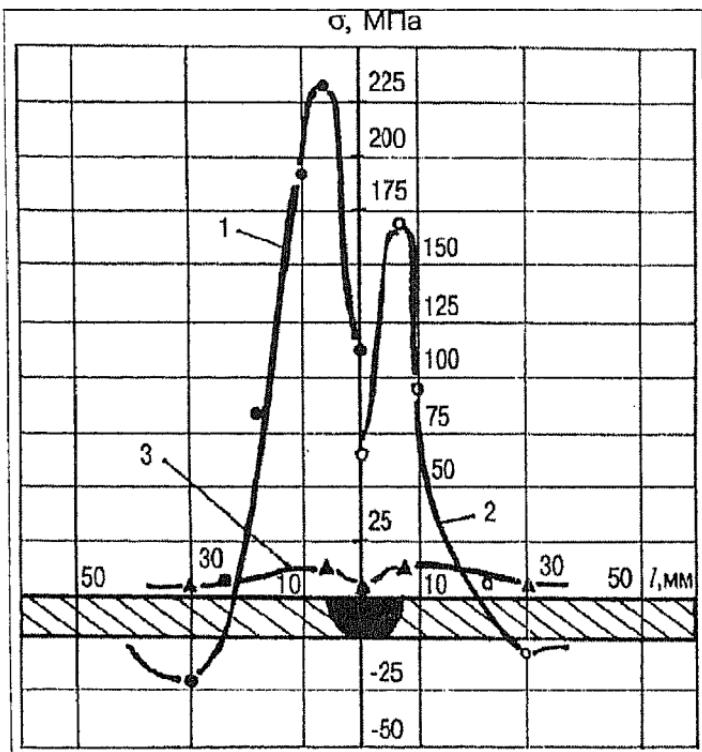


Рис. 9.11. Остаточные напряжения в сварном шве при различной последовательности технологических операций:

1 — закалка + искусственное старение + сварка;
2 — закалка + искусственное старение + сварка + искусственное старение;
3 — закалка + искусственное старение + сварка + закалка +
+ искусственное старение

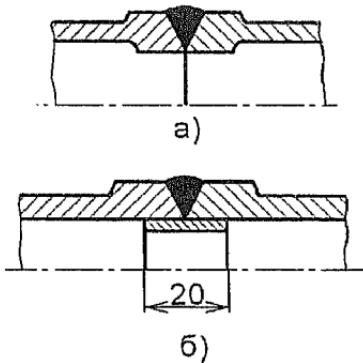


Рис. 9.12. Увеличение толщины детали в зоне шва при сварке встык:
а — сварка без подкладки, возможно протекание и непровар;
б — сварной шов, исключающий протекание материала при применении медного кольца подкладки

3. Во избежание появления трещин нельзя в одном месте близко располагать нескольких сварных швов.

4. Необходимо предусматривать технологические зазоры на расширение материала при нагреве (рис. 9.13).

5. При сварке встык следует предусматривать меры предосторожности для предотвращения протекания материала при проплавах, например, применяя подкладки внутрь трубы медного кольца (см. рис. 9.12, б), которое потом может быть сточено. На рис. 9.13, б приведено конструктивное решение, при котором протекание материала предотвращено буртом на цилиндре.

6. Не следует размещать отверстия вблизи шва, так как это ведет к дополнительной концентрации напряжений и к появлению трещин.

7. Необходимо обеспечить возможность свободного подхода сварочного инструмента. На рис. 9.14, а подход справа и внутри деталей затруднен, на рис. 9.14, б — свободен с двух сторон. Следует предусматривать расстояние от свариваемых деталей до болтов и гаек D_r (рис. 9.14, в). Расстояние от оси болта (шайбы) D_t до свариваемой детали должно быть не меньше диаметра гайки.

8. Из-за деформации конструкции при сварке окончательную механическую обработку мест сопряжения сварного узла с другими

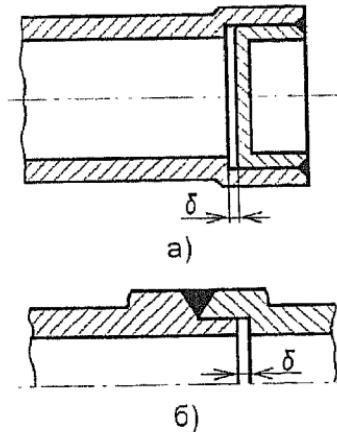


Рис. 9.13. Варианты технологических зазоров:
а — вне зоны сварки;
б — в зоне сварки

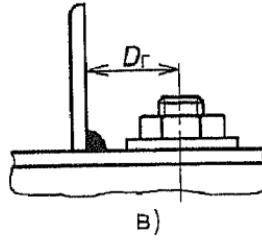
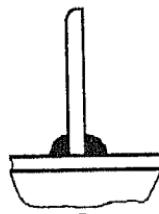
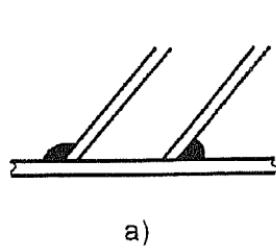


Рис. 9.14. Обеспечение подхода при тавровой сварке:
а — подход слева; б — подход с двух сторон;
в — обеспечение расстояния между деталями в зоне сварки

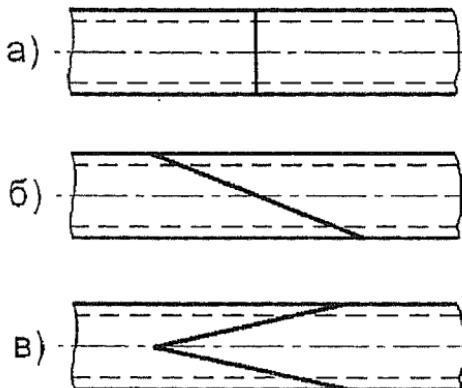


Рис. 9.15. Сварные швы:
а — прямой шов; б, в — косые швы

элементами конструкции надо проводить после сварки. Резьбу нарезают до сварки, после сварки ее калибруют, что должно быть отмечено на чертеже. Антикоррозийное покрытие проводится после сварки.

9. При сварке узлов из труб, а также ферменных трубчатых конструкций для усиления соединения рекомендуется приваривать косынки (см. рис. 8.10). С помощью косынок увеличивают длину сварного шва, работающего на срез.

10. При сварке труб, сечения которых нельзя увеличить в зоне сварного шва, рекомендуется делать косой шов (рис. 9.15, б, в) для уменьшения ослабления сечения и увеличения длины шва, работающего на срез [7].

11. Размеры и форма разделываемых при подготовке к сварке деталей швов определяются технологическими рекомендациями.

12. Сварные швы на чертеже обозначают по ГОСТу в соответствии с ЕСКД.

9.2.2. Разновидности сварки. Проектирование сварных соединений

Электродуговая сварка

СВАРКА ВСТЫК (см. рис. 9.12). При расчете на прочность сварного шва (см. рис. 9.11) учитывается коэффициент ослабления сварного шва:

$$k_{\text{св.шв}} = \frac{\sigma_{\text{в.шв}} d}{\sigma_{\text{в.осн}}},$$

величина которого зависит от вида сварки:

при ручной сварке $k_{\text{св.шв}} = 0,7 \dots 0,9$;

при АРДЭС $k_{\text{св.шв}} = 0,9 \dots 0,95$;

при электронно-лучевой сварке $k_{\text{св.шв}} = 0,95 \dots 0,97$;

при микроплазменной, лазерной сварке $k_{\text{св.шв}} = 0,97 \dots 0,98$.

Расчет прочности сварных соединений ведется в предположении, что напряжения по сечению шва распределены равномерно. Наиболее напряженным является участок перехода от шва к основному металлу (см. рис. 9.12).

Напряжение в сечении детали при сварном шве, выполненном под углом (см. рис. 9.15, б, в), определяют, принимая $k_{\text{св.шв}} = 1$, то

$$\text{есть } \sigma = \frac{P}{(b\delta)} \leq \sigma_b.$$

Тавровая сварка (см. рис. 9.14). Условие прочности прямого таврового сварного шва, (желательно, чтобы сварка выполнялась с двух сторон параллельными швами одновременно) имеет вид:

$$\tau_{\text{св.шв}} = \frac{P}{b \cdot 0,7\delta} \leq k_{\text{св.шв}} \tau_b,$$

где b — длина сварных швов; δ — толщина привариваемой детали; $0,7\delta_{\min}$ — расчетное сечение шва на срез (гипотенуза треугольника, условно называемая [7] «катет» шва $k_{\text{шв}}$); P — отрывающая или срезающая сила.

Сварка внахлестку (рис. 9.16). Соединение внахлестку выполняют угловыми швами. Недостатком таких соединений является повышенная концентрация напряжений, обусловленная моментом

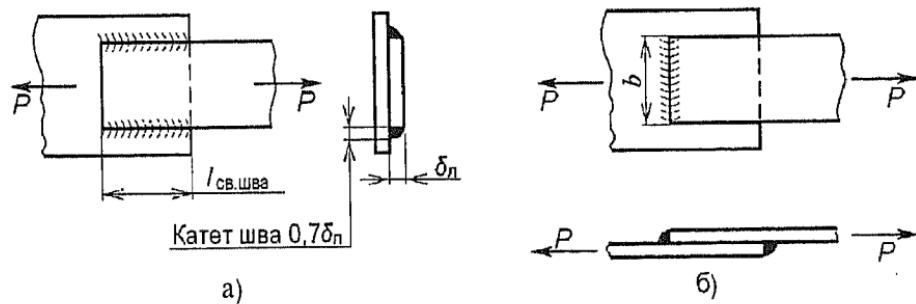


Рис. 9.16. Сварка внахлестку:
а — фланговые швы; б — лобовые швы

$\Delta M = P\delta$, возникающим из-за искривления потока действующих сил. Это ограничивает применение швов внахлестку в особо ответственных узлах с высоким уровнем напряжений. Величина нахлеста должна быть не менее 4δ . Фланговые (рис. 9.16, а) и лобовые (рис. 9.16, б) швы при нагружении в плоскости деталей рассчитываются из условия среза шва по катету шва $k_{ш} = 0,7\delta_л$, где $\delta_л$ — толщина наименьшего из свариваемых листов. Тогда условие прочности соединения записывается в виде

$$\tau_{св.шва} = \frac{P}{2l_{св.шва} \cdot 0,7\delta_л} \leq k_{св.шва} \cdot \tau_{в.матер.}$$

Из условия равнопрочности основного материала и сварных фланговых швов запишем:

$$P = \sigma_v b\delta = k_{св.шва} \tau_v 2 \cdot 0,7\delta \cdot l_{св.шва},$$

где $l_{св.шва}$ — длина флангового шва; $\tau_v = 0,6\sigma_v$ — сопротивление срезу для основного материала.

Отсюда, $l_{св.шва} = 1,32b$.

Несколько хуже вариант сварки внахлест, показанный на рис. 9.16, б, так как двух швов для равнопрочности не хватает. Условие прочности в данном варианте:

$$\tau_{св.шва} = \frac{P}{2b0,7\delta_л} \leq k_{св.шва} \tau_v.$$

Отсюда максимальная нагрузка, которую могут выдержать два шва в соответствии с рис. 9.16, б:

$$P_{св.шва} = 0,9\tau_v \cdot 2b \cdot 0,7\delta_л = 1,26 \cdot 0,6 \cdot \sigma_v \cdot \delta_л = 0,75b \cdot \delta_л \cdot \sigma_{в.осн.матер.},$$

то есть $P_{св.шва} = 0,756 \cdot P_{осн.матер.}$ — неравнопрочно, поэтому для обеспечения равнопрочности необходимо увеличение толщины листа в зоне сварочного шва до величины $\delta_{св.шва} = 1,32\delta_л$.

Приварка днищ герметичных баков (рис. 9.17). При сварке выпуклых днищ с цилиндрическим корпусом бака, работающим на

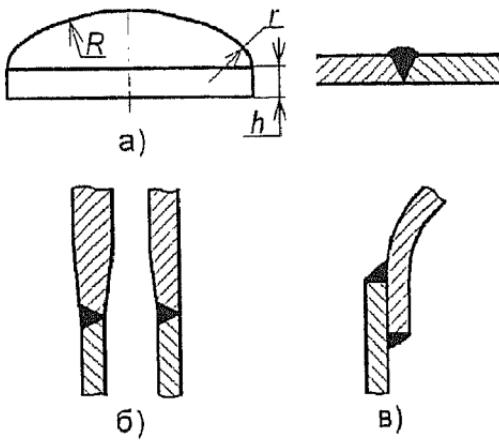


Рис. 9.17. Сварка днища с цилиндрической частью бака:
а — схема конструкции; б — сварка обшивок разной толщины;
в — приварка днища внахлест

внутреннее давление, на днище рекомендуется предусматривать цилиндрическую часть h (рис. 9.17, а). Это делают для того, чтобы изгибающий момент, возникающий в месте соединения днища с цилиндром, не влиял на прочность сварного шва, так как шов плохо работает на изгиб.

При сваркестык днища и оболочки корпуса, выполненных из материала разной толщины (толщина днища, как правило, толще), предпочтительно, чтобы их срединные поверхности являлись одна продолжением другой (рис. 9.17, б, слева).

При сварке деталей разной толщины (рис. 9.17, б) делают плавный переход от одной поверхности к другой с уклоном $\delta_{\min} / \delta_{\max}$ не более 1,4. В отдельных случаях допускается и соединение внахлест, но с обязательной сваркой внутри и снаружи емкости (рис. 9.17, в). Совершенно недопустимо применение плоского днища с корпусом, работающим под давлением, без радиусного перехода r , то есть соединение под прямым углом.

Точечная электросварка

Точечная электросварка (см. приложение Б.5) может производиться точками (ТЭС) (рис. 9.18) и роликом (РЭС).

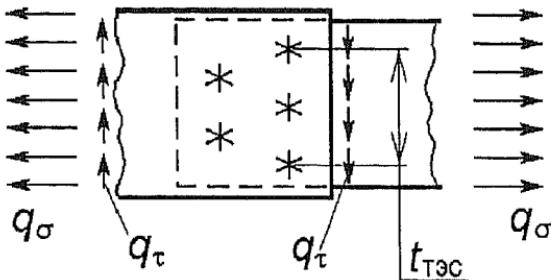


Рис. 9.18. Точечная электросварка

Сварные точки при ТЭС или роликовые швы при РЭС работают на срез. Шаги и расположение точек и швов при ТЭС аналогичны заклепочному соединению. Однако ТЭС слабее влияет на прочность листа на разрыв в зоне сварки, так как нет уменьшения площади сечений соединяемых деталей за счет отверстий под заклепки. Однако следует учитывать, что концентрация напряжений в ТЭС остается.

Величины разрушающей нагрузки точек при ТЭС

$$P_{\text{разр. ТЭС}} = f \left(\delta_x, d_{\text{ядра ТЭС}} \right) \text{ приведены в нормалях (см. приложение Б-5).}$$

Действующие усилия на точку при растяжении листа

$$P_{\text{среза ТЭС}} = \frac{q_\sigma}{t_{\text{TЭС}} \cdot n_{\text{швов}}} \leq P_{\text{разр. ТЭС}}.$$

Аналогично действующие усилия на точку рассчитывают при нагружении листа сдвигом q_τ .

При совместном действии q_σ и q_τ , суммарная нагрузка определяется векторно, как и в заклепочном шве:

$$\vec{P}_{\text{ГЭС}\Sigma} \leq \vec{P}_{\text{разр.}} + \vec{P}_{\text{срез}} \leq \vec{P}_{\text{разр.ГЭС.}}$$

9.3. КЛЕЕВЫЕ И ПАЯНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

9.3.1. Применение клеевых соединений

В современных авиационных конструкциях клеевые соединения находят все более широкое применение. Этому способствует появление новых высокопрочных термо- и влагостойких клеев.

Преимуществами клеевых соединений по сравнению с сварными и заклепочными являются:

- малая масса соединения;
- малая стоимость;
- отсутствие концентрации напряжений;
- отсутствие ослабления сечения (отверстиями при клепке и внутренними напряжениями при сварке);
- герметичность соединения;
- более чистая поверхность, чем при клепке и сварке.

В то же время у клеевых соединений есть и недостатки, ограничивающие их применение:

- сложность контроля качества склейки;
- низкая теплостойкость большинства клеев;
- быстрое старение многих клеев.

Клеевая пленка в проектируемой конструкции должна располагаться так, чтобы клей работал на срез. На отрыв клей работает плохо (особенно на неравномерный отрыв).

Основные параметры клеевого соединения (рис. 9.19) выбирают из условия равнопрочности материала листа и клеевого соединения.

При работе клеевого соединения при нагружении листа растяжением условие равнопрочности запишется в виде

$$P_{\text{кл}} = P_{\text{л}}, \tau_{\text{в.кл}} ba = \sigma_{\text{в.л}} b\delta,$$

где b — длина клеевого соединения (ширина приклеиваемого листа); δ — толщина листа; a — ширина склейки (величи-

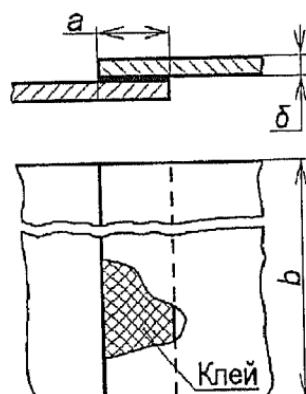


Рис. 9.19. Параметры клеевого соединения

на нахлеста); $\tau_{\text{в.кл}}$ — сопротивление клея сдвигу (предел прочности клея на сдвиг); $\sigma_{\text{в.л}}$ — предел прочности листа на разрыв.

Из записанного равенства получаем следующее соотношение:

$$\frac{a}{\delta} = \frac{\sigma_{\text{в.л}}}{\tau_{\text{в.кл}}}.$$

При нагружении склеиваемых листов сдвигом условие равнопрочности клеевого соединения запишется в виде

$$\tau_{\text{в.л}} b \delta = \tau_{\text{в.кл}} b a,$$

где $\tau_{\text{в.л}}$ — предел прочности материала листа на сдвиг; $\tau_{\text{в.кл}}$ — предел прочности клея на сдвиг.

Отсюда

$$\frac{a}{\delta} = \frac{\tau_{\text{в.л}}}{\tau_{\text{в.кл}}} \quad \text{и} \quad a = \frac{\tau_{\text{в.л}}}{\tau_{\text{в.кл}}} \delta.$$

При склейке внахлест передача сил происходит с эксцентричеситетом δ , это снижает сопротивление усталости соединения. Возникающий в зоне передачи сил местный изгибающий момент $M = P\delta$ снижает прочность клеевого соединения, особенно при циклических нагрузках, так как возникает отрывающая сила.

Чтобы избежать этого, применяют склейку «на ус» (рис. 9.20), при которой сила передается более равномерно, а также увеличивается длина склейки [7].

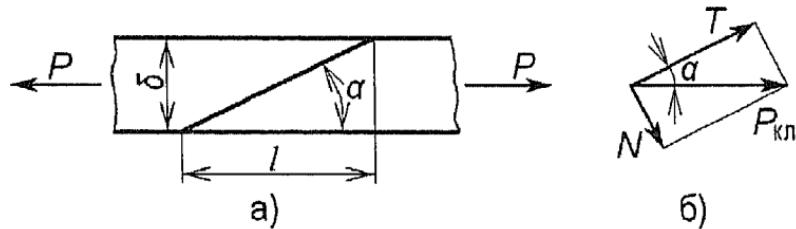


Рис. 9.20. Клеевое соединение «на ус»:

а — Параметры соединения; *б* — составляющие силы растяжения

Рассмотрим работу соединения «на ус» при растяжении силой P (рис. 9.20, a). Разложим силу $P_{\text{кл}}$ на касательную к плоскости склейки T и нормальную к плоскости склейки N (рис. 9.20, δ), тогда

$$T = P \cos \alpha; \quad N = P \sin \alpha.$$

Выражения для силы T и N можно записать в виде

$$T = \tau_{\text{в.кл}} b \frac{\delta}{\sin \alpha}; \quad (9.1)$$

$$N = \sigma_{\text{в.кл}} b \frac{\delta}{\sin \alpha}, \quad (9.2)$$

где b — ширина склеиваемой детали; $a = \frac{\delta}{\sin \alpha}$ — длина склейки.

Сила, разрывающая лист, определяется как

$$P = \sigma_{\text{в.л}} b \delta. \quad (9.3)$$

Выразим из уравнений (9.1), (9.2) и (9.3) силу $P_{\text{кл}}$:

$$P_{\text{кл}} = \frac{T}{\cos \alpha} = \tau_{\text{в.кл}} b \frac{\delta}{\sin \alpha \cos \alpha}.$$

Из условия равнопрочности детали и клеевого соединения примем силу $P_{\text{кл}}$ равной силе P (рис. 9.20, δ), тогда

$$\tau_{\text{в.кл}} b \frac{\delta}{\sin \alpha \cos \alpha} = \sigma_{\text{л}} b \delta$$

и получим *первое условие равнопрочности* листа и клеевого шва, зависящее от прочности клея на сдвиг $\tau_{\text{в.кл}}$:

$$2 \frac{\tau_{\text{в.кл}}}{\sin 2\alpha} = \sigma_{\text{л}} \quad \text{или} \quad \sin 2\alpha \leq \frac{2\tau_{\text{в.кл}}}{\sigma_{\text{л}}}.$$

Найдем силу $P_{\text{кл}}$:

$$P_{\text{кл}} = \frac{N}{\sin \alpha} = \sigma_{\text{в.кл}} \frac{b \delta}{\sin \alpha}$$

и получим *второе условие равнопрочности* при работе kleевого соединения на отрыв, зависящее от прочности клея *на разрыв* $\sigma_{\text{в.кл}}$:

$$\sigma_{\text{в.кл}} \frac{b\delta}{\sin^2 \alpha} = \sigma_{\text{в.л}} b\delta; \quad \sin^2 \alpha \leq \frac{\sigma_{\text{в.кл}}}{\sigma_{\text{в.л}}}.$$

Отсюда следует, что равнопрочность соединения «на ус» обеспечивается только при конкретном значении угла α , удовлетворяющем обоим условиям. Графики для определения угла наклона плоскости склейки α в зависимости от прочности клея приведены в [7, с. 191].

9.3.2. Особенности применения kleевых и паяных соединений

1. Принцип работы и расчета на прочность паяного соединения аналогичен kleевым соединениям. Отличием являются температуры технологических процессов. Для паяных конструкций температура пайки колеблется от 400 до 1100 °C в зависимости от соединяемых материалов и типа припоя.

2. Общим для процесса склеивания и пайки является то, что паяются и склеиваются только те комбинации материалов, у которых припой или клей «смачивает» поверхность соединяемых деталей, то есть возникает поверхностное натяжение жидкого припоя или клея.

3. Резкое снижение прочности паяного соединения у дюралевых сплавов объясняется тем, что припой взаимодействует с материалом поверхности детали, образуя слой с уменьшенными прочностными свойствами. Поэтому соединяемые пайкой листовые материалы из алюминиевых сплавов должны иметь большую толщину, чем этот ослабленный слой, а выбор типа припоя и величины нахлеста, достаточного для создания необходимой прочности соединения, проводят экспериментально.

4. Прочность на единицу площади kleевого или паяного соединения зависит от ширины нахлеста. Чем меньше величина нахлеста и чем тоньше слой клея или припоя между соединяемыми листами, тем качественнее соединение. Это объясняется тем, что:

— при большом нахлесте появляются зоны непроклея или не-пропая, так как выход образовавшихся при затвердевании внутри нахлеста газов затруднен. Желательные величины нахлеста при склеивании 10...20 мм, при пайке 5...10 мм;

— чем меньше зазор между склеиваемыми и паяными деталями, тем активнее внедряются (втягиваются) в зазор смачиваемых поверхностей клей и припой. При зазоре перед склеиванием или пайкой более 0,05...0,1 мм клей и особенно припой плохо втягиваются в зазор и могут не образовать качественного шва при склейке или пайке листов.

5. Характеристики прочности kleев лежат в пределах $\tau_b = 5 \dots 10$ МПа, у высокопрочных kleев $\tau_b = 40 \dots 50$ МПа.

Высокопрочные kleи могут иметь повышенную хрупкость, тогда применять их в силовых конструкциях самолета нежелательно.

Прочность припоев для титановых или стальных конструкций лежит в пределах $\tau_b = 100 \dots 400$ МПа, что соответствует верхнему пределу у припоев на основе серебра (например, высокопрочный припой ПСр-92 содержит 92% серебра). При этом следует экспериментально проверять коррозионную стойкость паяного^{*} соединения в атмосфере соляного тумана и при температурах, соответствующих теплому, влажному климату.

При проектировании kleевых и паяных соединений следует учитывать, что прочность kleевых и паяных соединений резко уменьшается при появлении неравномерного отрыва с края нахлеста соединяемых листов материала.

9.3.3. Комбинированные соединения (kleekлепаные и kleесварные)

В настоящее время для повышения надежности, герметичности и сопротивления усталости соединений в конструкции планера самолета склейка используется совместно с клепкой или с точечной сваркой.

* Не только паяные, но и сварные соединения желательно проверять на коррозионную стойкость в атмосфере соляного тумана при температурах, соответствующих теплому, влажному климату

В kleeklepansых соединениях, не вызывая значительного увеличения массы, клей воспринимает часть нагрузки и разгружая, таким образом, заклепки, повышает долговечность конструкции. При расчете на статическую прочность наличие клея можно не учитывать.

Клеесварные соединения — это соединения, выполненные ТЭС, у которых в промежутках между сварными точками находится клей.

Клей наносят на свариваемые поверхности до сварки (сварка по kleевой пленке стала возможной только в последние годы, после получения клея, не препятствующего прохождению тока).

Как и у kleeklepansых соединений, при расчете на статическую прочность наличие клея можно не учитывать. Применение kleесварных и kleeklepansых соединений особенно целесообразно при соединении с обшивкой элементов каркаса, работающих на сжатие, так как наличие клея исключает возможность местной потери устойчивости обшивкой в промежутках между сварными точками.

Для предотвращения местной потери устойчивости обшивки между точками ТЭС иногда требуется большое число точек соединения тонкой обшивки с силовым набором. В этом случае целесообразно переходить на роликовую электросварку (РЭС) или на kleесварные соединения.

При появлении термостойких пластичных kleев kleесварные соединения смогут успешно применяться в титановых и стальных конструкциях каркаса. Это объясняется тем, что титановые и стальные обшивки имеют гораздо меньшую толщину, чем обшивки из алюминиевых сплавов, поэтому влияние клея на подкрепления обшивок от местной потери устойчивости больше.

9.4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАЗЪЕМНЫХ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

9.4.1. Болтовые неподвижные соединения

РАЗЪЕМНОЕ НЕПОДВИЖНОЕ СОЕДИНЕНИЕ осуществляется при помощи болтов, шпилек, винтов (см. приложение Б.4). Соединенные элементы не имеют взаимного перемещения, но их можно разъединить в процессе эксплуатации.

Болты являются крепежным элементом, работающим, в отличие от заклепок, на срез и растяжение.

Схема болтового соединения показана на рис. 9.21.

Параметры болтов приведены на рис. 9.22.

Для неподвижных соединений при работе болтов на срез допус-

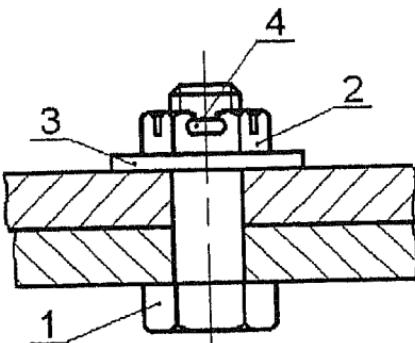


Рис. 9.21. Схема болтового соединения:

1 — болт; 2 — гайка; 3 — шайба;
4 — сплинт

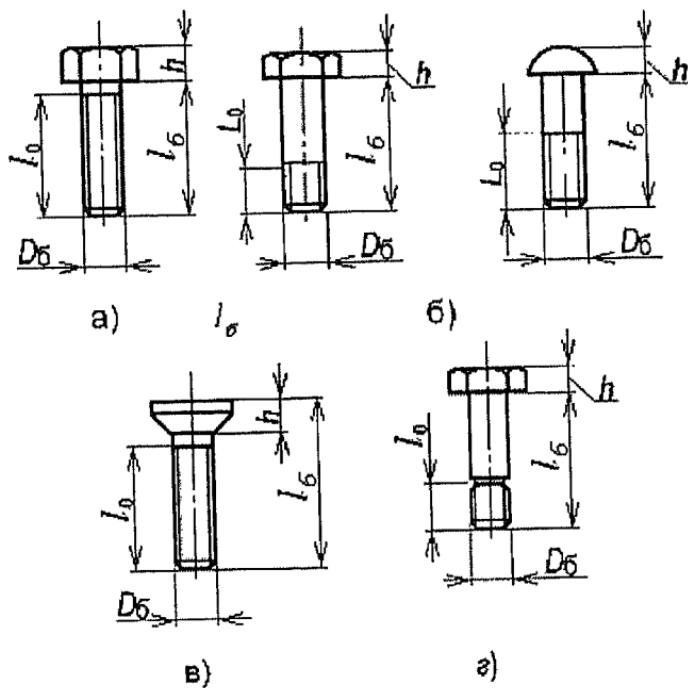


Рис. 9.22. Параметры болтов:

a — винт (допуски на размеры по 11-му квалитету); *б* — срезные болты классные, допуски на размеры по 8-му квалитету; *в* — болт с потайной головкой; *г* — болт классный, «чистый» («Ш» — допуски на размеры по 7-му квалитету) для установки подшипников

тимое напряжение смятия листов под болтами принимают равным $[\sigma]_{\text{см}} = \sigma_{\text{в}}$.

Материал болтов — сталь 30ХГСА, $\sigma_{\text{в}} = 1100$ МПа, реже применяются болты из титановых сплавов.

Высота головок болтов h и высота гаек может быть высокая (рис. 9.22, *а*) и низкая (рис. 9.22, *г*). Резьба короткая и длинная (рис. 9.22, *б*)

В ответственных местах конструкции ставят болты только с диаметрами $d_6 \geq 6$ мм. Такие болты иногда затягивают «моментным ключом» с ограничением крутящего момента, что отмечается в технических требованиях чертежа.

Диаметры и длины болтов имеют стандартные размеры (см. приложение Б). Допуски на размеры и чистота обработки зависят от работы на срез или на растяжение.

Разрушающая нагрузка на болт в зависимости от материала, параметров болта, условий работы (растяжение, срез) приводится в нормаллях (см. приложение Б-4).

Для соединений с подшипниками болты применяются специальные («шарнирные»), которые изготавливают по 2-му классу точности (квалитет *f7*), как и подшипники.

9.4.2. Болты, работающие на срез

Болты, работающие на срез (рис. 9.22, *б*, *г*), должны плотно прилегать к отверстию. Болты, работающие на срез, изготавливают по 3-му классу точности (квалитет *h8* или *f8*), а отверстия для установки болтов — квалитет *H9* или *H8*.

Для обеспечения работы пакета на смятие гладкая часть болта должна размещаться полностью в теле пакета. Вся резьба — только под гайкой. *Гайка — низкая*.

Головка болтов может быть потайная, полукруглая или шестигранная (низкая). Основные параметры болтов показаны на рис. 9.22: d_6 — диаметр болта; l_6 — длина болта; l_o — длина резьбы, h — высота головки.

Разрушающая нагрузка на один срез болта приводится в нормаллях. Разрушение при срезе должно происходить по цилиндрической

части болта, вследствие чего попадание резьбы в пакет не допускается. Из этого условия длину болта l определяют как

$$l_6 = S + l_0.$$

Болты, работающие на срез, могут одновременно работать и на растяжение.

9.4.3. Болты, работающие на растяжение

В отличие от болтов, работающих на срез, болты (винты), работающие на растяжение (рис. 9.22, а) не требуют отверстия высокого класса точности, так как соединение не люфтует из-за стяжки пакета болтами. Болты изготавливают по квалитетам $h11$ или $h12$, а отверстия под них выполняют с зазором $0,1\dots0,2$ мм.

Резьба — длинная, может находиться в теле пакета. Головки болтов и гайка — высокие. Длину болтов, работающих только на растяжение (рис. 9.22 а), определяют как

$$l_6 = S + h_r + S_{ш} + \Delta h,$$

где $\Delta h = (1,2 \dots 2)$ шаг резьбы — обязательное выступание нарезной части болта за гайку.

Болты, работающие на растяжение, обычно разрушаются в местах перехода от нарезной части болта к гладкой, цилиндрической. Это объясняется одновременным уменьшением площади сечения болта и наличием концентрации напряжений в зоне сбега резьбы.

Прочность нарезной части болта, находящейся в соединении с гайкой, зависит от контактных напряжений, возникающих в витках резьбы, а также от неравномерного распределения нагрузки между витками резьбы на длине свинчивания. Первые витки, расположенные у опорной поверхности гайки, нагружены гораздо больше, чем последующие, причем наиболее нагруженными является первый и последний виток у сбега резьбы, которые воспринимают до 30% всей нагрузки. Следствием этого является неблагоприятное сочетание деформации гайки и болта под нагрузкой. Этим и объясняется наиболее частое разрушение резьбы именно по первому и последнему витку от поверхности гайки, особенно при знакопеременных нагруз-

ках. Увеличение числа витков резьбы в гайке и, следовательно, ее высоты неэффективно. Поэтому высоту гайки обычно берут равной $(0,8...0,9)d$, где d — наружный диаметр резьбы.

Для соединений, работающих на разрыв, диаметр болта подбирают по ГОСТу или отраслевым нормалем в зависимости от внутреннего диаметра резьбы (стандартная, мелкая).

9.4.4. Особенности проектирования болтовых соединений

Порядок расчета на прочность болтового соединения, работающего на срез, аналогичен расчету заклепочного соединения.

Отличием является величина допустимого напряжения смятия детали под болтом (см. рис. 9.7):

$[\sigma]_{\text{см}} = 1\dots 1,3 \sigma_{\text{в.дет}}$ — для неподвижного неразборного болтового соединения;

$[\sigma]_{\text{см}} = \sigma_{\text{в}}$ — для неподвижного разборного болтового соединения.

Проверка прочности болта, работающего на растяжение или срез, определяется сравнением действующей на болт нагрузки P_6 с разрушающей (допустимой) нагрузкой на срез или растяжение, приведенной в нормали или ГОСТе, то есть должно быть выполнено условие: $P_6 \leq [P_6]_{\text{срез}}$ или $P_6 \leq [P_6]_{\text{раст}}$.

Можно также проверить условие прочности болта при нагружении на срез:

$$\tau_{\text{cp}} = \frac{4P_6}{\pi D^2} \leq \tau_{\text{в.болт}}.$$

При совместном нагружении болта растяжением и срезом используют известное условие прочности:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \tau_{\text{в.болт}},$$

где $\sigma = \frac{4P_{\text{в.раст}}}{\pi D^2}$, $\tau = \frac{4P_{\text{в.срез}}}{\pi D^2}$, так как срез и растяжение суммируются в плоскости среза по цилиндрической части болта.

При выборе диаметра болтов надо учитывать, что в силовых конструкциях не рекомендуется применять болты диаметром менее 5 мм. При установке ответственных болтов, например, в узлах стыка лонжеронов крыла или болтов крепления кронштейнов навески рулей, от разрушения которых зависит судьба всего самолета, диаметр болтов должен быть не менее 6...8 мм.

При большом диаметре болты могут быть полыми, при этом толщину стенки во избежание овализации их сечения при изготовлении внутреннего отверстия рекомендуется делать не менее 0,25 диаметра болта, то есть $d_{\text{вн отв}} \leq 0,5D_b$.

Минимальный шаг болтов лимитируется возможностью подхода гаечного ключа (рис. 9.23). Размеры под ключ M , R или L должны выдерживаться при постановке болта вблизи стенок или другой детали, мешающей подходу ключа. Размеры под гаечные ключи приводятся в нормалях.

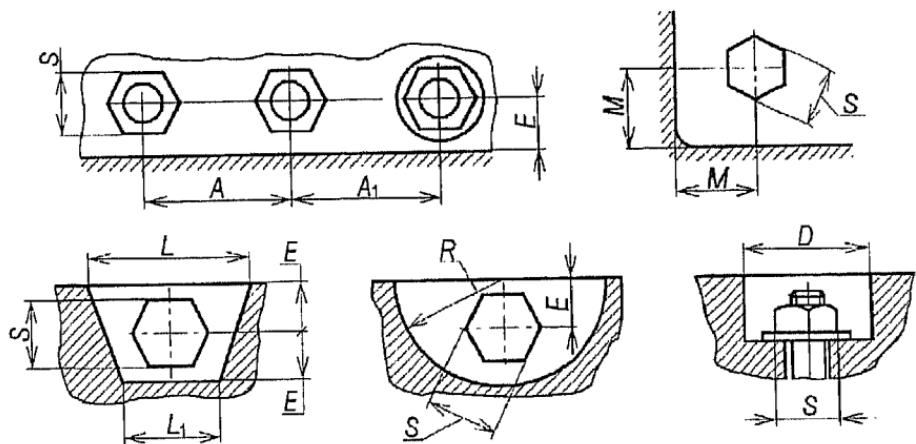


Рис. 9.23. Размеры под гаечные ключи:
 $A=A_1$; $E=0,7S$; $M=1,1S$; $L=3,65S$; $R=1,0S$; $D=2S$; S – размер под ключ

Повышение сопротивления усталости болтового разъемного соединения достигается натягом, при котором в стержне болта возникают напряжения, равные 0,5...0,7 предела пропорциональности. Дальнейшее увеличение затяжки может привести к преждевременному разрушению соединения. Дополнительного увеличения ресурса

можно добиться также путем поверхностной пластической деформации отверстий под болт, получаемой раскаткой и дорнованием*, а также установкой специальных втулок, упрочняющих стенки отверстия за счет создания натяга.

9.4.5. Контровка болтовых соединений

Контровка болтовых соединений в авиационных конструкциях обязательна. Она осуществляется различными методами: кернением, самоконтрящимися корончатыми (рис. 9.24, а) или анкерными (рис. 9.24, б) гайками, шплинтами (рис. 9.24, в), проволокой (рис. 9.24, г), шайбами с отгибающимися ушками (рис. 9.25) и другими способами, о чем должна быть сделана соответствующая запись на чертеже.

Для резьбовых соединений, находящихся внутри цилиндров и труб, применяют контровку шпильками с kleem, штифтами, валиками.

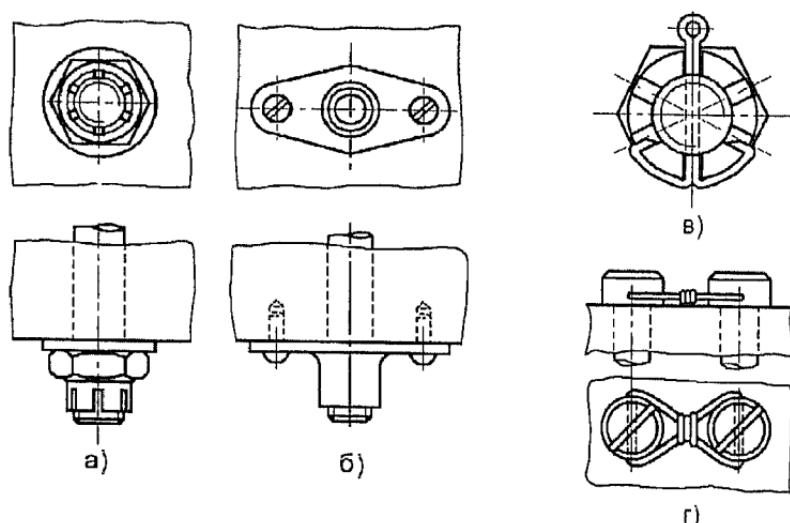


Рис. 9.24. Варианты контровки болтовых соединений:
а — самоконтрящейся гайкой; б — анкерной гайкой;
в — шплинтом; г — проволокой

* Дорнование — протягивание через предварительно образованное отверстие инструмента несколько большего диаметра.

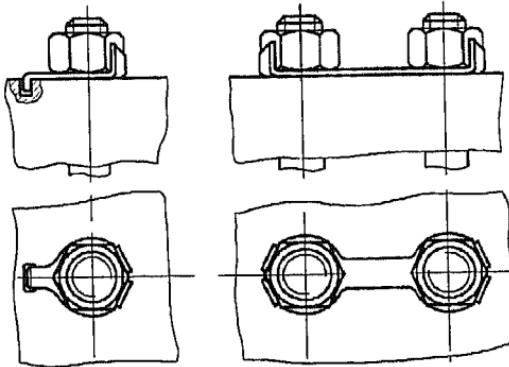


Рис. 9.25. Контровка шайбами с отгибом ушей

При одностороннем подходе применяются анкерные гайки (рис. 9.24, б). Анкерные гайки присоединяют к внутренним элементам (заклепками или ТЭС), а в процессе сборки ответный элемент конструкции привинчивают к гайке болтом.

При оформлении чертежа позиции на болт, гайку, шайбу и способ контровки (например, шплинтом) для одного соединения проставляются совместно, как показано на рис. 9.26 в соответствии с нормальми.

На чертеже элементы крепежного соединения показывают либо цифрами с последующим обозначением в спецификации ГОСТов или нормалей элементов, либо сразу ставят соответствующие обозначения нормалей и ГОСТов (см. приложение Б-4) вместо цифр (рис. 9.26).

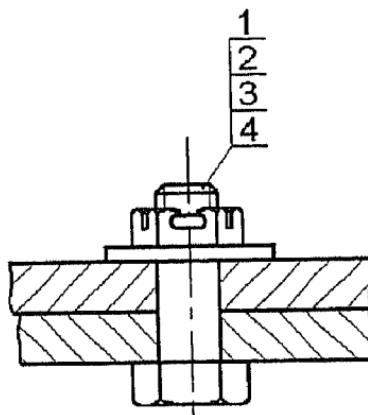


Рис. 9.26. Обозначение элементов крепежного соединения на чертеже

9.5. АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ЗАКЛЕПОК И БОЛТОВ ПРИ ВНЕЦЕНТРЕННОМ ПРИЛОЖЕНИИ НАГРУЗКИ

9.5.1. Нагрузки, действующие на крепежные элементы при внецентренном приложении силы

На практике конструктор часто встречается с задачей определения нагрузок на болты или заклепки крепления разного рода кронштейнов, косынок и накладок. В ряде случаев внешняя нагрузка P ,ложенная к этим элементам, не проходит через центр жесткости сечений болтов (рис. 9.27). В результате помимо среза от действия

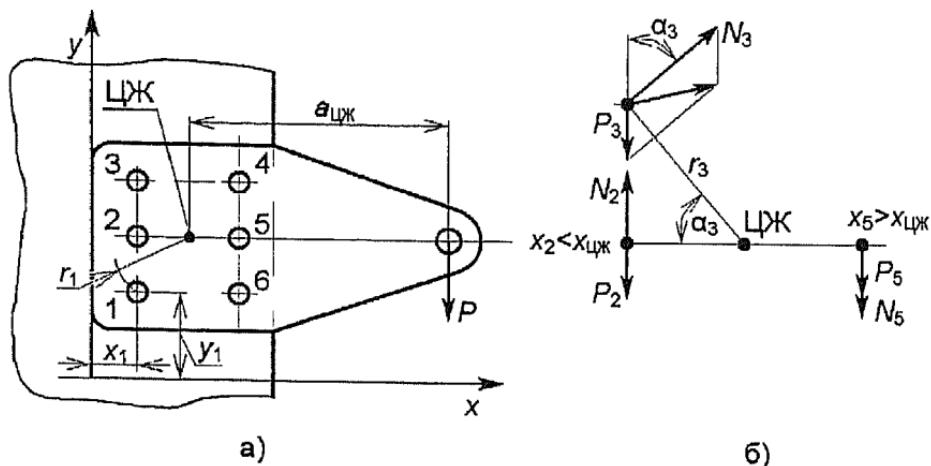


Рис. 9.27. Нагрузка на болты при внецентренном приложении силы

силы P болты воспринимают дополнительно срезающую нагрузку от крутящего момента, создаваемого силой вокруг центра жесткости.

9.5.2. Порядок расчета соединения при внецентренном приложении силы

В общем случае при применении болтов (или заклепок) разных диаметров, выполненных из разных материалов, при определении наиболее нагруженных болтов приходится решать задачу, решение которой приведено в форме алгоритма.

Рассмотрим расчет болтов или заклепок крепления кронштейна к стенке в случае приложения силы в точке, не совпадающей с центром жесткости соединения (рис. 9.27, а). В этом случае нагрузка на каждый болт будет складываться из геометрической суммы сил, которую определяют в следующей последовательности.

1. Определяют силу P_i (приложена к болтам параллельно действующей силе P (рис. 9.27, б), являющуюся частью приложенной силы P и воспринимаемую каждым болтом:

$$P_i = \frac{P F_i G_i}{\sum_{i=1}^n G_i F_i}, \quad (9.4)$$

где F_i — площадь среза i -го болта; G_i — модуль упругости 2-го рода; $G_i F_i$ — жесткость болта на срез; n — число крепежных элементов в соединении.

2. Определяют координаты центра жесткости соединения

$$x_{цж} = \frac{\sum_{i=1}^n G_i F_i x_i}{\sum_{i=1}^n G_i F_i}, \quad y_{цж} = \frac{\sum_{i=1}^n G_i F_i y_i}{\sum_{i=1}^n G_i F_i}.$$

3. Вычисляют (теоретически или графически, в масштабе) величину расстояний r_i от центра жесткости соединения до центров сечений болтов:

$$r_i = \sqrt{(x_{цж} - x_i)^2 + (y_{цж} - y_i)^2}.$$

4. Определяют дополнительную силу P_M от крутящего момента:

$$M = P a_{цж},$$

где $a_{цж}$ — расстояние от центра жесткости соединения до точки приложения силы P .

Каждая заклепка воспринимает долю этого момента пропорционально жесткости сечения заклепки на срез (GF), а также пропорционально ее полярному моменту инерции относительно центра жесткости (FR^2) всех заклепок, то есть пропорционально произведению (GFR^2).

Составляющая силы среза заклепки от момента P_{Mi} направлена перпендикулярно радиусу r_i (N_3 и r_3 на рис. 9.27, б), соединяющему центр жесткости с центром сечения каждого болта, а величина силы определяется как

$$P_{Mi} = \frac{M_i}{r_i},$$

где $M_i = \frac{MG_i F_i r_i^2}{\sum_{i=1}^n G_i F_i r_i^2}$ — крутящий момент, приходящийся на данный болт.

Прикладываем силу P_{Mi} перпендикулярно радиусу r_i . Сила P_{Mi} направлена в сторону вращения, если силы к болтам приложены как активные и направлены в сторону действия момента от силы P .

5. Находим суммарную силу, действующую на каждый болт:

$$\bar{R}_i = \bar{P}_i + \bar{P}_{Mi},$$

то есть

$$|R_i| = \sqrt{\bar{P}_i^2 + P_{Mi}^2 - 2\bar{P}_i P_{Mi} \cos \alpha_i},$$

где $\cos \alpha_i = \frac{x_{цж} - x_i}{r_i}$.

6. Проверяют прочность болта по наибольшей силе R_i .

На практике чаще всего ставят болты или заклепки одинакового диаметра из одного и того же материала, то есть

$$d_1 = d_2 = \dots = d_n; \quad G_1 = G_2 = \dots = G_n.$$

В этом случае расчет значительно упрощается:

$$P_i = \frac{P}{n}; \quad M_i = \frac{M \sum r_i^2}{r_i^2}; \quad P_{Mi} = \frac{M_i}{r_i}.$$

9.6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРОУШИН НЕПОДВИЖНЫХ РАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В конструкции самолета проушины являются ответственными местами применения неподвижных разъемных болтовых соединений. Примером применения проушин являются шарнирные и моментные узлы крепления лонжеронов крыла.

9.6.1. Учет концентрации напряжений

Схема проушины приведена на рис. 9.28. Болты в проушинах могут быть односрезные (рис. 9.28, а — применяются редко вследствие наличия изгибающего момента $M = Pa$), двухсрезные (рис. 9.28, б) и многосрезные (рис. 9.28, в).

В сечении проушины $A-A$ напряжения изменяются неравномерно из-за наличия концентрации напряжений у отверстия и достигают наибольших значений на краях отверстия проушины:

$$\sigma_{\max} = K \sigma_{cp},$$

где $\sigma_{cp} = P / (ab)$ — средние значения напряжений; P — действующая сила; a — толщина проушины; b — ширина проушины; K — коэффициент концентрации действующих напряжений, зависимость k от отношения b/d приведена на рис. 9.28, в.

При расчете проушины на разрыв наличие концентрации напряжений можно учесть, принимая величину $k' \sigma_b$ за максимальное допустимое напряжение, где $k' = \frac{1}{K}$ — коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений.

Коэффициент k' зависит от формы проушины, а именно от соотношений b/d и y/x , а также от материала проушины, его значе-

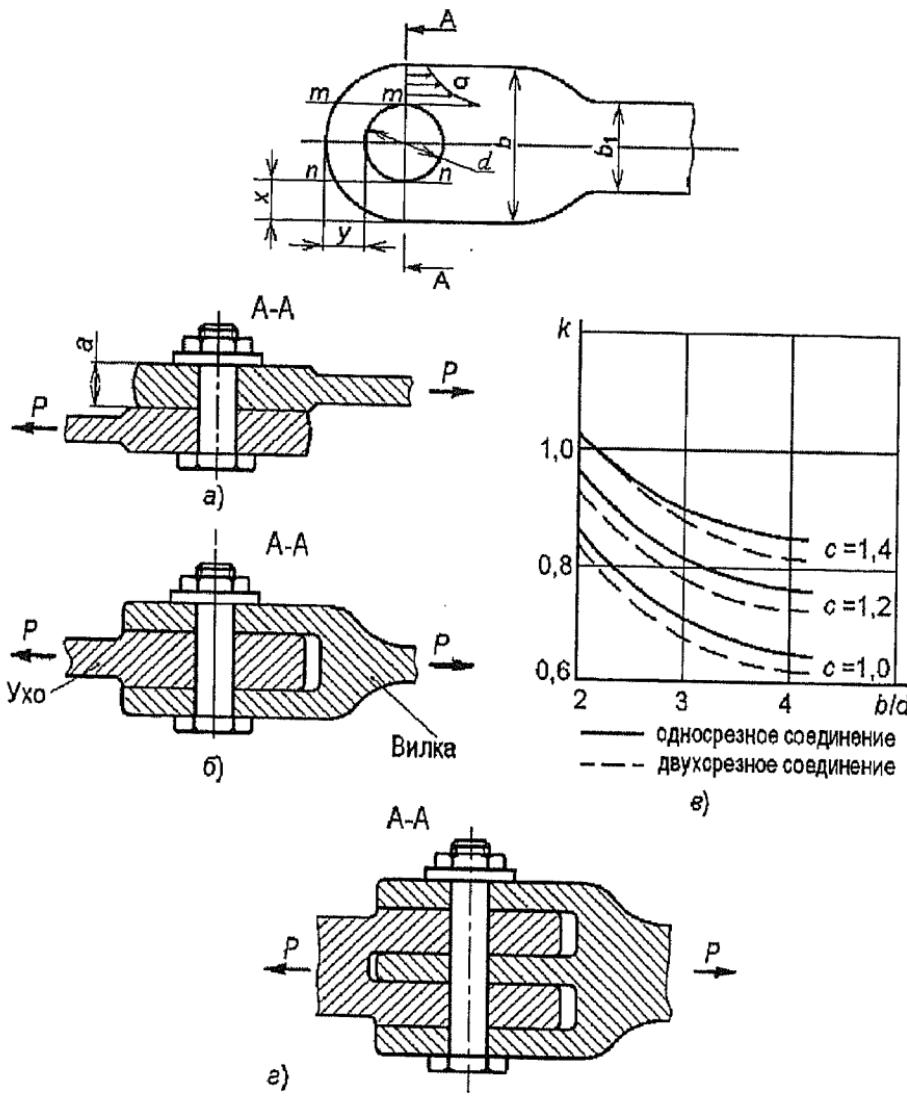


Рис. 9.28. Параметры проушин:
а — односрезный болт; б — двухсрезный болт;

в — зависимость $k' = f(b/d)$; г — многосрезный болт

ние меньше единицы. Приближенно k' можно определить по эмпирической зависимости:

$$k' \approx 0,56 + 0,48 \frac{y}{x} - 0,1 \frac{b}{d}. \quad (9.5)$$

При $b/d = 2$ и $x = y$, $k' = 0,89$ для алюминиевых сплавов и $k' = 0,83$ для 30ХГСА.

Более точно k' определяют экспериментально и строят график зависимости k' от b/d , показанный на рис. 9.28, в.

С учетом коэффициента k' потребная площадь сечения проушины

$$F = 2xa = \frac{P}{k'\sigma_b},$$

где a — толщина проушины, определяемая из условий смятия; F — площадь разрыва проушины по сечению $A-A$.

Из формулы (9.5) можно сделать следующие выводы:

- 1) чем больше y/x , тем больше коэффициент концентрации k' , поэтому у проушин лонжеронов выгодно соотношение $y > x$;
- 2) чем меньше b/d , тем больше k' , поэтому выгоднее отверстие большего диаметра, чем меньшего.

9.6.2. Алгоритм расчета проушины неподвижного разъемного соединения

Расчет проушины делается при помощи последовательных приближений.

1. Задают число проушин, следовательно, число плоскостей среза болта m , а также материал проушины, то есть σ_b , τ_b .
2. Задают или определяют минимальный диаметр болта по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\tau_b m \pi}}.$$

В справочниках приведены применяемые диаметры болтов в зависимости от перерезывающей силы.

3. Из условия работы проушины на смятие определяют ее толщину a . Для этого принимают $[\sigma]_{\text{см}} = (1\dots 1,3)\sigma_{\text{в}}$ и из выражения для площади смятия $F_{\text{см}} = ad = P / [\sigma]_{\text{см}}$ находят a , где a — толщина проушины (для двухрезного соединения толщина средней проушины); $k' = 0,8\dots 0,85$.

4. Из условия разрыва по сечениюю $A-A$ (рис. 9.28) определяют остальные размеры, для чего

А. Задаются соотношением b/d в пределах 2...3 (при больших значениях получается малая величина k' и растет масса проушины).

Для уменьшения массы проушины желательно задаваться значением b/d ближе к двум, но $b/d < 2$ принимать нельзя (рис 9.28, в).

Б. По отношению b/d находят x :

$$x = \frac{b-d}{2}.$$

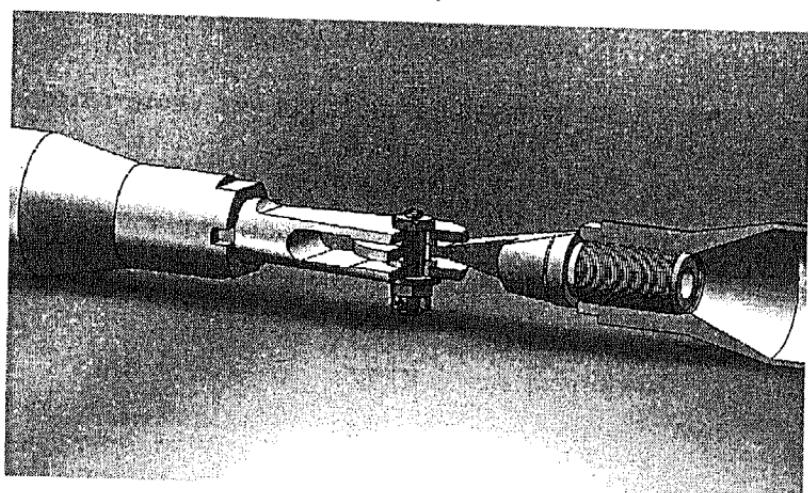
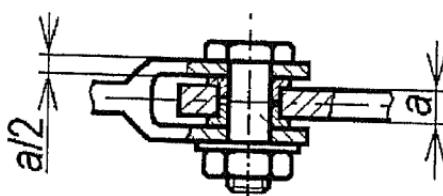


Рис. 9.29. Неподвижное соединение

В. По принятому соотношению b/d и по графикам $k' = f(b/d)$ находят значения $c = Y/X$, и тогда $Y = cX$.

Значение k' можно определить также по формуле (9.5).

Г. Проверяют значение k' на соответствие принятой величине. Если при расчете соответствия не получилось, то есть $k' \neq 0,8\dots0,85$, или при расчете по п. В оказалось, что $k' > 1$, то необходимо задаться другим значением b/d и повторить расчет.

При расчете проушины с учетом коэффициента k' проверку прочности на срез по сечениям $n-n$ и $m-m$ (рис. 9.28) можно не проводить.

Площадь сечения за проушиной определяют по выражению

$$F_1 = \frac{P}{\sigma_b} = a_1 b_1,$$

где a_1 и b_1 — высота и ширина сечения за проушиной (рис. 9.28).

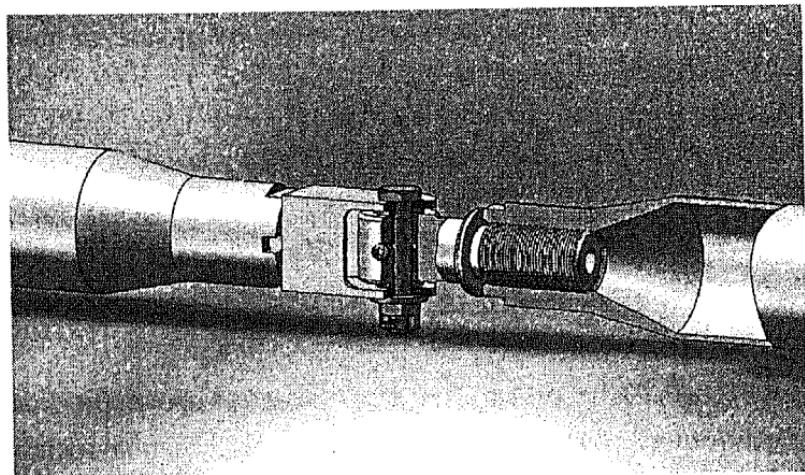
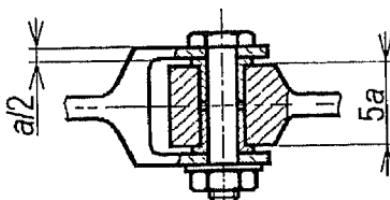


Рис. 9.30. Подвижное шарнирное соединение

Если проушина выполнена из алюминиевого сплава, то для предотвращения рисок и задиров в отверстии под стальным болтом, в нее целесообразно запрессовать стальную втулку. В этом случае при расчете на смятие за площадь смятия $F_{\text{см}}$ принимают $F_{\text{см}} = ad_{\text{вт}}$, т. е. проверяют проушину на смятие не под болтом, а под втулкой.

9.7. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

9.7.1. Особенности работы малоподвижных и подвижных соединений

Малоподвижные и подвижные соединения отличаются друг от друга не степенью подвижности (числом вращений), а тем, какие нагрузки действуют на перемещаемые элементы в момент их взаимного смещения.

ПОДВИЖНЫМ называется такое соединение, взаимное перемещение деталей которого происходит под действием максимальных расчетных нагрузок.

При этом возможно выдавливание смазки, а трение без смазочного материала приводит к сильному изнашиванию трущихся поверхностей. Для подвижных соединений с целью уменьшения давления на трущуюся поверхность снижают допустимое напряжение смятия, принимая его равным $\sigma_{\text{см}} = (0,2 \dots 0,3)\sigma_{\text{в}}$. Из-за этого увеличивается площадь поверхности смятия $F_{\text{см}} = ad$ (рис. 9.30), следовательно, значительно увеличиваются размер и масса проушины.

Если для проушин неподвижного разборного соединения $\sigma_{\text{см}} = \sigma_{\text{в}}$, то площадь смятия под болтом:

$$F_{\text{см}} = \frac{P}{\sigma_{\text{см}}} = \frac{P}{\sigma_{\text{в}}} = a_{\text{n}} d; \quad a_{\text{n}} = \frac{P}{d\sigma_{\text{в}}}.$$

При $\sigma_{\text{см}} = 0,2\sigma_{\text{в}}$ и том же диаметре d толщина проушины подвижного соединения a_{n} будет в пять раз больше, чем у неподвижного:

$$a_{\text{n}} = 5a_{\text{н}},$$

следовательно, и масса проушин подвижного соединения увеличится в пять раз.

Различие конструкции подвижного и неподвижного соединения показано на рис. 9.29 и 9.30.

Поверхность контакта можно увеличить, увеличивая диаметр болта d , тогда размер a можно несколько уменьшить. Так как из условия среза болта такой площади поперечного сечения не требуется, то его можно выполнять полым. Однако такое решение нецелесообразно, так как все равно увеличивается масса проушин. Это объясняется тем, что в выражение для определения объема проушины размер a входит в первой степени, а диаметр d , определяющий ее площадь, — в квадрате. В отдельных случаях, если конструкция не позволяет увеличить толщину проушины a , приходится увеличивать диаметр болта.

МАЛОПОДВИЖНОЕ СОЕДИНЕНИЕ характеризуется отсутствием больших нагрузок при взаимном перемещении соединяемых элементов.

Для такого соединения допустимая величина напряжений при смятии

$$\sigma_{\text{см}} = 0,65\sigma_b.$$

Подвижных и малоподвижных соединений много в опоре шасси с рычажной подвеской колеса (рис. 9. 31). Подвижными являются узлы крепления амортизатора с рычагом и стойкой 5 и 6, а также крепления рычага 7 и колеса 8. В момент их перемещения на конструкцию действует полная расчетная нагрузка от удара при посадке. Малоподвижными являются узлы подвески стойки 1, крепления подкоса к конструкции самолета 2 и 4, а также 3, 9, 10. Звенья в этих узлах перемещаются, когда самолет уже оторвался от земли и на стойку действует только ее вес и аэродинамическое сопротивление. Эти нагрузки значительно ниже расчетных нагрузок от удара при посадке.

9.7.2. Проектирование проушин подвижных соединений

Проектирование проушин подвижных и малоподвижных соединений имеет свои особенности при расчете проушин (гостированные проушины-наконечники труб в расчетах не нуждаются).

Цилиндр уборки-выпуска шасси

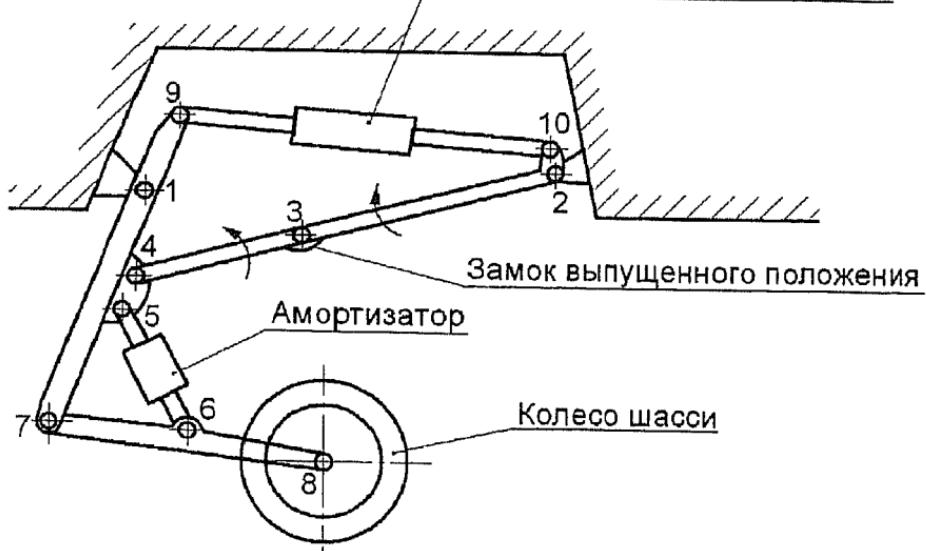


Рис. 9.31. Схема стойки шасси с рычажной подвеской колеса

Например, для уменьшения размеров и массы конструкции в этих узлах уменьшают число подвижных соединений путем фиксации болта относительно средней или крайних проушин. В конструкции на рис. 9.32 внешняя нагрузка приложена по оси соединяемых деталей. Здесь представлено неподвижное соединение, при котором болт зафиксирован относительно средней проушины. При этом

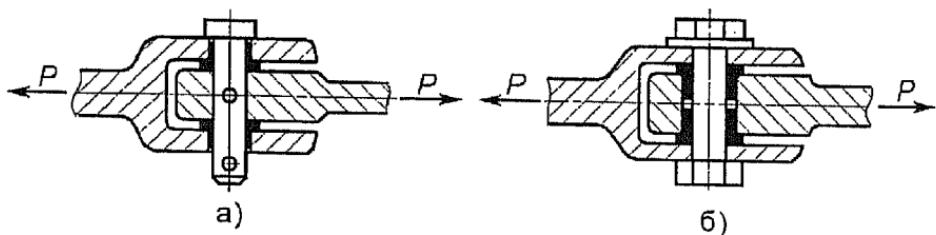


Рис. 9.32. Подвижное соединение
с втулками-подшипниками скольжения:

а — с наружными подвижными соединениями;
б — с внутренними подвижными соединениями

соединение крайних проушин с болтом (или осью) является подвижным. Размеры проушин в местах неподвижных соединений определяют по методике расчета, приведенной в разд. 9.6.

Схема исключения проворота болтов в неподвижных местах соединений и квалитеты (3-й класс) при установке сборочных размеров, определяющие допуска и качество поверхностей сопрягаемых деталей, показаны на рис. 9.33.

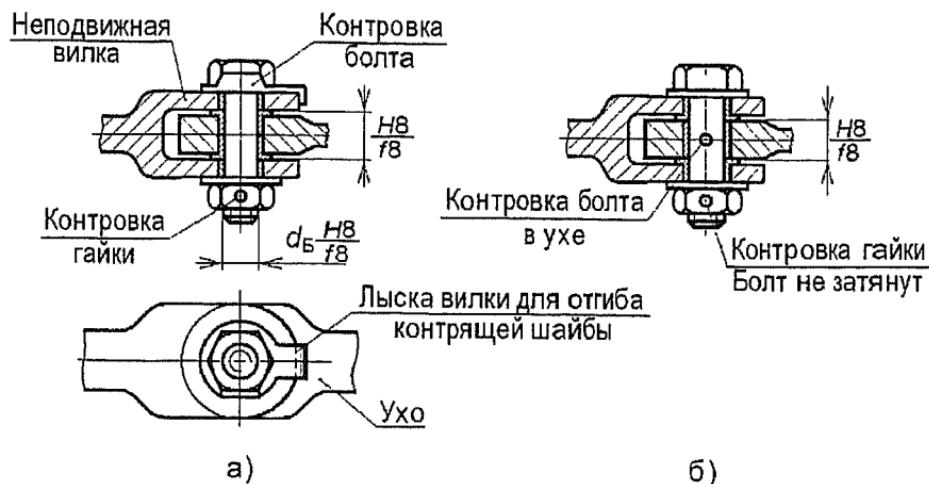


Рис. 9.33. Схема конструкции соединения:

а — подвижная поверхность в ухе; *б* — подвижная поверхность в вилке

В соединении, приведенном на рис. 9.32, *б* и на рис. 9.33, *а*, подвижным является соединение средней проушины с болтом. Тогда относительно крайних проушин болт фиксируется дополнительными средствами, например шайбой (рис. 9.33, *а*) или выступом-упором на одной из крайних проушин, в который упирается головка болта, что препятствует его провороту. В вариантах на рис. 9.32, *а* и 9.33, *б* фиксация болта осуществляется штифтом, а болт не затягиваются, для того чтобы обеспечить свободное вращение вилки относительно болта.

С точки зрения работы под нагрузкой оба соединения при заданном направлении нагрузки практически идентичны. Незначительным преимуществом обладает соединение (рис. 9.33, *б*) благодаря разнесению базы вращающихся поверхностей, что положительно

сказывается при появлении непредусмотренных боковых нагрузок — уменьшает их влияние и препятствует перекосам.

В соединениях, приведенных на рисунках 9.32 и 9.33 применяют классные болты с посадкой по 3-му классу — $f8$ или $h8$ (не ошибаться), при установке подшипника применяют «шарнирные» болты с посадкой по 2-му классу (рис. 9.22, г), тогда и внутренняя поверхность втулки выполняется $H7$.

Отверстие для оси (болта) внутри втулки выполняется по $H9$ или $H8$. Посадка втулки в проушину легкопрессовая, производится

по $\frac{H8}{P6}$.

Для устранения люфта между проушинами выступающую часть втулок надо торцевать точно под размер. Для торцевания выступающих внутрь буртиков втулок (рис. 9.33, б) требуется специальная калиброванная фреза. Для торцевания наружных выступающих буртиков втулок в ухе (рис. 9.33, а) эту операцию проводят с помощью двух фрез, поставленных на заданном расстоянии.

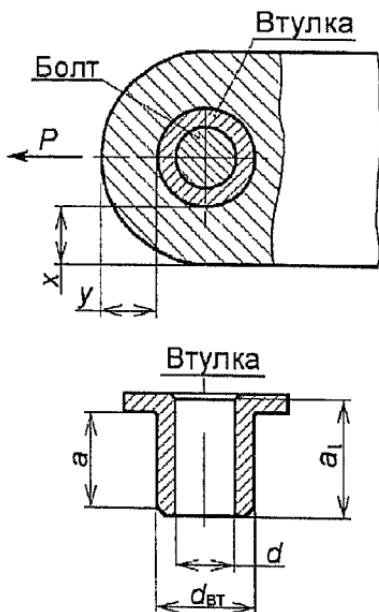


Рис. 9.34. Параметры втулки

Для уменьшения трения в подвижных соединениях в проушины запрессовывают втулки — подшипники скольжения. Такие втулки изготавливают из бронзы типа БРАЖМц (для уменьшения сил трения) или для сильно нагруженных соединений из стали 30ХГСА. При этом значение σ_b втулки должно быть меньше, чем σ_b болта, чтобы при работе на смятие в первую очередь сминалась втулка, а не болт. Если втулка изготовлена из бронзы ($\sigma_{b,BT} \approx 600$ МПа), то длина ее a из условия смятия под болтом получается больше, в результате этого увеличивается размер a проушины.

Втулка запрессовывается по внешнему диаметру $d_{\text{вт}}$ (рис. 9.34) в тело проушины, чем фиксируется от возможного проворота при вращении болта.

Все проушины в местах подвижных соединений требуют обязательной смазки. Смазочный материал вводится между болтом (осью) и втулкой-подшипником скольжения, запрессованной в проушину (рис. 9.34). Как правило, смазывание осуществляется при помощи масленок (рис. 9.35), устанавливаемых в тело проушины или в головку болта, в местах, не мешающих движению проушины.

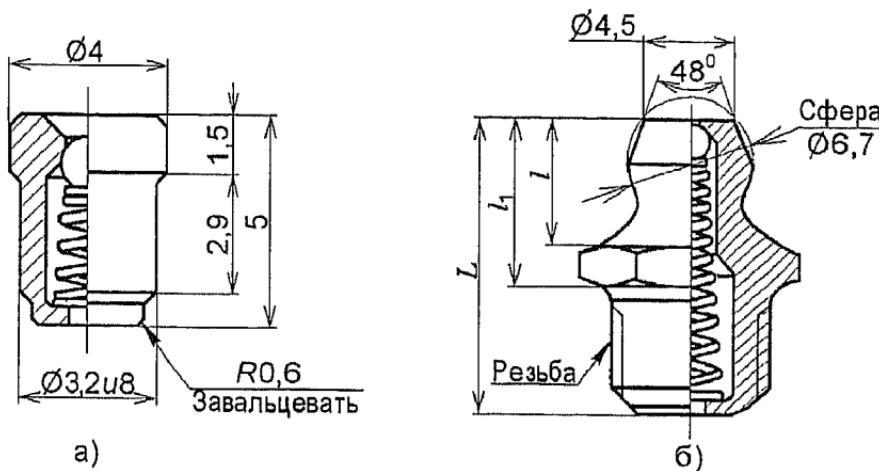


Рис. 9.35. Масленки:
а — для запрессовки; б — для ввинчивания

Для смазывания всей внутренней поверхности втулки в ней делают канавки для протока масла — кольцевые, спиральные или пересекающиеся (рис. 9.36).

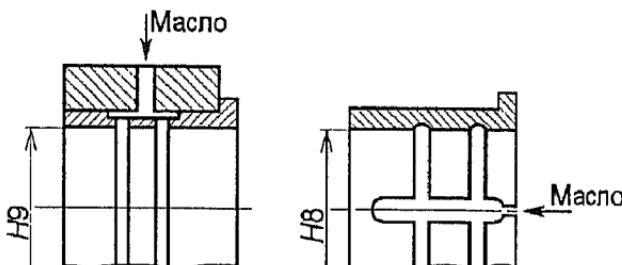


Рис. 9.36. Смазка поверхности втулки

Если масленка вворачивается в головку болта, то в его теле делаются проточки для протекания масла. Чаще в этом случае применяется специальный полый болт, на который выпускается чертеж. Ослабление болта проточками приводит к увеличению его диаметра. Все это влечет за собой увеличение размеров соединения, и следовательно, его массы. В связи с этим целесообразнее вворачивать масленку в тело проушины.

Втулки рассчитаны на определенный ресурс и подлежат замене. Параметры втулок задаются ГОСТом.

9.7.3. Алгоритм расчета проушин подвижных соединений

1. Определяют минимальную толщину уха a (см. рис. 9.29) из условия смятия.

Без втулки

$$a_{\min} = \frac{P}{d_6 [\sigma]_{\text{см.уха}}}.$$

С втулкой

$$a_{\min} = \frac{P}{d_6 [\sigma]_{\text{см.втулки}}} \quad \text{или} \quad a_{\min} = \frac{P}{D_{\text{вт}} [\sigma]_{\text{уха}}^{\text{в}}},$$

Принимаем наибольшую величину толщины уха a_{\min} .

Минимальную толщину проушин вилки a_1 или уха a выбирают в зависимости от того, где находится подвижное соединение — в вилке, или в ухе. Необходимо помнить, что для обеих проушин вилки

$$P_{\text{проуш}} = \frac{P_{\text{уха}}}{2}.$$

2. Определяют размер x проушины (рис. 9.28) из условия разрыва уха (вилки) с учетом концентрации напряжений.

Условие прочности

$$\sigma_{\text{д.ср}} = \frac{P}{2xa} = k' \sigma_{\text{в}},$$

отсюда определяют x .

3. Определяют размер уха у из условия среза проушины.

$$\sigma_{\text{д.ср}} = \frac{P}{2ya} \leq \tau_{\text{в.уха}}.$$

Часто y может быть больше x , так как $\tau_{\text{в.уха}} = (0,6...0,65)\sigma_{\text{в}}$, а $k' \approx 0,8...0,85$.

9.7.4. Установка подшипников в подвижные соединения

При проектировании подвижных соединений подшипники подбирают не по количеству вращений, а по разрушающим нагрузкам в авиационных нормах (см. приложение Б-7).

При выборе типа подшипников руководствуются следующим.

Для соединений, в которых отсутствуют перекосы, применяют однорядные радиальные подшипники. Помимо радиальной эти подшипники могут воспринимать незначительную осевую нагрузку, величина которой не должна превышать 70% разницы допустимой радиальной нагрузки и фактической. Преимуществом этих подшипников является минимальное трение. В малогабаритных узлах подшипники применяются с защитными шайбами и консистентной смазкой.

Для соединений, в которых возможен перекос (до 6...7°) внутреннего кольца относительно наружного (например, концы тяг управления, узлы подвески рулей и т. д.), применяются радиальные ориентирующиеся подшипники. Помимо радиальной, эти подшипники могут воспринимать незначительную осевую нагрузку, величина которой не должна превышать 20% разницы допустимой радиальной нагрузки и фактической.

Для соединений, работающих под большими нагрузками, применяют роликовые подшипники, обладающие большой грузоподъемностью. Они предназначены для восприятия большой радиальной и незначительной осевой нагрузок, могут быть выполнены радиально-сферическими (допускающими перекос до 5°), но обладают большим коэффициентом трения, чем шариковые.

При ограниченных размерах соединения, воспринимающего только радиальную нагрузку, используют игольчатые подшипники, которые применяются без внутреннего и наружного колец. Такие подшипники применяются при установке, например, осей ЦПГО.

Для запрессованных в корпусе шариковых и шарирных подшипников в зависимости от прочности материала корпуса применяют заделку сплошной развалицовкой по специальной проточке или кернение в 6 и 8-ми точках с проточкой и без проточки.

Параметры запрессовки подшипника показаны на рис. 9.37.

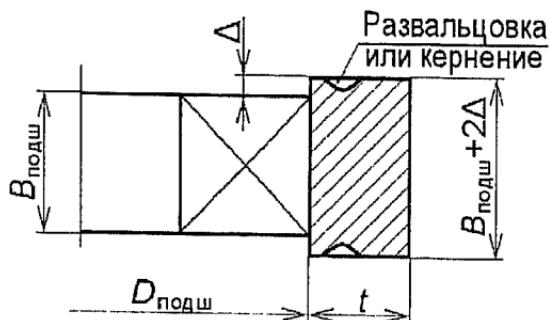


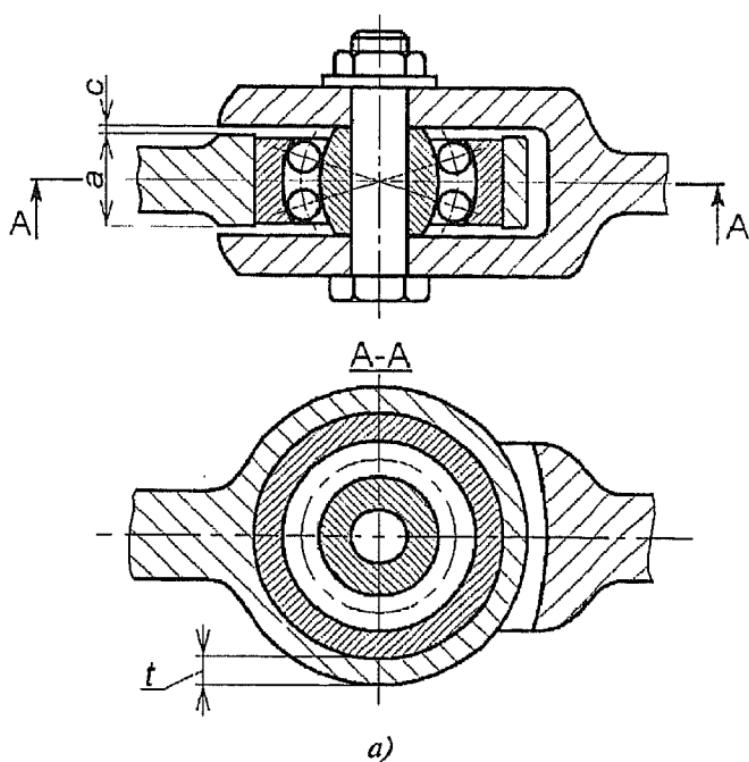
Рис. 9.37. Параметры запрессовки подшипника

Посадка подшипника на валу осуществляется по системе отверстия, а в корпусе — по системе вала. Рекомендуемые посадки для подшипников даются в нормалях (или ГОСТах в зависимости от материала корпуса и от типа подшипников). Болт из стали 30ХГСА или 14Х17Н2 (ось) под подшипник выполняют по 2-му классу. Определяющим при расчете на прочность такой проушины становится не смятие, а разрыв. Из-за установки в проушину подшипника ее размеры увеличиваются. Значительная высота подшипника приводит к увеличению толщины проушины a (рис. 9.38). В связи с этим при расчете проушины на разрыв размер перемычки t часто получается очень малым. В этом случае величину t надо выбирать из условия прочности при запрессовке подшипника или требуемой жесткости кольцевой части проушины.

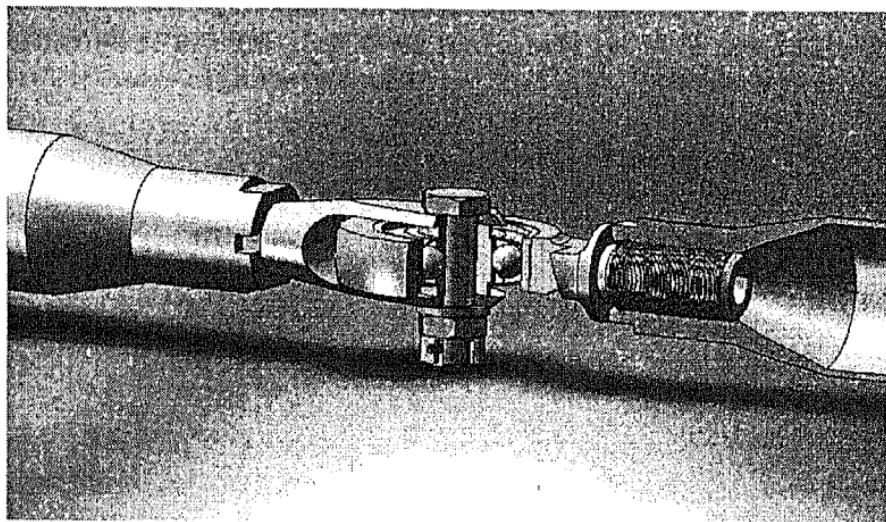
Ориентировочно, в зависимости от материала проушины, рекомендуются следующие минимальные размеры t :

для проушин из стали 30ХГСА $t = 4 \dots 6$ мм;

для проушин из алюминиевых сплавов $t = 5 \dots 10$ мм.



a)



б)

Рис. 9.38. Проушина подвижного соединения с запрессованным подшипником:
а — параметры конструкции; б — общий вид

При расчете проушины на разрыв коэффициент k' , учитывающий концентрацию напряжений, можно не вводить, так как при запрессовке подшипника в сечениях проушины возникают сжимающие напряжения, которые уменьшают напряжения от растяжения.

В шарнирных соединениях, допускающих ориентировку (перекос), подшипник устанавливается в средней проушине. Расстояние от плоскости подшипника до внешней проушины c (рис. 9.38) определяет возможный угол ориентировки.

Если подшипник, запрессованный в среднюю проушину, имеет выступающее кольцо, то втулки заторцовываются заподлицо с наружными проушинами. При отсутствии у подшипника выступающего внутреннего кольца втулки выполняются с буртами, упирающимися во внутреннее кольцо подшипника.

При проектировании средних проушин с подшипником выбор параметров соединения обычно начинают не с расчета болта, как для неподвижного соединения, а с выбора подшипника под заданную нагрузку. Если подшипник подобран правильно, то отверстие под болт или ось в его внутреннем кольце соответствует шарнирному болту, выдерживающему заданную нагрузку.

Толщина внешнего кольца подшипника определяет размер a проушины (рис. 9.38, а). При этом по ГОСТу толщина проушины t определяется как

$$a = B_{\text{подш}} + 2\Delta,$$

где $B_{\text{подш}}$ — толщина внешнего кольца подшипника; Δ — величина, задаваемая в ГОСТе.

Так, для подшипников с внешним диаметром 20...30 мм принимается $\Delta = 0,2$ мм; для подшипника диаметром 30...40 мм — $\Delta = 0,25$ мм.

Диаметр проушины определяют из расчета на разрыв с учетом ограничений, накладываемых на размер t для заделки подшипника в проушину. В боковых торцах проушины прорезаются канавки для развалылок или кернения подшипника. Размеры и расположение канавок нормированы. За счет затяжки болта и большего, чем в подшипнике, трения, соединение болта с внешними проушинами

можно считать неподвижным. Поэтому расчетным случаем для них также будет не смятие, а разрыв.

Чаще всего, при установке подшипников в стойки и тяги используют стандартные наконечники. Тогда в чертеже обозначение наконечника и соответствующее оформление конца трубы («осадку») указывают согласно ГОСТу (нормалям), см. приложение Б-6.

Общий вид подвижного соединения с подшипником качения показан на рис. 9.38, б.

9.7.5. Проектирование подвижных соединений, передающих изгибающий момент

Для подвижных соединений, передающих изгибающий момент от поперечной нагрузки (рис. 9.39, болт условно не показан), важен правильный выбор параметров проушины, относительно которой болт подвижен. В сечении $O-O$ действует сила P и изгибающий момент $M = PL$. Основной нагрузкой, действующей на проушины, будут силы N_1 и N_2 , уравновешивающие и передающие изгибающий момент. Для крайних проушин $N_1 = PL/l_1$, для средней проушины

$$N_2 = PL/l_2, \text{ где } l_2 = \frac{2}{3}a \text{ из-за неравномерностей эпюр сил.}$$

Так как $l_1 \gg l_2$, то $N_1 \ll N_2$. Отсюда следует, что подвижными целесообразнее делать внешние проушины, так как они менее нагружены. Для уменьшения сил желательно увеличивать расстояние l_1 . При этом также разгружается болт, так как дей-

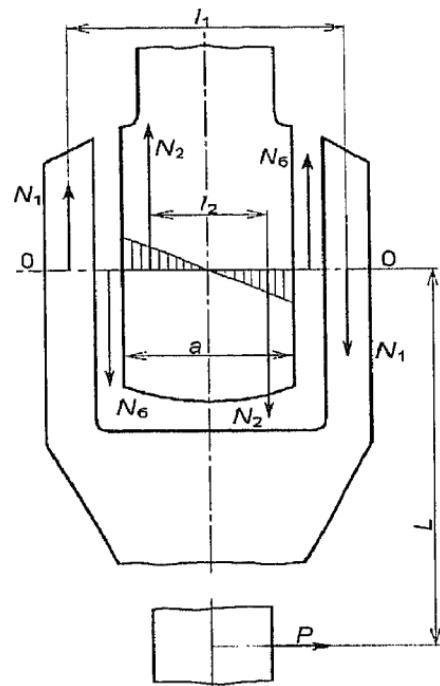


Рис. 9.39. Подвижное соединение, работающее на изгиб

ствующее на него срезающее усилие $N_6 = \frac{PL}{a_2}$. Если по конструктивным соображениям возможно увеличение размера a_2 между крайними проушинами, то соединение делают в виде, представленном на рис. 9.40.

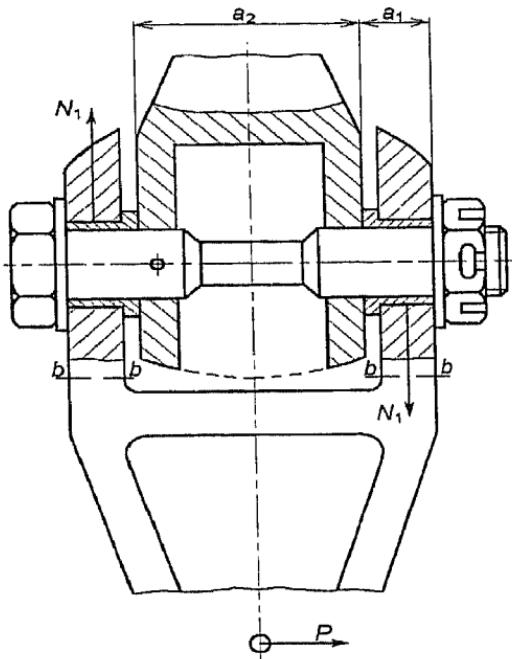


Рис. 9.40. Конструкция подвижного соединения, работающего на изгиб

В соединении, изображенном на рис. 9.40, применять отдельные болты не следует, поскольку проушины начинают работать изолированно и нагружаются неравномерно. Общий болт выравнивает нагрузку между проушинами. Кроме того, болт нужен для равномерного восприятия проушина перерезывающей силы P в сечении $b-b$. При отсутствии общего болта сечение одной проушины надо рассчитывать на полную силу P . Затяжка болта включает в работу вторую проушину, а перерезывающую силу, действующую на проушину, с некоторым запасом можно принять равной $0,6P$.

Параметры сечения $b-b$ рассчитывают из условия одновременного действия растягивающей силы N_1 и срезающей силы $0,6P$. Определяют $\sigma = N_1 / F_{b-b}$ и $\tau = 0,6P / F_{b-b}$, где F_{b-b} — площадь сечения.

Условие прочности сечения:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{\text{в}}$$

9.7.6. Шомпольные соединения

Шомпольное соединение представляет собой многоушковое, расположенное по всей длине стыка малоподвижное соединение. Проушины в этом соединении обычно называются петлями. Связующим звеном вместо болта является шомпол диаметром d (рис. 9.41).

Шомпольное соединение применяют в конструкции открывающихся люков прямолинейной формы. При этом три стороны крышки люка крепятся замками или винтами, а на четвертой устанавливается шомпольное соединение, позволяющее при освобождении замков (винтов) поворачивать крышку люка относительно оси шомполя. Ось шомполя должна быть прямолинейна, чтобы не было закусывания или заклинивания при повороте.

Шомпольные соединения нормализованы [18].

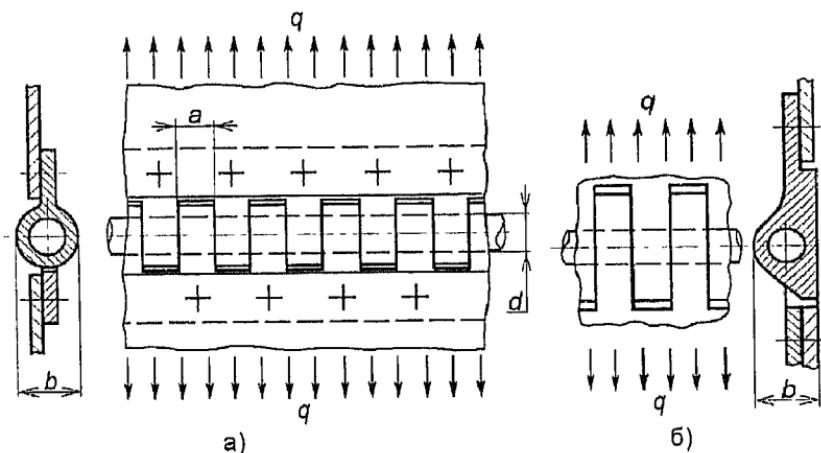


Рис. 9.41. Шомпольное соединение:
а — с круглой петлей; б — с плоской петлей

Рассмотрим действие на шомпольное соединение распределенных усилий q , перпендикулярных оси шомпола. Обозначив ширину петли a , находим силу, воспринимаемую одной петлей:

$$P_{\text{п}} = 2qa.$$

Можно задаться диаметром шомполя или определить его из условия среза, тогда

$$P_{\text{п}} = 2qa = \frac{2\pi d^2}{4} \tau_{\text{в}},$$

$$d = \sqrt{\frac{4qa}{\pi\tau_{\text{в}}}}.$$

Запишем условие смятия петли под шомполом:

$$P_{\text{п}} = 2qa = ad\sigma_{\text{см}}.$$

Определим параметры петли при работе ее на разрыв:

$$d_{\min} = \frac{2q}{\sigma_{\text{см}}},$$

где b — толщина петли; $P_{\text{п}} = 2qa = (b-d)a\sigma_{\text{в}}$, $b-d = \frac{2q}{\sigma_{\text{в}}}$.

Значение a получим из выражений:

$$\frac{2q}{\sigma_{\text{см}}} = \sqrt{\frac{4qa}{\pi\tau_{\text{в}}}}; \quad \frac{(2q)^2}{\sigma_{\text{см}}^2} = \frac{4qa}{\pi\tau_{\text{в}}}; \quad a = \frac{\pi q \tau_{\text{в}}}{\sigma_{\text{см}}^2}.$$

Петлю можно выполнять круглой (рис. 9.41, а) и плоской (рис. 9.41, б). Плоская петля дает более плавный переход от шомпольного соединения к обшивке.

9.8. ГЕРМЕТИЗАЦИЯ ЗАКЛЕПОЧНЫХ И БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ

9.8.1. Способы герметизации соединений

В зависимости от места расположения соединений различают три основных способа герметизации (рис. 9.42): внутрьшовный, поверхностный и комбинированный.

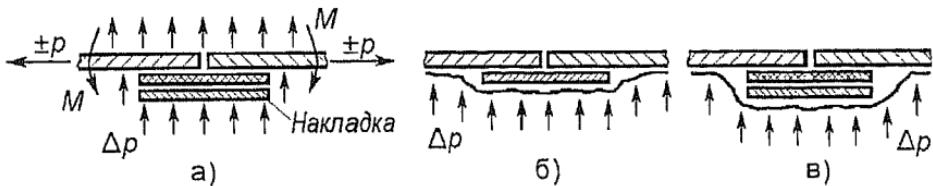


Рис. 9.42. Основные способы герметизации:
а — внутришовный; б — поверхностный; в — комбинированный

Внутришовный способ

Этот способ (рис. 9.42, а) применяется при герметизации соединений при переменном действии перепада давления и нагрузки то с одной, то с другой стороны. В этом случае герметизация осуществляется прокладыванием между соединяемыми деталями упругих лент, пленок, прокладок или нанесением пастообразных герметиков.

Поверхностный способ (внутренний или наружный)

Герметизация поверхностным способом (рис. 9.42, б) осуществляется после сборки узлов и агрегатов. В конструкциях из монолитных панелей необходимо покрывать герметиком только зоны швов. При этом герметизация осуществляется нанесением на поверхность жидких и пастообразных герметизирующих материалов. При высыхании и полимеризации они образуют герметичное покрытие (пленку). Желательно наносить герметик со стороны повышенного давления, избегая нагрузения герметика на отрыв и воздействия внешних атмосферных факторов.

В настоящее время повысилась точность сборки и плотность прилегания деталей друг к другу. Возможность появления зазоров и их величина значительно уменьшились и появилась возможность нанесения герметика только на наружную поверхность соединения.

Комбинированный способ герметизации

Данный способ (рис. 9.42, в) заключает в себе сочетание поверхностного и внутришовного способов и в большинстве случаев обеспечивает наибольшую надежность герметизации соединения.

Для успешного применения тех или иных способов герметизации конструктору необходимо знание физических (объемная плотность, вязкость) и технологических (способы нанесения, время полимеризации, толщины пленок, лент и жгутов) свойств применяемых герметизирующих материалов.

Чаще всего герметизация для работы в диапазоне температур до 200 °С производится при помощи жидкого герметика типа У-30М, УТ-30М и герметика в виде ленты или жгута У-20М [20,22], свойства которых приведены в справочниках ВИАМ и ГОСТах.

9.8.2. Конструкция герметичных соединений

В конструкциях самолетов применяются различные виды соединений: заклепочные, болтовые, сварные, клеевые, kleesварные и kleeklepанные. Выбор того или иного вида соединения диктуется конструктивными и технологическими особенностями, в том числе требованиями герметичности шва.

Источниками утечек в заклепочных и болтовых соединениях являются зазоры в отверстиях, щели в соединенных элементах истыковые швы. Наибольшее внимание следует уделять оформлению контакта элементов пакета между собой и контакту по потайным головкам заклепок.

Примеры выполнение герметизации заклепочных и болтовых соединений показаны на рис. 9.43. Применение жидкого герметика показано на рис. 9.43, а, б; внутришовной ленточной герметизации — на рис. 9.43, в; комбинированной герметизации пристыковке к панели силового элемента — на рис. 9.43, г.

Пример герметизации стыкового фланцевого соединения показан на рис. 9.44.

Практикой эксплуатации установлены следующие параметры заклепочных соединений, обеспечивающие наилучшую герметичность: ширина поверхностного контакта (например, полки профиля) 30...35 мм, шаг заклепок в ряду 15...20 мм, расстояние между рядами 10...12 мм, расстояния от кромки профиля 10...12 мм. Обычно применяют двухрядные (редко трехрядные) швы и прессовую клепку, которые обеспечивают более плотное соединение. В случаях применения внутришовной прокладки ее толщину выбирают не более 0,3 мм.

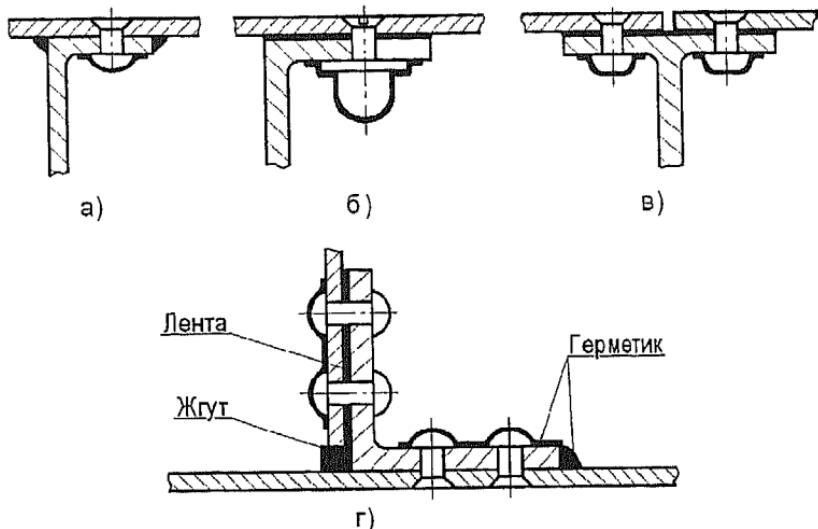


Рис. 9.43. Примеры герметизации заклепочных и болтовых соединений:
 а — герметизация заклепок жидким герметиком; б — герметизация
 болтов жидким герметиком; в — внутришовная ленточная герметизация;
 г — комбинированная герметизация

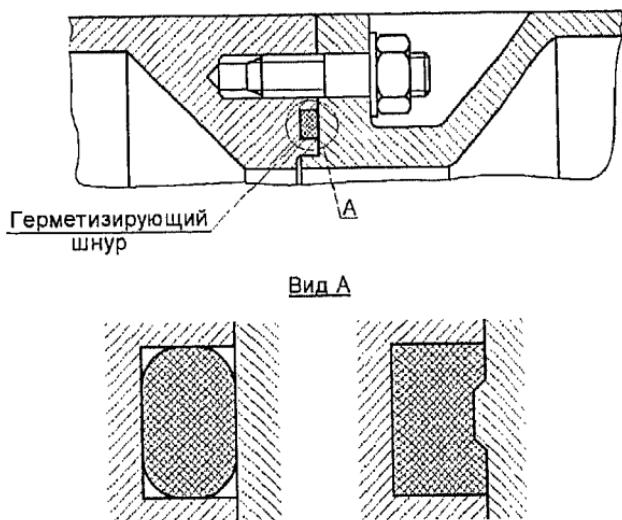


Рис. 9.44. Герметизация фланцевого соединения шнуром

Болтовые и заклепочные соединения имеют очень много общего с точки зрения герметизации. Плотность контакта отдельных

элементов — головки, стержня, шайбы и гайки — является определяющим параметром.

Степень герметичности в цилиндрической зоне крепежного элемента зависит от посадки болта в отверстие или натяга при постановке заклепки. Уменьшение зазора и герметизация достигается с помощью уплотнительной пленки связующего материала (клей, грунта, краски и т. п.).

Для предотвращения утечки через резьбу, головки болтов и осаживаемую часть стержня заклепок желательно располагать с внутренней стороны конструкции, находящейся под давлением, если это не отражается на гладкости поверхности или не нарушает обтекания.

Для герметизации фланцевых стыковых болтовых соединений используют дополнительно прокладки в виде шнура, устанавливаемые в проточки пакетов, в специальные гнезда и канавки (рис. 9.44).

Эффективность герметизации болтовых соединений с помощью всякого рода прокладок достаточно высока, но при условии, что уплотнительная прокладка, имеющая всегда несколько большую высоту, чем выбираемый технический зазор, выдержит давление при затяжке болта и не вызовет перекоса в соединении.

Наконец, достаточно распространенным является способ герметизации болтовых соединений при помощи герметичных анкерных гаек. При этом необходимо всегда помнить, что, во-первых, корпус таких гаек сами нуждаются в герметизации, во-вторых, установка их увеличивает общую трудоемкость выполнения соединения на 15...20 %, и, в-третьих, что масса соединения возрастает на 5...10 %.

По каждому герметичному соединению обычно выпускается чертеж герметизации с указанием марки герметика, его расположения в швах и толщины слоя. Иногда это указывается непосредственно на сборочном чертеже.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КРОНШТЕЙНОВ НАВЕСКИ РУЛЕЙ И ЭЛЕРОНОВ

Кронштейны навески органов управления являются ответственными элементами конструкции агрегатов самолетов, поскольку в некоторых случаях разрушение даже одного из них может привести к аварии или даже к катастрофе самолета.

Управляющие поверхности самолета: рули, элероны, закрылки, а также люки шасси, грузовых отсеков, полы пассажирских салонов, приборы соединяются с неподвижными частями самолета при помощи узлов навески, основными элементами которых являются кронштейны.

Форма кронштейнов зависит от того, к каким силовым элементам конструкции они крепятся, а также от удобства их установки в сложных, закрытых местах конструкции.

10.1. ПЛОСКИЕ КРОНШТЕЙНЫ

На плоской продольной стенке нервюры (или между стенками двух нервюр) могут быть установлены плоские кронштейны — детали узлов подвески, например, оборудования (рис. 10.1). Такие кронштейны воспринимают только нагрузку, действующую в их плоскости, работая на растяжение, срез и изгиб. Их изготавливают штамповкой из материалов АК4, АК6. Стенки этих кронштейнов (регулярная зона), как правило, имеют постоянную толщину δ и крепятся к стенкам нервюр односрезными или двухсрезными соединениями. В зоне крепления к нервюре крепежные элементы нагружаются и рассчитываются с учетом дополнительных нагрузок от внекентренного нагружения (методика расчета приведена в гл. 9).

Точки приложения (например, точка C) нагрузки P_i к кронштейну обычно требуют усиления, так как догружаются дополнительными силами, кроме $P_i = P/n$ (где n — число крепежных элементов), составляющей силы от кручения $P_{kp\ i}$ кронштейна вокруг ц.ж. соединения.

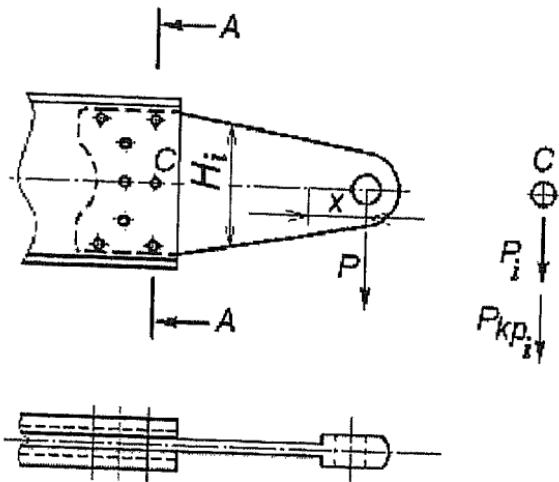


Рис. 10.1. Схема нагружения и общий вид кронштейна

Размеры сечения кронштейна выбирают из условия совместного действия изгибающего момента и перерезывающей силы, при этом условие прочности:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_i^2 + 4\tau_i^2} \leq \sigma_b,$$

где $\sigma_i = \frac{PxH_i}{2J_i}$ — напряжение от действия изгибающего момента в сечении x_i ; H_i — высота сечения, расположенного на координате

x_i ; Px_i — изгибающий момент в сечении; $\tau_i = \frac{P}{H_i\delta}$ — касательные напряжения в сечении; J_i — момент инерции сечения кронштейна.

В зоне крепления к стенке опасным будет сечение $A-A$ (рис. 10.1), которое воспринимает полную нагрузку и ослаблено отверстиями под заклепки. После сечения $A-A$ нагрузка на кронштейн от изгибающего момента уменьшается.

Следует стремиться, чтобы плечо от центра жесткости заклепок до действующей силы и толщина кронштейна, зависящая от характеристик смятия, были бы минимальными.

Заклепки на оси кронштейна ставить нецелесообразно, так эти заклепки будут стоять близко от ц.ж. и поэтому воспринимают слишком малую долю момента. Для лучшего восприятия изгибающего момента (при минимальной массе) желательно по возможности увеличивать высоту кронштейна H_i и, соответственно, плечо расположения заклепок (болтов) от ц.ж. их сечений. На оси кронштейна в ц.ж. или в точке C можно поставить заклепки при большой высоте кронштейна, выполненного из листового материала, чтобы не было коробления между крайними заклепками.

10.2. КРОНШТЕЙНЫ – СИЛОВЫЕ РАМЫ

Такие кронштейны выполняются в виде плоской, симметричной или несимметричной защитой стенки, рамы (рис. 10.2), или в виде трехзвенной фермы (рис. 10.3, где 1, 2, и 3 – звенья фермы).

Сечением регулярной зоны конструкции таких кронштейнов чаще всего является двутавр (см. рис. 7.1). Кронштейны устанавливают на двухпоясных балках, например, силовых нервюрах для подвески рулей или элеронов.

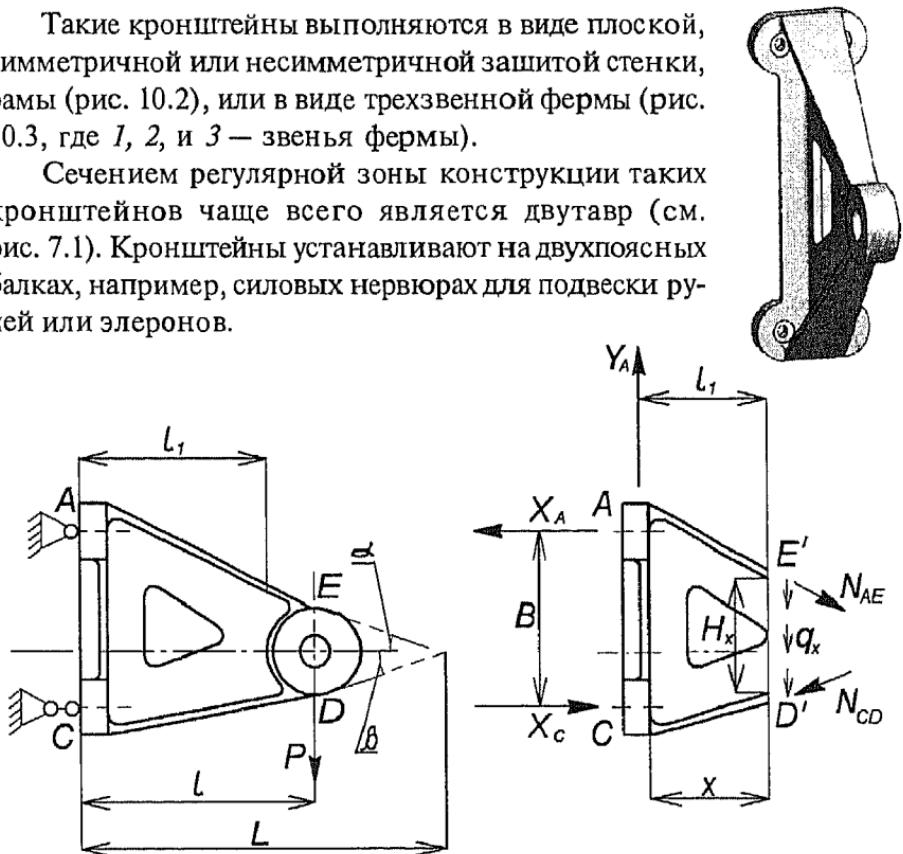


Рис. 10.2. Вид и расчетная схема рамного кронштейна

10.3. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КРОНШТЕЙНА

10.3.1. Расчет нагрузок на элементы ферменного и рамного кронштейнов

В общем случае задача определения реакций в местах крепления кронштейна является статически неопределенной (рис. 10.3). Как правило, база крепления кронштейна *B* ограничена расстоянием между поясами нервюры, на которые он должен передать нагрузку

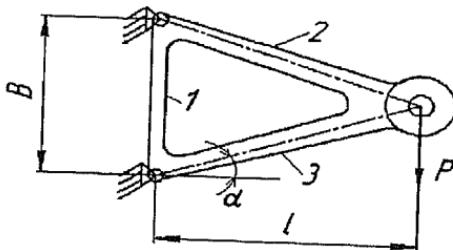


Рис. 10.3. Расчетная схема ферменного кронштейна

от изгибающего момента. Расстояние до осей проушин или болтов подошвы кронштейна *l* также задано положением оси вращения отклоняемой поверхности (для ферменного кронштейна ось проходит в точке пересечения осей жесткости поясов кронштейна, рис. 10.3).

Представим кронштейн в виде рамы *AEC*, закрепленной на двух опорах (нижняя для упрощения расчетов реакций в заделке условно закреплена на плавающем шарнире), которыми являются болты крепления подошвы кронштейна (расчетная схема представлена на рис. 10.2).

Определим реакцию опор в точках *A* и *C*:

$$X_A = X_C = \frac{Pl}{B}; \quad Y_A = P.$$

Рассмотрим равновесие элемента длиной *x* (рис. 10.2, б). Сумма моментов относительно точки *D'* будет равна 0:

$$\Sigma M_{D'} = X_A(B - x \operatorname{tg} \beta) + X_C x \operatorname{tg} \beta - Y_A x - N_{AE} H_x \cos \alpha = 0,$$

где α и β — углы наклона поясов рамы.

Отсюда

$$N_{AE} = \frac{Pl}{H_x \cos \alpha} - \frac{P_x}{H_x \cos \alpha} = \frac{P(l-x)}{\cos \alpha [B - x(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)]},$$

аналогично

$$N_{CD} = \frac{Pl}{H_x \cos \beta} - \frac{Px}{H_x \cos \beta} = \frac{P(l-x)}{\cos \beta [B - x(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)]}.$$

Рассмотрим равновесие элемента относительно оси oy :

$$q_x H_x + N_{AE} \sin \alpha + N_{CD} \sin \beta - Y_A = 0,$$

откуда

$$q_x = \frac{P}{H_x} \left[1 - \frac{x}{H_x} (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta) - \frac{l}{H_x} (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta) \right] = \frac{P}{H_x^2} [B - l(\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \beta)].$$

Так как $H_x + x(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta) = B$, а при $x = 0$ $H_x = B$, то

$$q_{x=0} = \frac{P}{B^2} [B - l(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)],$$

тогда $q_x = q_{x=0} \left(\frac{B}{H_x} \right)^2$.

При $x = l_1$

$$q_{x=l_1} = q_{\max} = \frac{P[B - l_1(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)]}{B - l_1(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)^2} = \frac{P}{B - l_1(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)}.$$

При $x = l$

$$N_{AE(x=l)} = N_{CD(x=l)} = 0.$$

Определим усилие в стойке AC , рассматривая равновесие узлов A и C относительно оси oy :

$$N_{AC(y=y_A)} = Y_A - N_{AE(x=0)} \sin \alpha = P \left(1 - \frac{l}{B} \operatorname{tg} \alpha \right);$$

$$N_{AC(y=y_C)} = N_{CD(x=0)} \sin \beta = \frac{Pl}{B} \operatorname{tg} \beta.$$

Определим потребные площади сечений элементов:

$$F_{AE} = \frac{N_{AE}}{\sigma_B} = \frac{P(l-x)}{\cos\alpha[B-x(\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta)]\sigma_B};$$

$$F_{CD} = \frac{P(l-x)}{\cos\beta[B-x(\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta)]\sigma_B},$$

тогда при $x = 0$ (верх)

$$F_{AE(x=0)} = \frac{Pl}{\sigma_B B \cos\alpha};$$

$$F_{AC} = \frac{N_{AC\max}}{\sigma_B} = \frac{N_{AC(y=y_A)}}{\sigma_B} = \frac{P\left(1 - \frac{l}{B}\operatorname{tg}\alpha\right)}{\sigma_B},$$

а при $x = 0$ (низ)

$$F_{CD(x=0)} = \frac{Pl}{\sigma_B B \cos\beta};$$

$$\delta = \frac{q_{x\max}}{\tau_B} = \frac{P}{\tau_B [B - l_1(\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta)]} = \frac{P}{\tau_B H_{x=l_1}}.$$

При проектировании кронштейна на предварительном этапе его рассматривают как двухпоясную плоскую балку. При этом принимают, что изгибающий момент полностью воспринимается поясами, а перерезывающая сила — стенкой.

Если оси центров жесткости поясов 2 и 3 пересекаются в одной точке (в центре подшипника, рис. 10.3), то

$$N_{AE} = \frac{P}{\cos\alpha(\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta)} = \text{const};$$

$$F_{AE} = \text{const};$$

$$N_{CD} = \frac{P}{\cos \beta (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)} = \text{const};$$

$$F_{CD} = \text{const};$$

$$N_{AC} = N_{CD} \sin \beta;$$

$$B = L(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)$$

и сечение поясов остается постоянным по всей длине кронштейна:

$$\frac{Pl}{B\sigma_b \cos \alpha} = \frac{P}{2\sigma_b \sin \alpha},$$

где $\alpha = \beta$ — угол наклона поясов рамы (рис. 10.2).

Для более точного расчета сечений поясов надо учитывать усилия, действующие вдоль оси пояса (рис. 10.3): $N'_{xi} = \frac{N_{xi}}{\cos \alpha_i}$. Тогда при

расчете стенки кронштейна приходится учитывать ее разгрузку вертикальными составляющими $N_{yi} = N_{xi} \operatorname{tg} \alpha_i$. Полная сила, сдвигающая стенку, определяется из выражения

$$Q_i = P - 2N_{xi} \operatorname{tg} \alpha_i = P - 2N'_{xi} \sin \alpha_i.$$

При $\alpha = \beta = \alpha_0$

$$Q_0 = P - \frac{2P}{2 \operatorname{tg} \alpha_0} \operatorname{tg} \alpha_0 = 0,$$

нагрузка на стенку отсутствует и $\delta_{cr} = 0$, то есть стенки не требуется, так как имеем ферменный кронштейн (рис. 10.3), пояса которого работают на растяжение-сжатие.

10.3.2. Расчет поясов и стенки регулярной зоны кронштейна

1. Определение площади и толщины поясов кронштейна (рис. 10.2). Проводим касательную к внешнему диаметру подшип-

ника, определяющую наружную границу поясов и углы α и β и определяем площадь поясов кронштейна при $x = D/2$ и $x = l$ (регулярная зона):

$$F_i = \frac{P_{x_i}}{B_i \sigma_B \sin \alpha(\beta)},$$

а также теоретическую минимальную толщину пояса $\delta_{n\min} = \frac{F_{x=0,5D}}{a_{x=0,5D}}$. Отсюда задаются фактической толщиной пояса δ_n , проверяя ее на возможность местной потери устойчивости (или выдерживая соотношение $a_n/2\delta_n \leq 8...10$).

Ширину пояса в сечении $x = l$ в первом приближении $a_{x=l}$ можно определить как

$$a_{n(x=l)} = \frac{F_{x=l}}{\delta_{n(x=l)}},$$

при этом в сечении $x = l$ ширина пояса должна быть больше размера a_n в сечении $x = D/2$.

2. Определение толщины стенки δ_{ct} . Минимальную толщину стенки $\delta_{ct\min} = \frac{P}{H_{ct}\tau_B}$, как правило, определяют в сечении $x = D/2$,

где высота стенки и площадь наименьшие, $H_{ct} = D$. Из соображений технологичности стенку выполняют одинаковой толщины, лишний материал удаляют с помощью выреза, при этом остающаяся высота сечения стенки должна быть не менее 1,3 высоты стенки в сечении $x = D/2$. В случае окантовки выреза ребром жесткости суммарную высоту сечения стенки в месте выреза можно принять равной высоте в сечении $x = D/2$.

Для исключения возможности разрушения от потери устойчивости (ПУ) теоретические значения критических напряжений в стенке должны быть $\tau_{kp} \geq \tau_B$.

Далее определим порядок действий конструктора при проектировании нерегулярных зон кронштейна в местах установки подшипника и крепления к силовой нервюре (подошва).

10.3.3. Определение параметров нерегулярной зоны кронштейна в месте установки подшипника

Исходные данные

P — нагрузка, приложенная в точке крепления оси вращения управляемой поверхности;

l — расстояние от точки приложения силы P до плоскости крепления кронштейна на продольном силовом элементе КСС;

B_{\max} — максимально возможная высота кронштейна в плоскости крепления кронштейна.

Порядок расчета

1. Принимаем: материал кронштейна — АК4 (или для малонагруженных литых кронштейнов — АЛ9).

2. По заданной силе по каталогу подбирают подшипник (радиально ориентирующийся, сферический с выступающим внутренним кольцом и защитными шайбами).

Толщину проушины a определяют как

$$a = a_n + 2\Delta,$$

где a_n — ширина внешней обоймы подшипника; Δ — расстояние от края проушины до внешней обоймы подшипника по нормали (см. гл. 9). Диаметр болта определяется внутренним диаметром подшипника.

3. Определяют размеры проушины (расчет приведен в гл. 9).

4. Задают конфигурацию кронштейна в зоне установки подшипника.

10.3.4. Расчет параметров в зоне подошвы кронштейна

Порядок расчета

1. Определяют диаметр болтов крепления кронштейна из условия работы на растяжение и срез. Размеры основания (подошвы) кронштейна, на которой располагаются болты (m и m_1 , рис. 10.4, б), желательно брать минимальными для уменьшения влияния местного

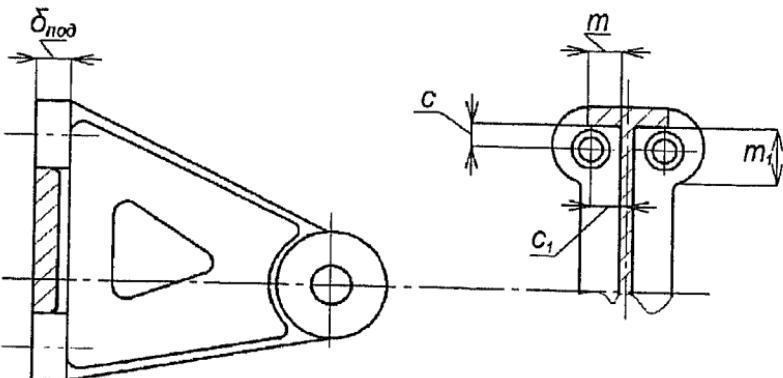


Рис. 10.4. Параметры подошвы кронштейна:
а — заштрихованный участок удаляется;

б — расположение болтов крепления кронштейна

изгиба подошвы кронштейна под каждым болтом, но не менее расстояния c_1 от оси болта до стенки или поясов кронштейна, которое определяется из условия возможности подхода гаечным ключом и поворота гайки минимум на 60° .

Если для передачи перерезывающей силы P достаточно двух крепящихся к поясам нервюры болтов, то целесообразно убрать среднюю часть основания (заштрихованная область на рис. 10.4, а). Это уменьшит общую массу кронштейна.

Растягивающие усилия*, приходящиеся на все верхние болты (см. рис. 10.2), определяют из выражения

$$P_6 = \frac{Pl}{n_{\text{верх}} H_6},$$

где $n_{\text{верх}}$ — число верхних болтов; H_6 — расстояние между верхними и нижними болтами.

Усилие среза, воспринимаемое одним болтом, как верхним, так и нижним:

* На кронштейн, кроме силы $P = P_Y$, действует еще и сила P_x . Тогда в болтах и в каждом сечении кронштейна добавляется напряжение растяжения, равное $P_{xi}/F_{\text{сеч.} xi}$. Обычно оно невелико, и в предварительных расчетах его не учитывают.

$$P_{6, \text{ср}} = \frac{P_y}{n},$$

где n — полное число болтов.

По ГОСТу выбирают диаметр болта, а затем проверяют прочность по условию:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_b,$$

$$\text{где } \sigma_p = \frac{P_6}{F_6}, \quad \tau = \frac{P_{6, \text{ср}}}{F_6}.$$

2. Рассчитывают толщину основания (подошвы) кронштейна.

Основание кронштейна работает на смятие под болтом от силы $P_y = P/n$ и на местный (стесненный) изгиб подошвы от силы P_6 (рис. 10.4).

Из условия смятия толщина подошвы

$$\delta_{\text{под}} = \frac{P_{6, \text{ср max}}}{d_6 \sigma_{\text{см}}},$$

где $P_{6, \text{ср}}$ — наибольшее срезающее усилие, действующее на болт; d_6 — диаметр болта; $\sigma_{\text{см}} = 1,3 \sigma_b$ — допустимое напряжение смятия подошвы.

Из условия изгиба подошвы ее расчет проводят, задавая толщину подошвы $\delta_{\text{под}}$ (рис. 10.4, а), и проверяют условие прочности:

$$\sigma = \frac{P_6 c}{W} = \frac{6P_6 c}{m \delta_{\text{под}}^2} \leq \sigma_b,$$

где $W = J/y$ — момент сопротивления сечения подошвы.

Если $c_1 > c$ (рис 10.4, б), то

$$\sigma = \frac{P_6 c_1}{W} = \frac{6P_6 c_1}{m_1 \delta_{\text{под}}^2} \leq \sigma_b.$$

При наличии литейных или штамповочных уклонов подошвы необходима механическая обработка или цекование поверхности под

установку головки болта или шайбы гайки (см. гл. 6). Тогда при расчете за толщину подошвы принимают минимальную толщину подошвы с учетом глубины цековки.

В разд. 2.7 и в гл. 11 настоящего учебника рассмотрены примеры расчета на ЭВМ и оптимизации параметров регулярной зоны кронштейнов.

10.4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КРОНШТЕЙНОВ, ДОПУСКАЮЩИХ КОМПЕНСАЦИЮ РАЗМЕРОВ МЕЖДУ СОСЕДНИМИ КРОНШТЕЙНАМИ

В процессе установки кронштейнов навески рулей или элеронов на агрегат иногда трудно обеспечить параллельность (соосность) осей кронштейнов, рис. 10.5. Несоосность осей может привести к заклиниванию рулевых поверхностей. Кроме того, наличие деформаций поверхностей рулей (прогиба) при нагружении может вызывать появление силы в поперечном направлении к кронштейну, что нежелательно.

Простейшим решением, позволяющим при любых условиях обеспечить отсутствие несоосности или поперечных нагрузок на кронштейны, является применение кронштейнов с промежуточной серьгой (рис. 10.6). Тогда в узлах навески появляется лишняя связь серьги с кронштейном, позволяющая установить продольную ось проушины серьги точно в необходимом месте (неподвижная серьга, рис. 10.6, б), а также обеспечить отсутствие поперечной нагрузки (подвижная серьга, рис. 10.6, а).

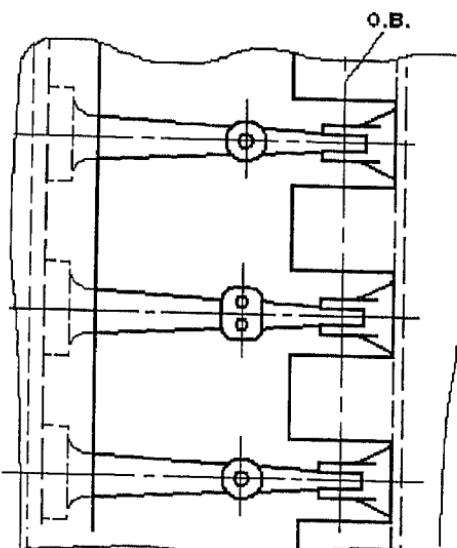


Рис. 10.5. Расположение узлов подвески рулевых поверхностей большого размаха

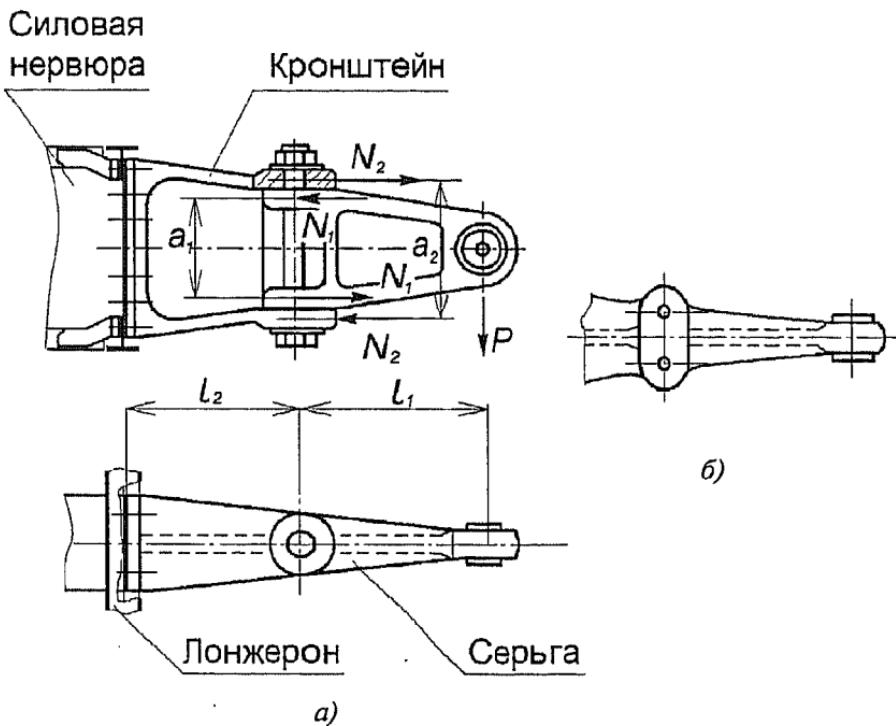


Рис. 10.6. Кронштейн подвески рулевой поверхности:
а — подвижная серьга; б — неподвижная серьга

При этом один из кронштейнов должен быть жестко закреплен на размахе руля, являясь жесткой базой для обеспечения невозможности смещения руля в горизонтальном направлении (рис. 10.5).

В серьгу кронштейнов должен быть установлен ориентирующийся подшипник, допускающий перекос в несколько градусов и позволяющий рулю свободно вращаться при наличии деформации плоскости руля.

Проушины крепления серьги с основным кронштейном работают на разрыв и смятие от сил $N_1 = Pl_1/a_1$, проушины кронштейна — от сил $N_2 = Pl_1/a_2$, где a_1 и a_2 — расстояния между точками приложения сил N_1 и N_2 в сечениях проушин серьги и кронштейна.

Болт (по 3-му классу точности) крепления серьги работает на срез от сил $N_6 = Pl/a_6$, где a_6 — расстояние между плоскостями установки серьги в кронштейн.

Сечения поясов и стенок серьги и кронштейна определяют по методике, изложенной в предыдущих разделах настоящей главы.

На рис. 10.7 показан вариант конструкции кронштейна, изображенный в системе 3D.

Конкретный пример конструирования подобного кронштейна приведен в приложении А. Лабораторно-практическая работа №5.

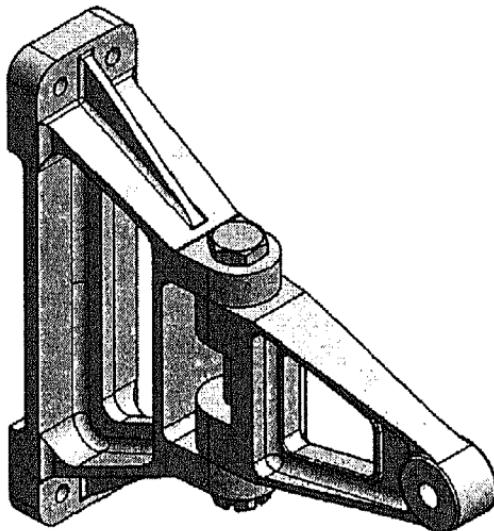


Рис. 10.7. Общий вид кронштейна

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛЕЙ ПО КРИТЕРИЮ МИНИМУМА МАССЫ

11.1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

ОПТИМИЗАЦИЯ (*от латинского слова optitum — наилучшее*) — процесс нахождения экстремума (максимума или минимума) функции или выбора наилучшего (оптимального) варианта из множества возможных (БСЭ, том 18, с. 450).

ОПТИМАЛЬНАЯ КОНСТРУКЦИЯ — конструкция, имеющая наилучшее функционирование по одному или нескольким критериям оптимальности или целевой функции (например, по минимуму массы, надежности, стоимости и другим).

Теоретически процесс поиска наилучшей конструкции — это поиск оптимума целевой функции типа [33]:

$$K = \Phi(z) \rightarrow \text{opt} \quad z \in U,$$

где $z = \{z_1, z_2, \dots, z_i, \dots, z_n\}$ — вектор конструктивных параметров; K — параметр эффективности конструкции; U — ограничения, или в виде:

$$z' = \text{Arg} \max F(z) \quad z \in M(W, Z),$$

где Z — множество допустимых конструктивных решений; $F(z)$ — общий критерий эффективности; z' — «агрегированный» вектор конструктивных параметров; $W(z) = \{\Pi(z), H(z), \dots, C(z)\}$ и $W(z)$ — общий, а $\Pi(z_1), H(z_2), C(z_n)$ — частные критерии эффективности (прочность, надежность, стоимость и др.); $M(W, X)$ — множество рациональных вариантов конструкции из Z по векторному критерию $W(z)$ (так называемый «метод Парето»*).

* Вильфредо Парето — итальянский математик-экономист 19-го века.

Суть «метода Парето» в том, что решение должно быть компромиссным, а эффективность системы увеличивается, если

— улучшаются значения одного или нескольких параметров, а значения остальных не изменяется,

— изменение одного параметра обеспечивает выполнение всех требований, хотя и за счет ухудшения общей оптимальности.

При этом большое значение имеет иерархия критериев, устанавливаемая экспертурно. Подробно теоретические методы оптимизации авиационных конструкций изложены в книге [22]. Там же отмечено, что «авиационные конструкции, создаваемые в недавнем прошлом обычным практическим методом без участия компьютерных технологий (просто опытным путем проектирования), близки к оптимальным», поскольку желание конструктора иметь минимальную массу конструкции — всегда необходимое условие для создания летательного аппарата. Значение массы конструкции при этом отличалось от уточненных при использовании современных методов оптимизации всего на 5–10%. Этот факт объясняется тем, что проектные решения, получаемые в результате сложных исследований с использованием ЭВМ, очень часто обладают лишь незначительными преимуществами или не имеют их вообще по сравнению с решениями, полученными инженерами, не искушенными в математике, но хорошо знающими технологию проектирования [43].

Однако, если для одних, более простых типов самолетов это отличие не имеет решающего значения, то для других типов может оказаться решающим, например, для достижения превосходства в воздушном бою или в условиях жесткой конкуренции на рынке продаж.

Покажем на простом примере, что теоретическая оптимизация при проектировании, например, сварной стойки, работающей на сжатие (рис. 11.1), не всегда возможна и целесообразна.

Исходными данными для проектирования являются: длина подкоса по центрам проушин L ; значение растягивающей P_1 и сжимающей P_2 сил, действующих на подкос; характеристики материала, из которого изготовлен подкос; модуль упругости E ; временное сопротивление σ_b ; коэффициент сварного шва k_{cb} (расположение сварных швов определяет конструктор вместе с технологом, они будут показаны на рис. 11.15).

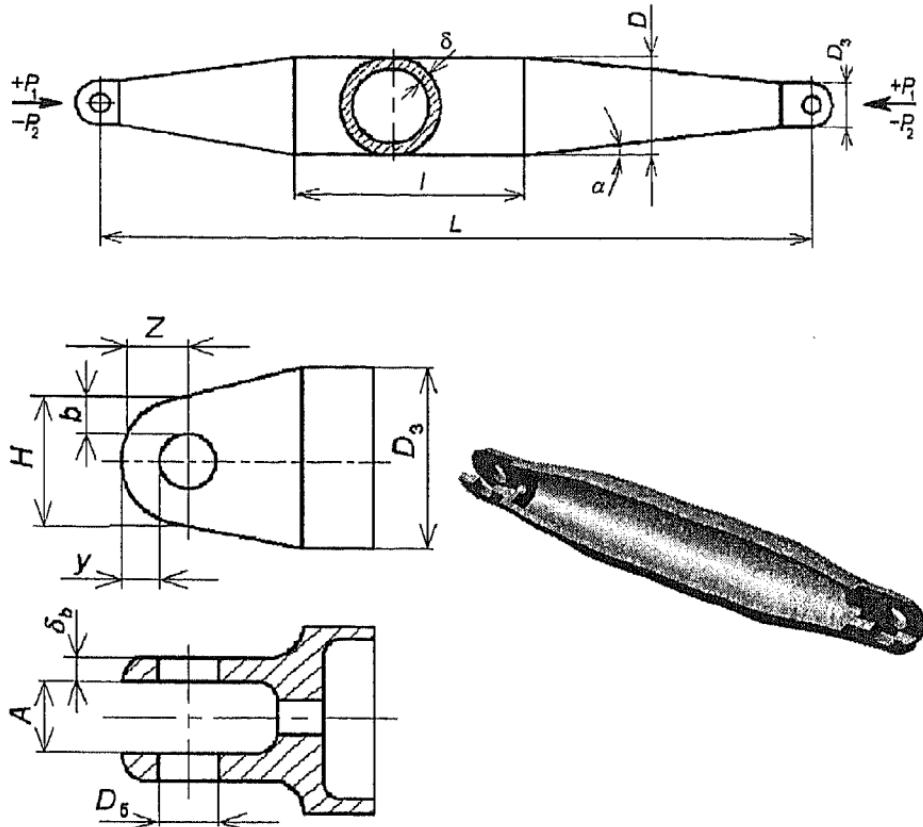


Рис. 11.1. Оптимизируемые параметры конструкции стойки

Вектор оптимизации z включает в себя следующие параметры:

- толщину трубы δ ;
- максимальный диаметр трубы D ;
- длину цилиндрической части трубы l ;
- диаметр законцовки D_3 ;
- угол конусности α ;
- диаметр болта D_6 ;
- ширину ответной проушины A ;
- толщину проушин вилки δ_b ;
- параметры проушин вилки B и y .

Все остальные параметры законцовки стержня-подкоса зависят от перечисленных выше и вытекают из условий технологии изготовления.

Таким образом, для описания конструкции стержня-подкоса необходимо определить 9 параметров. Их значения однозначно определяют массу подкоса M_{Π} .

В качестве ограничений рассматривают выполнение следующих условий по прочности и устойчивости элементов подкоса, то есть сохранение

- прочности подкоса в зоне сварных швов;
- общей устойчивости подкоса на длине L ;
- местной устойчивости трубы подкоса;
- прочности на смятие проушин;
- прочности на разрыв проушин;
- прочности на срез проушин.

Для минимизации массы подкоса по девяти вышеуказанным параметрам необходимо подключение блоков оптимизации, использующих методы случайного поиска или другие методы нахождения минимума. Практически каждый из девяти параметров принимает только дискретные значения, определяемые параметрами обрабатывающего инструмента, имеющимся сортаментом заготовок и другими технологическими и конструктивными особенностями. Например, D и δ определяются имеющимся сортаментом труб, угол α — набором штампов для изготовления полуконусов, D_6 — имеющимся сортаментом болтов и т. д.

Даже если каждый параметр принимает всего 5 значений, то возможное число вариантов подкосов составляет 5^9 . Понятно, что решение такой задачи сложно даже для мощной ЭВМ.

Поэтому задача оптимизации силового элемента (детали) на практике сводится к оптимизации и поиску РАЦИОНАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ, в основном, регулярной части силового элемента, масса которой составляет основную долю массы детали.

Задачу оптимизации конструкции с учетом нерегулярных зон в месте заделок решают тогда, когда доля массы конструкции стыковых элементов соизмерима с массой регулярной зоны детали, например в случае проектирования конструкций из композиционных материалов.

РАЦИОНАЛЬНАЯ КОНСТРУКЦИЯ (*от лат. rationalis — разумный*) — конструкция, имеющая возможно более близкое приближение к оптимальной с учетом налагаемых ограничений (конструкторских, технологических, экономических и других).

Поскольку оптимальную конструкцию с теоретическими параметрами изготовить не удается, то таковой часто считают конструкцию минимальной массы с учетом налагаемых ограничений (т.е. *рациональную*).

В следующем разделе для упрощения изложения рассматриваются возможные варианты оптимизации уже описанных в предыдущих главах примеров проектирования кронштейна подвески органов управления и силовых стоек, работающих на осевое продольное сжатие.

В качестве ограничений на первом этапе оптимизации примем:

- оптимизируются только параметры регулярной зоны конструкции без увеличения массы конструкции детали за счет допусков, уклонов, радиусов закруглений;
- материал конструкции известен (в сравнительных примерах этой главы — алюминиевые сплавы);
- учитывается только максимальная статическая нагрузка.

11.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ КРОНШТЕЙНА

Общий вид типовой конструкции кронштейна показан на рис. 11.2.

11.2.1. Расчет кронштейна методом прямого расчета

Исходные данные для определения
рациональных параметров
кронштейна

Расчетная схема кронштейна и вид сечений регулярной части кронштейна показан на рис. 11.3.

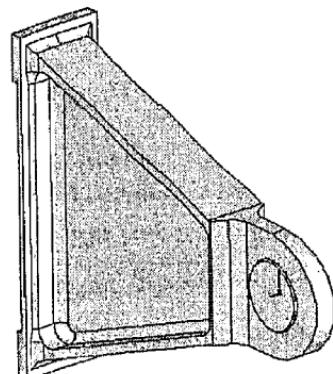


Рис. 11.2. Типовая конструкция кронштейна

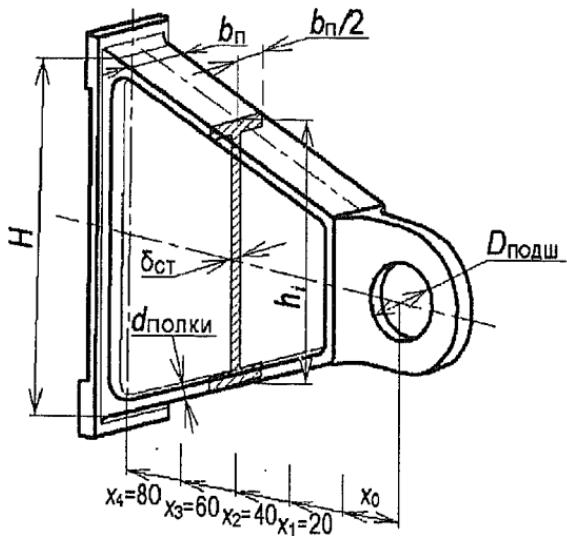


Рис. 11.3. Расчетная схема кронштейна

Исходная геометрия кронштейна: максимальная высота кронштейна $H = 100$ мм, минимальная ширина пояса $b_{\text{п}} = 20$ мм (определенна шириной внешнего кольца подшипника), высота кронштейна в месте установки подшипника $h = 40$ мм (размер проушины для установки подшипника).

Материал кронштейна — Д16Т ($\sigma_{\text{в}} = 400$ МПа, $\sigma_{0,2} = 330$ МПа, $E = 72000$ МПа).

Нагрузка — $P_y = 2 \cdot 10^6$ Н, $P_x = 0,5 \cdot 10^6$ Н.

Принятые ограничения и упрощения

Перерезывающая сила воспринимается только стенкой, а изгибающий момент — только поясами.

При расчете определяем минимально возможную толщину стенки $\delta_{\text{ст}} = f(x_i)$ и площадь поясов $F = f(x_i)$ в сечениях по длине регулярной зоны кронштейна методом прямого расчета для сечений $x_1, x_2 \dots x_p, \dots x_n$.

Используем методику определения действующих и разрушающих (допустимых) напряжений, изложенную в гл. 10.

Определение толщины стенки кронштейна

Результаты расчета по сечениям стенки $x_1, x_2 \dots x_p \dots x_n$ сведены в табл. 11.1.

Таблица 11.1
Результаты расчета стенки кронштейна

| x_i , мм | h_i , мм | δ_i , мм | τ_d МПа | τ_{kp} МПа |
|------------|------------|-----------------|--------------|-----------------|
| $x_0 = 0$ | 40 | 2,7 | 240 | $> \tau_b$ |
| $x_1 = 20$ | 55 | 1,96 | 240 | $> \tau_b$ |
| $x_2 = 40$ | 70 | 1,99 | 187 | 188 |
| $x_3 = 60$ | 85 | 2,12 | 144 | 145 |
| $x_4 = 80$ | 100 | 2,24 | 116 | 117 |

Масса *оптимальной* стенки кронштейна в регулярной зоне:

$$M_{ct\ .opt} = 33,3 \text{ г.}$$

Масса *рациональной* технологичной конструкции стенки при $\delta_{ct} = \text{const} = 2,7 \text{ мм}$:

$$M_{ct\ .rac} \approx 40,8 \text{ г.}$$

Утяжеление стенки

$$M_{ct\ .rac} / M_{ct\ .opt} = 40,8/33,3 = 1,22 \text{ или } 22\%.$$

Определение площади поясов

При расчете принимаем:

— ширина пояса $b_n = b_0 = 20 \text{ мм}$ — постоянна по длине кронштейна;

— из условия отсутствия местной потери устойчивости поясов

отношение $\frac{b_n}{2\delta_n} \leq 10$.

Результаты расчета площади поясов по сечениям x_i приведены в табл. 11.2.

Результаты расчета поясов кронштейна

| x_i , мм | h_i , мм | b_{π} , мм | δ_{π} , мм | δ_{π} , МПа |
|------------|------------|----------------|---------------------|----------------------|
| $x_0 = 0$ | 40 | 20 | 1,58 | 400 |
| $x_1 = 20$ | 55 | 20 | 2,14 | 400 |
| $x_2 = 40$ | 70 | 20 | 2,47 | 400 |
| $x_3 = 60$ | 85 | 20 | 2,67 | 400 |
| $x_4 = 80$ | 100 | 20 | 2,82 | 400 |

Масса оптимальных поясов по длине регулярной зоны кронштейна: $M_{\pi \text{опт}} = 20,5$ г.

Масса рациональной технологичной конструкции поясов с постоянной толщиной $\delta_{\pi} = 3$ мм и постоянной шириной $\delta_{\pi} = 20$ мм:

$$M_{\pi \text{рац}} = 25,9 \text{ г.}$$

Утяжеление поясов

$$M_{\pi \text{рац}} / M_{\pi \text{опт}} = 25,9 / 20,5 = 1,26 \text{ или } 26\%.$$

Оптимальная масса конструкции кронштейна в регулярной зоне: $33,3 + 20,5 = 53,8$ г, с учетом массы радиусов закруглений, входящих в расчет кронштейна на ЭВМ (10 г), $M_{\text{кр опт}} = 63,8$ г.

Рациональная масса кронштейна при технологичной конструкции поясов ($\delta_{\pi} = 3$ мм = const) и стенки ($\delta_{\text{ст}} = 2,7$ мм = const) равна $40,8 + 25,9 = 66,7$ г, с учетом радиусов закруглений

$$M_{\text{кр.рац}} = 76,7 \text{ г.}$$

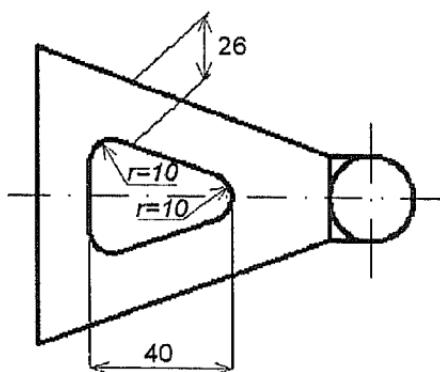


Рис. 11.4. Схема стенки кронштейна с отверстием облегчения

Утяжеление рациональной конструкции регулярной зоны кронштейна по сравнению с оптимальной:

$$M_{\text{кр.рац}} / M_{\text{кр.опт}} = 76,7 / 63,8 = 1,2 \text{ или } 20\%.$$

Стенка кронштейна с отверстием облегчения, обеспечивающее прочность стенки при сдвиге, показана на рис. 11.4. Это облегчение массы кронштейна можно учесть в расчетах дополнительно.

11.2.2. Оптимизация конструкции кронштейна с использованием ЭВМ

Для определения оптимальной (рациональной) конструкции кронштейна могут быть использованы различные программные комплексы. За начальную точку расчета для работы модуля оптимизации можно принять полученный при приближенных расчетах базовый вариант.

Последовательность операций, выполняемых при работе с модулем оптимизации.

1. *Задают*

- базовый вариант, имя оптимизации и его настроек;
- целевую функцию оптимизации (например, минимальную массу);
- независимые переменные проектирования и диапазоны их изменения (b , h , δ и др.);
- ограничения (максимально допустимые напряжения, перемещения и т.д.).

2. *Рассчитывают параметры конструкции.*

3. *Анализируют результаты расчета.*

Исходные данные для расчета

1. Расчетная схема кронштейна приведена на рис. 11.3.
2. Базовый вариант регулярной части кронштейна для расчета по компьютерной программе: $b_{\text{п}} = 20 \text{ мм}$, $\delta_{\text{п}} = \delta_{\text{ст}} = 3 \text{ мм}$, материал кронштейна Д16Т, критерий оптимизации — минимальная масса.
3. Допустимые напряжения (с учетом расчетных нагрузок) — $\sigma_{\text{в}} = 400 \text{ МПа}$, $\sigma_{0,2} = 330 \text{ МПа}$.

В качестве варьируемых параметров при оптимизации примем:

- ширину пояса у подошвы — $b_{\text{п}}$;
- ширину пояса около уха — $b_{\text{п}y}$;
- толщину пояса верхнего — $\delta_{\text{п}v}$;
- толщину пояса нижнего — $\delta_{\text{п}n}$.

Расчеты проводим для значений толщин стенок кронштейна $\delta_{\text{ст}} = 2,0$ и $3,0$ мм.

Диапазоны изменения ширины пояса $b_{\text{п}} = 10 \dots 30$ мм, толщины пояса $\delta_{\text{п}} = 2,0 \dots 4,5$ мм.

Число циклов оптимизации — 20.

За допускаемые напряжения (ограничение) принимают величины напряжений, рассчитанные по формуле:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + \sigma_y^2 + \sigma_x^2 + 6\tau_{xy}^2}.$$

Результаты определения оптимальных параметров кронштейна

Сравнение масс кронштейна при расчете по проектировочным формулам и при оптимизации с использованием программ на ЭВМ приведено в табл. 11.3.

Таблица 11.3
Сравнение масс кронштейна

| Варианты | | Методики расчета | | | | | | |
|----------|---|------------------------|-----------------------------|------------------------------|-------------|------------------------|-----------------------------|------------------------------|
| | | Приближенная | | | | ЭВМ | | |
| | | $b_{\text{п}}$, мм | $\delta_{\text{п}}$, мм | $\delta_{\text{ст}}$, мм | Масса, г | $b_{\text{п}}$, мм | $\delta_{\text{п}}$, мм | $\delta_{\text{ст}}$, мм |
| 1 | Базовый | 20 | 3 | 3 | 80,12 | 20 | 3 | 3 |
| 2 | Рациональный: $b_{\text{п}}, \delta_{\text{п}}, \delta_{\text{ст}} - \text{const}$ | 20 | 3 | 2,7 | 76,7 | | | |
| 3 | Оптимальный: $b_{\text{п}}, \delta_{\text{п}}, \delta_{\text{ст}} - \text{var}$ | 20 | 1,58 -2,82 | 1,99 -2,7 | 63,8 | 10— 16,5 | 2,2— 3,36 | 2 |
| | | | | | | | | 56,82 |

Вариант 1 (базовый), пример распределения напряжений при расчете на ЭВМ показан на рис. 11.5.

Вариант 3 (оптимальный), пример распределения напряжений показан на рис. 11.6.

Один из вариантов необходимого числа итераций для определения установившихся величин варьируемых параметров показан на рис. 11.7.

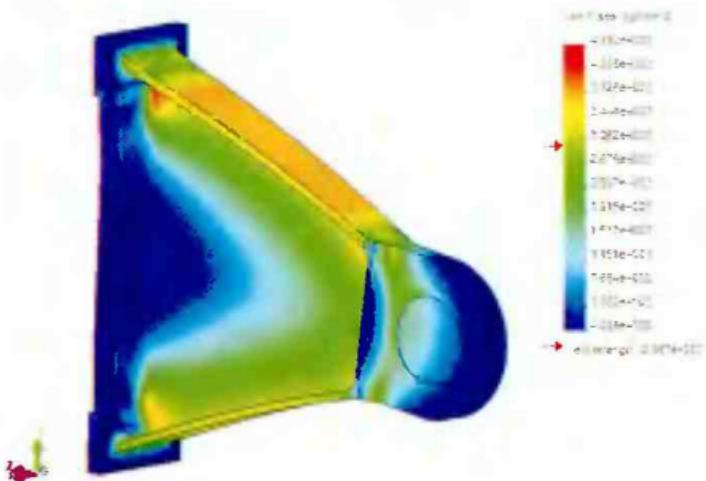


Рис. 11.5. Базовый вариант, распределение напряжений

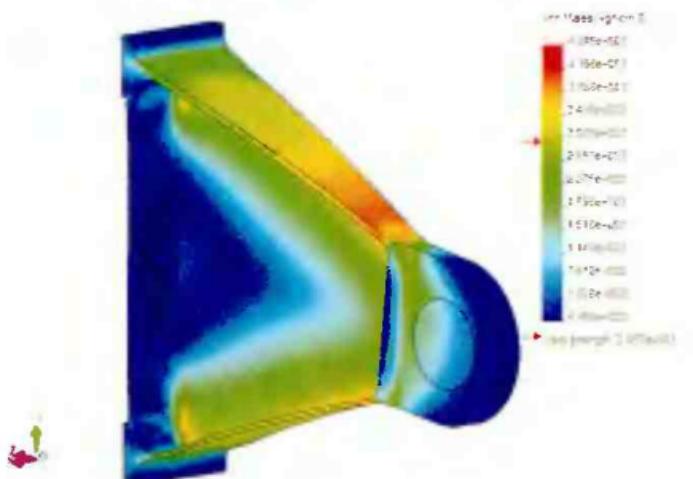


Рис. 11.6. Оптимальный вариант, распределение напряжений

Изменение варьируемых параметров

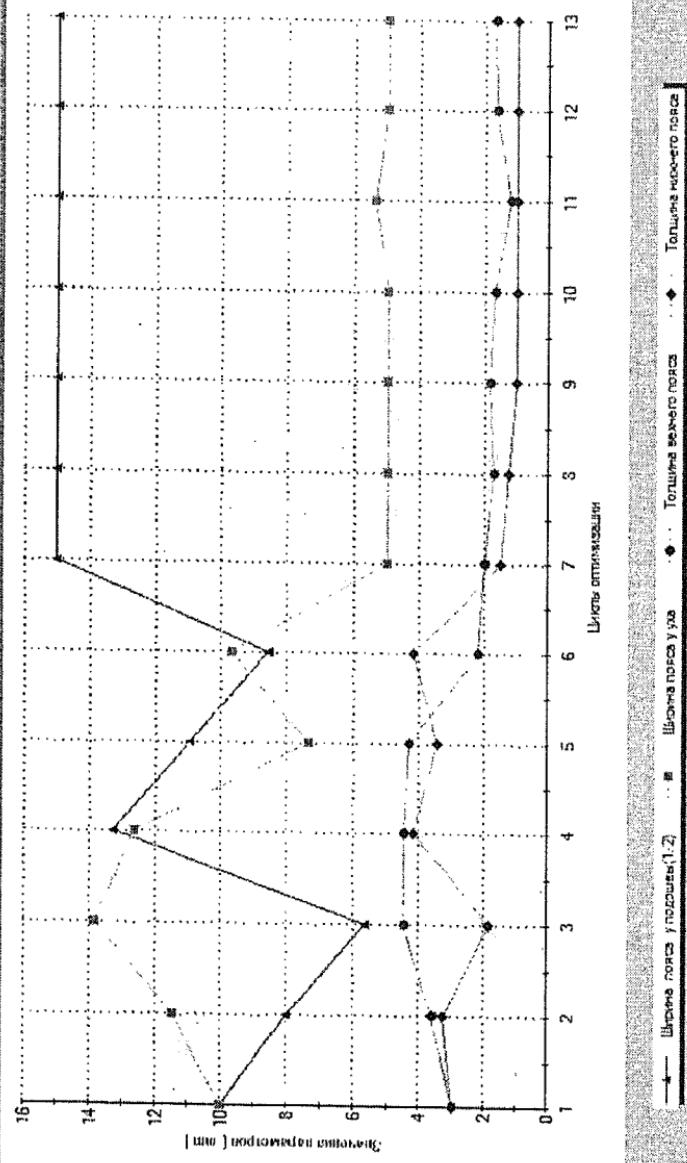


Рис. 11.7. Число итераций при оптимизации кронштейна

Из таблицы следует:

— оптимальная конструкция может быть легче технологически рациональной в $M_{\text{кр.рац}} / M_{\text{кр.отп}} = 76,7 / 56,82 = 1,35$ раз, то есть на 20...35%, однако изготовление оптимальной конструкции с переменными толщинами поясов и стенок сопряжено со значительными технологическими сложностями и не всегда может быть целесообразным;

— использование ЭВМ при оптимизации кронштейна дает разницу по сравнению с «приближенным» расчетом не более 13,5%.

Из изложенного в гл. 2, 3, 10 и настоящем разделе можно сделать вывод:

При проектировании деталей простой формы достаточным является проведение расчетов параметров кронштейна с использованием приближенных методик, а для деталей сложной конфигурации и оптимизации параметров — обязательно проведение поверочных расчетов прочности и оптимизации с использованием ЭВМ.

11.3. ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ СИЛОВОЙ СТОЙКИ

11.3.1. Общие положения

Для достижения минимальной массы регулярной зоны конструкции стойки (рис. 11.8), нагруженной сжимающей силой, необходимо, чтобы площадь ее сечения была как можно меньше при обеспечении прочности. Условия достижения минимальной массы:

1. Действующие напряжения были равны допустимым*.
2. Допустимые (критические) напряжения для тонкостенной конструкции должны быть одинаковыми для общей и местной по-

* Некоторые авторы [12] условие равенства напряжений для получения оптимальной конструкции не считают обязательными. Это абсолютно верно при решении многокритериальных задач.

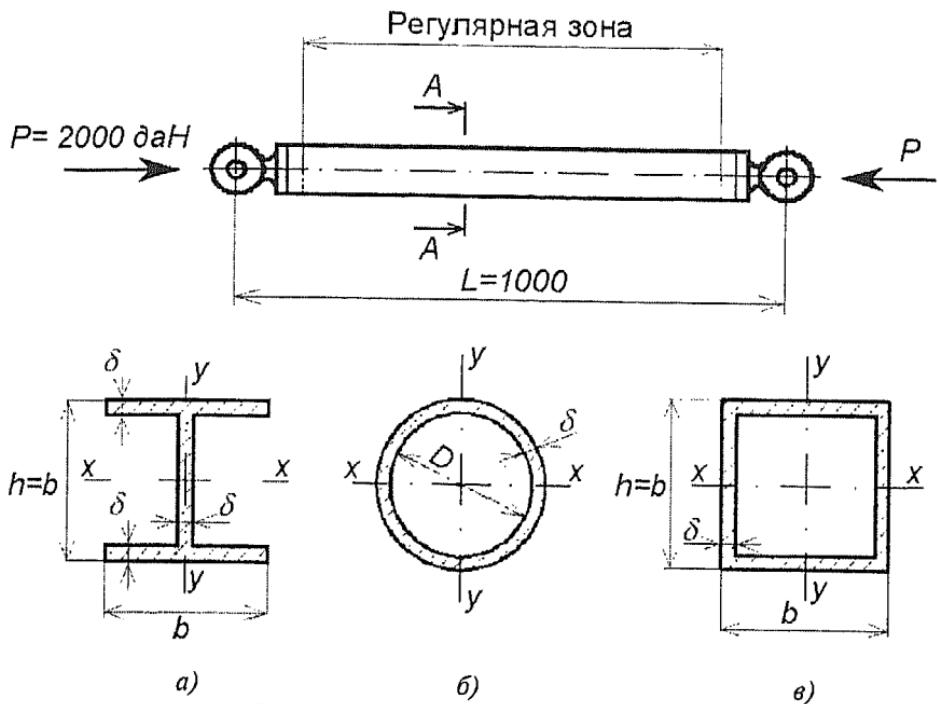


Рис. 11.8. Схема силовой стойки:

a — двутавровое сечение; *b* — трубчатое; *c* — квадратное

тери устойчивости, то есть, чтобы не было возможности преимущественного разрушения только по одной из форм.

3. Допустимые и действующие напряжения должны быть близки к максимально возможным значениям для тонкостенной конструкции, то есть к $\sigma_{0,2}$ даже к σ_b . Однако это возможно лишь при варировании длины стойки, что не всегда целесообразно по требованиям компоновки агрегата.

11.3.2. Порядок расчета оптимальных параметров стойки

1. Уравнение равенства общих и местных критических напряжений:

$$\sigma_{kp}^{\text{общ}} = \sigma_{kp}^{\text{мест}} \quad (11.1)$$

приравниваем к значениям действующих напряжений σ_d :

$$\sigma_{kp}^{\text{общ}} = \sigma_{kp}^{\text{мест}} = \sigma_d, \quad (11.2)$$

где

- действующие напряжения $\sigma_d = \frac{P}{F}$;
- общие критические напряжения $\sigma_{kp}^{\text{общ}} = \frac{c\pi^2 EI}{L^2 F}$;
- местные критические напряжения для плоских элементов сечений

$$\sigma_{kp}^{\text{мест}} = \frac{kE}{\left(\frac{b}{\delta}\right)^2};$$

- местные критические напряжения для тонкостенной трубы

$$\sigma_{kp}^{\text{мест}} = \frac{0,6E}{\frac{D}{\delta}}.$$

2. Решаем систему уравнений (11.1) и (11.2).

Теоретическое решение этой системы уравнений дает точный конкретный результат определения минимума массы оптимальной стойки и соответствующих ей геометрических параметров сечений.

Проще эту систему уравнений решать, произвольно задаваясь

параметрами $\frac{D}{\delta}$ (или $\frac{b}{\delta}$) и строя графические зависимости напряжений от относительных параметров сечений (рис. 11.9). Точка пересечения кривых действующих и критических (допускаемых) напряжений соответствует значению их оптимума. Для конструктора такой способ в отличие от теоретического дает возможность анализа значений относительных параметров $\frac{D}{\delta}$ или $\frac{b}{\delta}$ в областях проч-

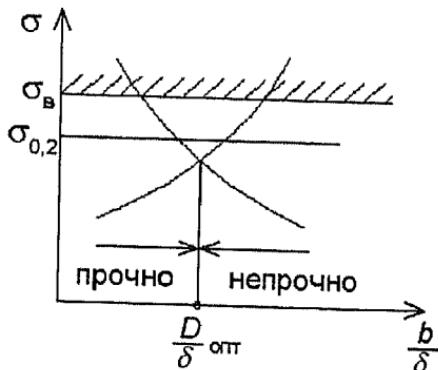


Рис. 11.9. Типовой график поиска оптимальных относительных параметров стойки

щими наибольший момент инерции, например: двутавровые профили, профили с замкнутыми прямоугольными сечениями или трубчатые стойки. Проведем сравнение масс стоек с сечениями согласно рис. 11.8.

11.3.3. Определение массы оптимальной стойки двутаврового сечения

Стойка двутаврового сечения (см. рис. 11.8, а) будет терять общую устойчивость в направлении оси x , так как момент инерции сечения относительно этой оси меньше, чем относительно оси y . При этом местную устойчивость может потерять полка пояса двутавра толщиной δ и размером $b/2$.

Тогда, приближенно, для тонкостенного сечения:

$$F = 3b\delta, I = 2b^3\delta/12 = 0,167b^3\delta, i^2 = \frac{I_y}{F} = 0,0558b^3\delta, \sigma_d = \frac{P}{3b\delta}. \quad (11.3)$$

Используя формулы (11.1), (11.2) и (11.3), можно получить условие равенства местных и общих критических напряжений в виде:

$$b^2 \left(\frac{b}{\delta} \right)^2 = 5,82L^2.$$

ности и непрочности конструкции, а также степень приближения действующих напряжений к граничным линиям $\sigma_{0,2}$ и σ_b (рис. 11.9).

3. По значениям $\left(\frac{D}{\delta}, \frac{b}{\delta} \right)_{\text{опт}}$

определяем величины $(D, \delta, b, h)_{\text{опт}}$.

В разд. 7.5.1 сказано, что в качестве силового элемента, работающего на сжатие, применяют стержни с сечениями, имею-

Задаваясь значениями $\frac{b}{\delta}$, строим график зависимостей σ_d , σ_{kp} и массы от $\frac{b}{\delta}$ (рис. 11.10).

Для исходных данных стойки, указанных в рис. 11.8, а, получим:

$$\left(\frac{b}{\delta}\right)_{opt} = 46, \quad \sigma_{kp} = \sigma_d = 110 \text{ МПа}, \\ b_{opt} = 52,4 \text{ мм}, \quad \delta_{opt} = 1,14 \text{ мм}.$$

Погонная масса такой стойки $M_{optI} = 483 \text{ г/м}$.

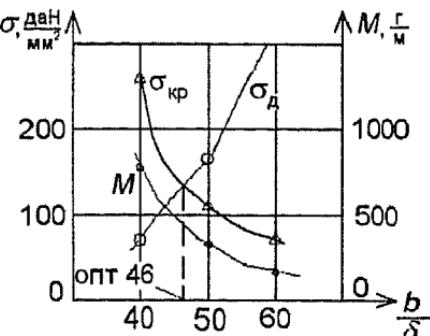


Рис. 11.10. График поиска оптимальных параметров стойки двутаврового сечения

11.3.4. Определение массы оптимальной стойки квадратного сечения

Стойка квадратного сечения (рис. 11.8, б) равнопрочна для общей потери устойчивости по осям u и x . Местную устойчивость может потерять грань квадрата размером b . Тогда приближенно:

$$F = 4b\delta, \quad i^2 = 0,167b^2, \quad I = 2\frac{b^3\delta}{12} + 2b\delta\left(\frac{b}{2}\right)^2 = 0,667b^3\delta, \quad \sigma_d = \frac{P}{4b\delta}$$

и уравнение равенства критических напряжений примет вид:

$$b^2\left(\frac{b}{2}\right)^2 = 1,94L^2.$$

График для поиска оптимального решения приведен на рис. 11.11.

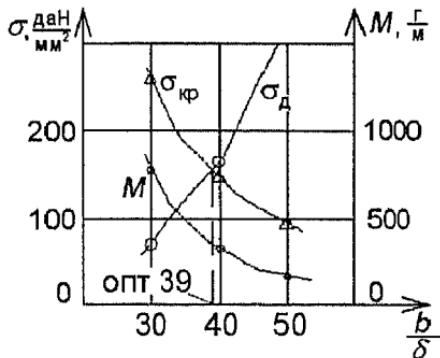


Рис. 11.11. График поиска оптимальных параметров стойки с квадратным сечением

Для этого варианта $\left(\frac{b}{\delta}\right)_{\text{опт}} = 39$, $\sigma_{\text{кр}} = \sigma_d = 153 \text{ МПа}$, $b_{\text{опт}} = 35,7 \text{ мм}$, $\delta_{\text{опт}} = 0,96 \text{ мм}$. Погонная масса стойки $M_{\text{опт}2} = 352 \text{ г/м}$.

11.3.5. Определение массы оптимальной стойки трубчатого сечения

Рассмотрим простейший вариант трубчатой стойки постоянного диаметра (рис. 11.8, б). В отличие от предыдущих вариантов трубчатая стойка может терять как общую, так и местную устойчивость с одинаковой вероятностью в любых радиальных направлениях. Используя приближенные формулы

$$F = \pi D \delta, \quad I = 0,4 D^3 \delta, \quad \sigma_d = \frac{P}{\pi D \delta}$$

для расчета прочности труб с соотношениями размеров: $\frac{D}{\delta} = 75\dots100$

и $\frac{L}{D} \geq 5$ (см. [35], стр. 421, 422), получаем условие равенства общих и местных критических напряжений, соответствующее множеству труб:

$$D^2 \left(\frac{D}{\delta} \right) = 0,475 L^2.$$

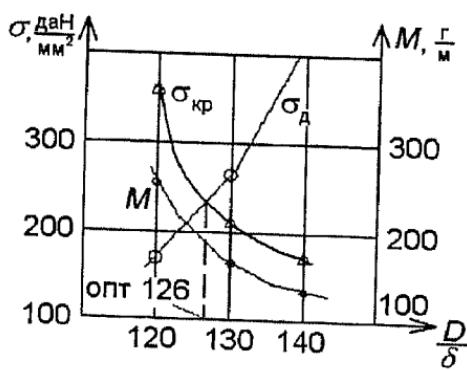


График для поиска оптимального решения показан на рис. 11.12.

Рис. 11.12. График поиска оптимальных параметров трубчатой стойки

Точки пересечения кривых σ_d и σ_{kp} соответствуют значения:

$$\left(\frac{D}{\delta} \right)_{opt} = 126, D_{opt} = 54,7 \text{ мм}, \delta_{opt} = 0,434 \text{ мм}, F_{min} = 74,5 \text{ мм}^2,$$

$$\sigma_{kp} = 290 \text{ МПа.}$$

Погонная масса оптимальной трубы будет при этом равна $M_{opt3} = 201 \text{ г/м.}$

11.3.6. Анализ вариантов оптимизации конструкций стоек с различными формами сечений

Вариант двутаврового сечения имеет массу $M_1 = 483 \text{ г/м}$, вариант полого квадратного сечения — массу $M_2 = 353 \text{ г/м}$, вариант трубчатого сечения — массу $M_3 = 201 \text{ г/м}$. Соотношение масс:

$$M_1 : M_2 : M_3 = 483 : 353 : 201 = 2,4 : 1,75 : 1.$$

Отсюда видно, что наиболее выгодным с точки зрения минимума массы является вариант с кольцевым сечением стойки.

11.3.7. Вариант оптимальной конструкции стойки переменного диаметра и толщины стенки

В общем случае минимальную массу будет иметь не тот вариант стойки, у которого равенство действующих и допускаемых (критических) напряжений, а тот, у которого величины действующих напряжений равны $\sigma_{0,2}$ или σ_b во всех сечениях по всей длине. Однако в этом случае максимальная длина стойки будет ограничена условием общей потери устойчивости.

Схема конструкции стойки показана на рис. 11.13.

В этом случае у сварной стойки из алюминиево-литиевых сплавов ($\sigma_{0,2} \geq 400 \text{ МПа}$), нагруженной сжимающей силой $P = 20000 \text{ Н}$, минимальная площадь сечений должна быть равна $F_{min} = \frac{20000}{400} = 50 \text{ мм}^2$. Исходя из предыдущих расчетов, в середине стойки из

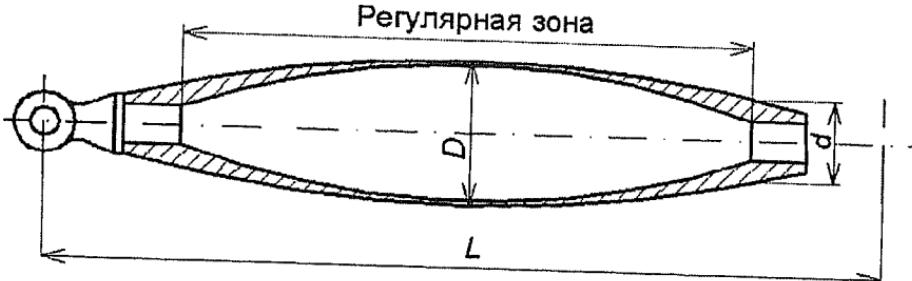


Рис. 11.13. Схема конструкции стойки переменного диаметра и толщины

условия недопущения местной потери устойчивости отношение $(D/\delta)_{\max} = 109,2$, отсюда $D_{\text{опт}} = 41,5 \text{ мм}$, $\delta_{\text{опт}} = 0,38 \text{ мм}$.

Оптимальную длину такой стойки можно получить из формулы общих критических напряжений стойки для конструкции переменного диаметра [35, с. 298]:

$$\sigma_{kp} = \frac{\pi^2 E i^2}{L^2} \quad (11.4)$$

при значении $\sigma_{kp} \geq \sigma_{0,2} = 400 \text{ МПа}$ и $\xi = 0,657$ для $\frac{I_d}{I_D} = 0,01$ и $m = 1$, где ξ — коэффициент учета переменного диаметра стойки; I_d — момент инерции в сечении с диаметром d ; $I_D = 10475 \text{ мм}^4$ — момент инерции в сечении с диаметром D , при этом $i^2 = 209 \text{ мм}^2$.

Тогда из формулы

$$400 = 0,657 \frac{\pi^2 E i^2}{L^2}$$

можно определить оптимальную длину стойки $L = 502 \text{ мм}$, то есть длину стойки с действующими напряжениями $\sigma_{0,2}$ и минимально возможной массой $M_{\text{опт min min}}$ для данной нагрузки. Длина такой стойки значительно меньше заданного размера $L = 1000 \text{ мм}$.

Погонная масса конструкции такой стойки:

$$M_{\text{опт min min}} = 0,5 \text{ см}^2 \cdot 2,7 \text{ г/см}^3 = 1,35 \text{ г/см} = 135 \text{ г/м.}$$

11.3.8. Вариант трубчатой стойки с заполнителем внутренней полости и оптимальными параметрами сечения

Общие критические напряжения стойки можно, теоретически,

увеличивать, увеличивая отношение $\frac{D}{\delta}$ до любого разумного предела (не превышая при этом величину $\sigma_{0,2}$). Если ввести внутрь трубы легкий и жесткий заполнитель, то можно подкрепить поверхность тонкой оболочки трубы и увеличить σ_{kp}^m до значения $\sigma_{0,2}$, обеспечивающего отсутствие потери местной устойчивости.

Пример нетрадиционной конструкции стойки показан на рис. 13.4. Возможность увеличения момента инерции для минимальной площади сечения такой стойки зависит только от минимальной допустимой толщины обшивки и максимально возможного диаметра.

Попробуем оценить возможность приближения такого варианта к оптимальной конструкции.

Такая конструкция целесообразна, если

- 1) технология изготовления такой конструкции отработана;
- 2) затраты массы на ячеистый заполнитель трубы не превысит общего уменьшения массы трубчатой конструкции по сравнению с вариантом трубы без заполнителя (рис. 11.8, б);

3) финансовые затраты на изготовление такой конструкции оправданы снижением массы.

Оценим выигрыш в массе конструкции, который можно дополнительно получить в этом случае. Примем, что минимально возможная толщина трубы 0,1 мм. При значениях $\sigma_{kp}^{общ} = \sigma_{0,2} = 400$ МПа,

$$\left(\frac{D}{\delta} \right)_{opt} = 885, D = 88,5 \text{ мм и } \delta = 0,1 \text{ мм} \text{ масса такой трубы будет равна}$$

$M_{min\ min} = 135$ г/м, то есть равна минимальной возможной массе стойки в варианте, показанном на рис. 11.13, но длина такой стойки будет в два раза больше и равна заданной ($L = 1000$ мм). Выигрыш в массе по сравнению с оптимальным вариантом трубчатой стойки ($M_3 =$

= 201 г/м) ΔM равен 66 г/м. Однако для получения выигрыша в массе конструкции стойки с ячеистым заполнителем потребная объемная масса заполнителя должна быть легче, чем

$$\frac{\Delta M}{F_{\text{сеч}} \cdot 1} = \frac{0,66 \cdot 4}{3,14 \cdot 8,85^2} = 0,01 \text{ г/см}^3.$$

Минимальная объемная масса заполнителей сотовых конструкций сегодня составляет 0,02...0,03 г/см³, что не так уж близко от желаемой, да и технология создания трубчатых конструкций с заполнителем еще далека от воплощения, не говоря уже о стоимости изготовления таких нетрадиционных конструкций.

11.4. ВАРИАНТЫ РАЦИОНАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ТРУБЧАТЫХ СТОЕК

На практике трубы с оптимальными параметрами сечения с точными, полученными в разд. 11.3 теоретическими размерами, не изготавливают. Целесообразно использовать конструкцию стойки, технологически возможную при изготовлении на производстве в условиях авиационного завода, наиболее простую и дешевую, то есть спроектировать *рациональный* вариант конструкции.

Вариант №1

В качестве рационального варианта можно использовать нормализованную трубу (см. приложения Б) из Д16Т с параметрами $D = 38$ мм и $\delta = 1,5$ мм или заказать трубу с $D = 42$ мм и $\delta = 1$ мм. Погонная масса трубы 32х1,5 будет равна 464 г/м, а трубы 42х1 — 338 г/м. Такие трубы будут тяжелее оптимальной (разд. 11.3.5), но значительно дешевле и проще во всех отношениях, так как имеет стандартные узлы для установки подшипников.

Для гражданских дозвуковых самолетов, для которых экономический эффект от снижения массы на 1 кг относительно невелик (см. гл. 13), такое увеличение массы экономически оправдано.

Конкретный пример проектирования рациональной конструкции стойки приведен в лабораторно-практической работе № 3.

Вариант №2

Рассмотрим вариант рациональной конструкции стойки, применявшейся, например, для сверхзвукового самолета Т4 или для ВКС «Буран», для которых экономический эффект от снижения массы самолета на 1 кг на порядок выше, чем для гражданских дозвуковых самолетов (см. гл. 14). Тогда затраты на более дорогую и более технологически сложную конструкцию силовых стоек становятся оправданным.

Конструкция нервюра крыла и сечений шпангоутов фюзеляжа ВКС «Буран» в связи с большими строительными высотами (1...1,5 м) и неравномерным нагревом дюралюминиевой силовой конструкции (до 160°) становится ферменной. В этом случае целесообразными становятся стойки с переменными по длине диаметрами (рис. 11.14), с использованием высокопрочных свариваемых титановых сплавов (типа ВТ6, ВТ20, ВТ23) или алюминиево-литиевых сплавов (типа 1420, 1460), имеющих более высокую удельную прочность и жесткость, чем алюминиевый сплав Д16Т, а также возможность использовать сварную конструкцию концов стоек.

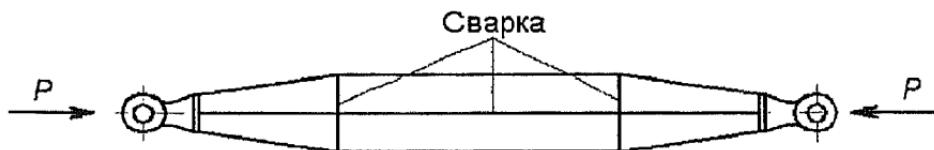


Рис. 11.14. Схема сварной конструкции

В этом случае для трубчатой стойки из материала 1460Т1 ($\sigma_{0,2} = 400$ МПа, $\rho = 2,75$ г/см³, расчетная схема приведена на

рис. 11.15), используя формулу (11.4) при $m = 4$, $\frac{I_d}{I_D} = 0,4$, $\xi = 0,8$ (см. [35], стр. 299) можно получить условие равенства общих и местных критических напряжений в сечении стойки:

$$D^2 \left(\frac{D}{\delta} \right) = 0,6 L^2.$$

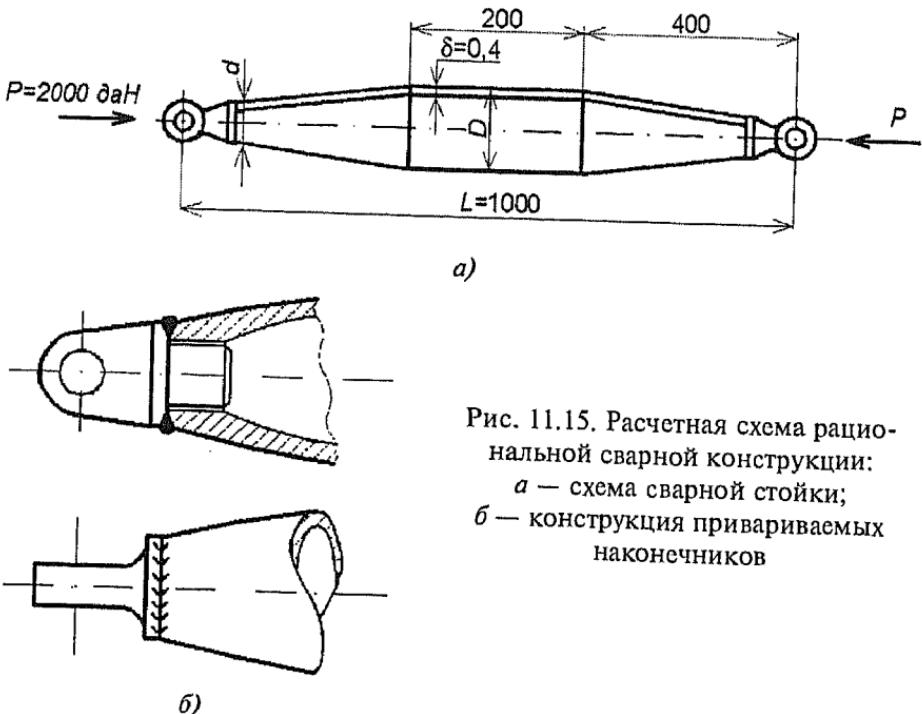


Рис. 11.15. Расчетная схема рациональной сварной конструкции:
а — схема сварной стойки;
б — конструкция привариваемых наконечников

Построив зависимость действующих и критических напряжений от $\frac{D}{\delta}$, можно определить оптимальные параметры $D_{\text{опт}} = 61,2 \text{ мм}$, $\delta_{\text{опт}} = 0,382 \text{ мм}$ и массу стойки $M_{\text{опт}} = 176,4 \text{ г/м}$.

Такую конструкцию можно изготовить штамповкой и сваркой из двух половинок из листового материала толщиной $\delta = 0,4 \text{ мм}$ и диаметрами $D = 62 \text{ мм}$ и $d = 40 \text{ мм}$ с массой $M_{\text{рац}} = 186 \text{ г/м}$ (при этом сложность в обеспечении точности обводов и качества поверхности).

Уменьшение площади сечения в зонах, прилегающих к заделке, возможно, поскольку уровень действующих напряжений $\sigma = 270 \text{ МПа}$ в середине стойки значительно меньше $\sigma_{0,2}$ и может быть увеличен до уровня $\sigma_{0,2} = 400 \text{ МПа}$ в зоне заделки при уменьшении площади сечения стойки, так как местной потери устойчивости здесь не произойдет — $\frac{D}{\delta}$ мало.

В этом случае масса такой *рациональной* конструкции стойки $M_{\text{рац}} = 186 \text{ г/м}$ будет меньше, чем масса *оптимальной* трубчатой стойки постоянного диаметра $M_{\text{опт}} = 201 \text{ г/м}$ на 7,5%.

Выводы

1. Оптимизация параметров кронштейна и стойки может уменьшить их массу по сравнению с технологически рациональной конструкцией на 20–30%, однако усложнение технологии и значительное удорожание конструкции не всегда может быть оправданным.
2. Увеличение числа оптимизируемых параметров деталей требует значительных затрат времени ЭВМ и даже не всегда возможно.
3. Возможно изготовить рациональную конструкцию стойки переменного диаметра, которая будет легче теоретической оптимальной стойки с сечением постоянного диаметра.
4. Следующий этап оптимизации регулярных зон конструкции деталей — сравнение с вариантами конструкций стойки при применении различных материалов с более высокой удельной прочностью, например композиционных (см. гл. 12).

11.5. ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ ДЕТАЛЕЙ С УЧЕТОМ СТЫКОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Из изложенного в этой главе следует, что процесс оптимизации, то есть поиска наилучшей по минимуму массы конструкции, даже по одному критерию — минимуму массы конструкции — бесконечен. Границы этого процесса, как и процесса разработки рациональной конструкции, определены временем, отпусляемым на разработку и изготовление конкретного самолета, возможностями производства, а также объемом допустимых финансовых вложений на проведение исследований и опытно-конструкторских работ (НИОКР) для внедрения новейших технологий.

С точки зрения возможности получения «абсолютно» оптимизированной конструкции идеальным творцом оптимизации является природа, создавшая конструкции костей и соединений силового скелета животного мира, крыло птицы, аэродинамику майского жука (который по принципам «человеческой» аэродинамики летать не должен) и многих других примеров. Мы только пытаемся приблизиться к этим решениям, но никогда их не превзойдем (см. разд. 13.2).

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

КОМПОЗИЦИОННЫЙ МАТЕРИАЛ (КМ) — это неоднородный материал, состоящий из слоев армирующих волокон (наполнителя), обеспечивающих необходимые прочностные характеристики материала, и матрицы (отверждённого связующего), обеспечивающей совместную работу армирующих элементов.* При этом волокна (наполнитель) воспринимают основные напряжения, возникающие в материале при действии внешних нагрузок. Такие ориентированные материалы на основе непрерывных высокопрочных и высокомодульных волокон в настоящее время являются наиболее эффективными в отношении удельных характеристик прочности.

В качестве волокон КМ используют: волокна на основе стекла (стекловолокно); углеродные волокна; волокна на основе органических материалов (органоволокно); волокна на основе соединений бора (бороволокно), а также проволоку из высокопрочных сталей.

В качестве материалов, обеспечивающих монолитность волокнистых КМ и равномерное распределение нагрузки по объему материала, используют: полимерные матрицы на основе эпоксидных смол или олигомеров (полимерные КМ); металлические матрицы на основе легких металлов и сплавов (металлические КМ).

В настоящем пособии мы ограничимся подробным рассмотрением проектирования конструкций из КМ с использованием углеродных волокон и полимерных матриц (ПКМ), наиболее часто применяемых в настоящее время в авиационных конструкциях.

* В гл. 12 использованы, в частности, материалы, предоставленные автору канд.-мн. техн. наук А.А. Акименко и А.О. Половым.

12.1. ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КМ В КОНСТРУКЦИЯХ ПЛАНЕРА САМОЛЕТОВ

12.1.1. Применение КМ в авиационных конструкциях

Минимум массы конструкции планера является одним из основных требований, определяющих совершенство конструкции самолета. Его реализация зависит от правильности выбора материалов, конструкции элементов для применения КМ и их параметров.

Весовое, технологическое и экономическое совершенство конструкции летательных аппаратов может быть достигнуто:

1. Широким применением волокнистых композиционных материалов (КМ) на основе углеродных, стеклянных или органических волокон в высоконагруженных элементах самолетов и вертолетов, таких как крыло, горизонтальное и вертикальное оперение, включая поверхности управления (рули, элероны, закрылки), воздухозаборники, панели и отсеки фюзеляжа, щитки шасси, тормозные щитки, хвостовые балки, лопасти несущего и рулевого винтов, валы трансмиссии.

2. Выбором наиболее рациональной конструктивно-силовой схемы и типа конструкции деталей и узлов (монолитная, трехслойная, комбинированная из различных материалов и др.) и методов расчета, наиболее полно учитывающих особенности применения КМ.

3. Применением эффективного технологического процесса изготовления конструкций, который бы объединял процесс изготовления материала с изготовлением конструкции в целом (интегральная конструкция).

4. Разработкой новых разъемных и неразъемных соединений, учитывающих специфику передачи распределенных и сосредоточенных нагрузок многослойными волокнистыми КМ.

5. Обеспечением живучести и ресурса силовых композиционных авиационных конструкций с учетом их повреждаемости при производстве и эксплуатации.

6. Возможностью качественного ремонта.

Несмотря на имеющиеся сложности и недостатки (см. разд. 12.1.2) при применении КМ, их использование в авиационных конструкциях позволяет значительно уменьшить массу конструкции и улучшить ее эксплуатационные характеристики.

В настоящее время объем применения композиционных материалов в конструкциях летательных аппаратов служит одним из показателей их технического совершенства.

Композиционные материалы, стали применяться в конструкции самолетов в начале 60-х годов. По мере накопления опыта проектирования и эксплуатации конструкций из КМ область применения КМ расширялась. К концу 80-х годов КМ уже широко использовались в конструкциях различных самолетов и вертолетов. Объем (в %) применения КМ в конструкции планера зарубежных самолетов представлен на рис. 12.1.

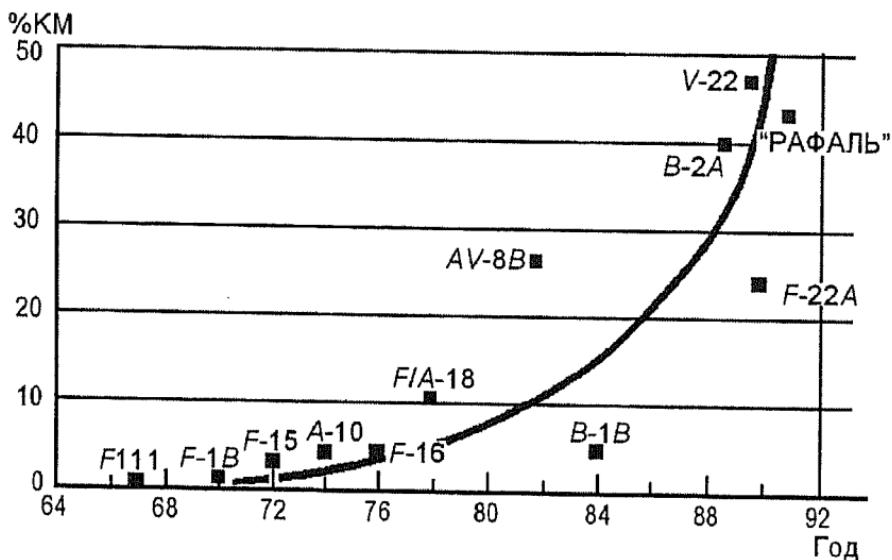


Рис. 12.1. Объем КМ в конструкции планера зарубежных самолетов

12.1.2. Преимущества и недостатки применения КМ

Формируя композиционный материал, мы тем самым формируем и конструкцию детали, создавая наилучшее расположение высокопрочных волокон для распределения нагрузки в сечении детали.

Наибольшие значения показателей механических свойств КМ имеют при нагружении вдоль односторонних волокон ($\phi = 0$, рис. 12.2, а). При изменении угла характеристики материала меняются (рис. 12.2, б).

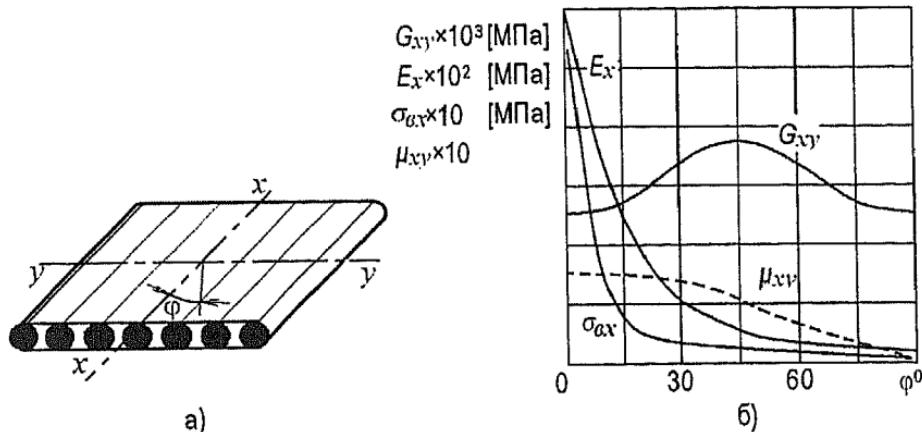


Рис. 12.2. Зависимость характеристик ПКМ от направления армирующих волокон:

a — расположение однонаправленных волокон;

б — влияние углов Φ на характеристики армирующих волокон

При нагружении вдоль однонаправленных волокон композиционные материалы работают до предела прочности и у них практически отсутствует явление *ползучести* (см. разд. 12.3). Исключение составляют органопластики, повышенная ползучесть у которых обусловлена свойствами органических волокон.

В то же время значения разрушающих напряжений при сжатии и растяжении у КМ могут значительно различаться.

При сжатии, как правило, происходит потеря устойчивости волокон наполнителя, в результате чего связующее, имеющее значительно меньшую прочность, чем волокно, начинает работать в плоскости, перпендикулярной направлению волокон. В результате происходит разрушение матрицы и расслоение КМ.

КМ характеризуются высокой стойкостью к циклическим нагрузкам, причем предел их выносливости практически не меняется в широком температурном интервале.

Структура композиционного материала вследствие пластичности матрицы препятствует развитию трещин, так как трещина, зародившаяся в матрице, останавливается при достижении границы матрица—волокно. Поэтому прочностные и усталостные характеристики КМ, в отличие от металлов, практически нечувствительны к

малым (соизмеримым с поперечным сечением волокна наполнителя) концентраторам напряжений.

Композиты обладают высокой вибропрочностью и рядом других преимуществ перед металлами, однако они обладают и недостатками.

Основные недостатки КМ:

1. Изотропия (неоднородность) характеристик в различных направлениях.

2. Низкие механические свойства волокнистых однона правленных КМ при поперечном нагружении и сдвиге. При поперечном растяжении и сдвиге в плоскости слоя напряжения на границе матрица—волокно и в самой матрице распределены неравномерно из-за неоднородности материала — имеются концентрации напряжений.

Поэтому прочность композита может быть ниже, чем прочность матрицы и ее соединения с волокном. Кроме того, разброс характеристик реальных КМ выше, чем у металлов даже в рамках одной детали. Это связано как с непостоянством исходных характеристик полуфабрикатов (прочность моноволокна наполнителя может значительно меняться вдоль волокна), так и с технологическими отклонениями при изготовлении КМ. Коэффициенты вариации прочности и жесткости, например, углепластика могут составлять соответственно 5—15% и 2—10% [1, 23, 25].

В качестве примера можно привести усредненные значения паспортных данных однона правленных углепластиков (плюс в подстрочном обозначении соответствует растяжению, минус — сжатию, 1 — вдоль волокна, 2 — поперек волокна): $\sigma_{1B} = 1000$ МПа; $\sigma_{-1B} = 800$ МПа; $\sigma_{2B} = 25$ МПа; $\sigma_{-2B} = 200$ МПа; $E_{1B} = 210000$ МПа; $E_{-1B} = 170000$ МПа; $E_{2B} = 10000$ МПа; $E_{-2B} = 6800$ МПа; $\tau_B = 62$ МПа; $G = 4500$ МПа; массовая плотность $\rho = 1,6$ г/см³.

Легко подсчитать, что при нагружении вдоль волокон удельные прочность и модуль упругости КМ превосходят аналогичные характеристики, например, конструкционных алюминиевых сплавов или сталей в 2—2,5 раза. Однако при нагружении поперек волокон прочностные характеристики КМ имеют очень низкие значения, что в

целом снижает эффективность применения КМ в силовых конструкциях.

3. В связи с тем, что может существовать определенная нестабильность несущих свойств конструкций из КМ и, исходя из практического опыта, расчетные нагрузки для расчета на прочность обычно увеличивают на дополнительный коэффициент безопасности $f_{\text{доп}} = 1,25$, особенно для сжатых волокон.

4. Сложность конструирования стыковых зон со смежными конструкциями, большое приращение массы при организации надежных силовых соединений со смежной конструкцией. Для отработки стыковых соединений требуется большой объем экспериментально-исследовательских работ и испытаний опытных конструкций.

5. Следует учитывать совместимость материалов матриц, наполнителей и контактируемых материалов. Контактируемые материалы с ПКМ должны быть коррозионно-стойкими. Например, углепластиковые полимерные композиционные материалы (ПКМ) хорошо совместимы с титановыми сплавами и плохо — с алюминиевыми сплавами, а бороволокно хорошо совместимо с алюминиевыми сплавами.

6. Условия эксплуатации (температура и влажность среды) оказывают существенное влияние на свойства КМ, поэтому все механические характеристики указывают для конкретных температуры и влажности эксплуатации.

7. При проектировании изделий из КМ для самолетов часто требуется выполнение мер молниезащиты. Удар молнии в самолет может привести к изменению структуры КМ. Наиболее стойки в этом отношении углепластики, волокна которых обладают высокими тепло- и электропроводностью — электрический заряд от молнии и тепло от его воздействия достаточно быстро рассеиваются по конструкции, тогда повреждения могут ограничиться несколькими слоями. Защита КМ от молнии реализуется металлизацией внешней поверхности детали, например, напылением на нее 0,03 мм алюминия, тогда внешний, защитный слой КМ — стеклоткань.

Однако несмотря на имеющиеся недостатки и сложности, применение КМ в авиационных конструкциях позволяет значительно уменьшить массу и в ряде случаев улучшить их эксплуатационные характеристики.

12.1.3. Проектирование конструкций деталей из КМ

Процесс конструирования с использованием КМ, как правило, содержит два этапа:

- предварительное проектирование, включающее определение геометрических параметров конструкции;
- рациональное проектирование (выбор оптимального армирования, рационального сочетания армированных и неармированных слоев КМ), при этом конструктору следует учитывать все особенности применения КМ.

В дополнение к общим требованиям, предъявляемым к авиационным конструкциям (см. гл. 4), к конструкциям из КМ предъявляются и особые эксплуатационные и экономические требования. Они должны обладать:

- стойкостью к внешнему повреждению при эксплуатации (в том числе «стойкостью на каблук», например, для полов пассажирских самолетов, поверхностей крыльев);
- стойкостью к эрозионному износу;
- молниестойкостью;
- стойкостью к грибковым поражениям и к коррозии в химической и влажной среде;
- невоспламеняемостью или самозатуханием без выделения отравляющих веществ;
- стоимостью, соизмеримой со стоимостью конструкций из современных металлических конструкционных материалов.

Из сказанного следует, что проектирование конструкций с применением КМ имеет особенности не только технического, экономического, но и организационно — производственного характера.

12.2. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОДРАЗДЕЛЕНИЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И ИЗГОТОВЛЕНИИ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ КМ

Проектирование и изготовление конструкций с применением КМ требует наиболее тесного взаимодействия всех специальностей и служб ОКБ, а также производства для совместного решения воз-

никающих проблем. Лучшим решением является организация единого специализированного производства, полностью отвечающего за весь процесс проектирования, изготовления, испытаний и внедрения композиционных конструкций в серийное производство, то есть за конечный результат проектирования.

Исходные данные для проектирования конструкции из КМ:

1. Теоретические обводы, свободные объемы.
2. Нагрузки, условия работы изделия, дополнительные требования.
3. Лимитная масса конструкции.
4. Эксплуатационные, технологические требования и ограничения.
5. Ограничения стоимости и другие.

Работы, выполняемые ОКБ и опытным производством, а также взаимодействие их производственных служб показано в табл. 12.1.

Необходимые научные исследования и опытно-конструкторские работы (НИОКР) приведены в табл. 12.2.

Таблица 12.1
Взаимодействие производственных специальностей

| Производственная профессия | Выполняемая работа | | | | |
|----------------------------|---|--|---|--|-------------------------|
| | Конструктор | Требования к конструкции | Выбор оптимального материала | Проектирование рациональной многослойной конструкции | Оформление документации |
| Расчетчик | Выбор методик предварительных и поверочных расчетов | Определение прочностных характеристик и их уточнение | Подтверждение теоретических величин прочности и ресурса | Обоснование критериев прочности | |
| Технолог | Определение способов изготовления и режимов техпроцесса | Изготовление оснастки и согласование допусков | Точное выдерживание параметров техпроцесса | Изготовление и контроль качества | |

Таблица 12.2

Экспериментальное подтверждение правильности принятых решений

| Исполнители работ | Выполняемая совместная работа | | | |
|---------------------------------|--|--|---|---|
| ОКБ, Опытное производство | Разработка документации на образцы и программы испытаний | Изготовление эксперимен- тальных образцов и опытных конструкций | Испытания эксперимен- тальных образцов и опытных конструкций | Анализ испытаний и принятие решений о внедрении в серийное производство |

В следующих разделах настоящей главы будут освещены особенности выбора материалов, технологии, методик расчета на прочность и проблемы проектирования конструкций с применением полимерных КМ. При этом упор делается на прикладные методы расчета, промышленные марки материалов и практические технологические рекомендации, подтвержденные опытом их применения при проектировании и изготовлении авиационных конструкций.

Таким образом, приступая к проектированию, необходимо иметь:

- уточненные или подтвержденные паспортные данные композиционного материала;
- отработанные технологические методы изготовления конструкций из КМ;
- спектр расчетных нагрузок, проверенные расчетные методики;
- типовые отработанные конструкции стыковых соединений.

12.3. КОМПОЗИЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

12.3.1 Наполнители и матрицы КМ

В качестве *наполнителей* в составе волокнистых КМ используют стеклянные, углеродные, органические, борные и другие армирующие волокна. Характеристики волокон при температуре 20°C приведены в табл. 12.3.

Таблица 12.3

Сравнительные характеристики волокон

| Материал | Плотность ρ , г/см ³ | Модуль упругости E , МПа | Предел прочности при растяжении σ_u , МПа | Удельный модуль упругости E/ρ , МПа·см ³ /г | Удельная прочность σ/ρ , МПа·см ³ /г |
|--------------------|--------------------------------------|----------------------------|--|---|---|
| Стекловолокно | 2,5 | 89000 | 3500 | 36000 | 140000 |
| Углеволокно: | | | | | |
| высокомодульное | 1,95 | 400000 | 2100 | 203000 | 108000 |
| высокопрочное | 2 | 260000 | 3300 | 147000 | 187000 |
| Бороволокно | 2,5 | 400000 | 3500 | 160000 | 152000 |
| Органоволокно | 1,45 | 120000 | 2800 | 83000 | 193000 |
| Стальная проволока | 7,8 | 210000 | 2900 | 27000 | 37000 |

В качестве *матричных материалов*, обеспечивающих монолитность КМ и равномерное распределение нагрузки по объему материала, используют:

- матрицы из отверждаемых эпоксидных смол или олигомеров; их рабочая температура соответствует температуре их полимеризации (150...160°C);
- матрицы из легких металлов и сплавов, например алюминия, рабочие температуры в зависимости от сплава могут достигать 500°C.

12.3.2. Схемы армирования волокнистых КМ

Механические свойства КМ зависят от направлений волокон в материале, поэтому при проектировании разработка конструкций из КМ и самого материала выполняются совместно для создания системы ориентированных волокон, наиболее рационально учитывающей конкретное распределение нагрузок по объему деталей. В отношении способов армирования можно выделить следующие основные группы [25].

1. *Хаотически армированные композиты*. КМ такого вида образуются в результате соединения полимерной матрицы с неориенти-

рованными, чаще всего короткими волокнами, гранулами, рублеными пучками волокон или тканей и т.д. Эти материалы сохраняют достоинства волокнистых КМ, но имеют более низкую прочность и стоимость. Их применяют для несиловых деталей.

2. *Композиты, армированные тканями (лентами).* Основным преимуществом использования таких КМ является высокая технологичность при изготовлении изделий. Но текстильная переработка волокон и их искривления в результате переплетения снижают прочность и жесткость материала вдоль основы ткани. Вместе с тем, благодаря переплетению волокон характеристики КМ повышаются вдоль утка вместе с прочностью при сдвиге в плоскости ткани.

3. *Композиты с пространственным армированием (переплетением волокон).* При пространственном армировании в некоторой степени преодолевается существенный недостаток КМ с односторонней плоской схемой армирования — низкая прочность при межслоевом сдвиге, растяжении и сжатии в поперечном направлении. Пространственное армирование повышает сдвиговую прочность, но из-за искривления волокон, уменьшения доли односторонних волокон уменьшаются механические характеристики вдоль главного направления.

4. *Слоистые композиты с плоской схемой армирования.* Композиты этого типа армирования обеспечивают возможность задавать не только ориентацию слоев, но и собирать слои из различных материалов и толщин для формирования необходимых механических свойств композиционного пакета. Например, в одном пакете могут присутствовать слои из стекло- и углепластиков, слои, армированные тканями, и односторонние слои с параллельными волокнами, слои металлической фольги. Материалы с такой схемой армирования хорошо работают при нагружении в плоскости слоя.

Элемент конструкции из КМ представляет собой многослойный пакет, составленный из жестко скрепленных между собой в одно целое односторонних или тканых слоев с различными толщинаами и углами ориентации волокон. Свойства такого КМ определяются свойствами отдельных слоев и структурой пакета.

Под структурой пакета понимается количество слоев по толщине элемента, углы ориентации волокон отдельных слоев, процентное отношение слоев разной ориентации, а также порядок расположения слоев.

жения по толщине элемента отдельных слоев с определенной ориентацией волокон.

12.3.3. Углепластики на полимерных термореактивных связующих

Углепластики на основе полимерных термореактивных связующих остаются в настоящее время одним из наиболее широко применяемых полимерных композиционных материалов в авиационных конструкциях.

Наибольшее распространение получили эпоксидные углепластики, а также углепластики на основе различных модифицированных полиимидных связующих.

В табл. 12.4 приведены марки и составы отечественных материалов, используемых при создании авиационных конструкций [4].

Таблица 12.4
Состав композиционных материалов

| Марка материала | Состав материала | |
|-----------------|------------------------------------|-----------|
| | Наполнитель | Связующее |
| КМУ-4Э | ЭЛУР-0,08П | ЭНФБ |
| КМУ-7 | Углеродный жгут УКН-П/5000 марки А | ВС-2526М |
| КМУ-7Э | Углеродная лента ЭЛУР-0,1П | ВС-2526К |
| КМУ-7ТА | Углеродная лента УОЛ-300-1А | ВС2526К |
| КМУ-7Г2А | Углеродная лента УОЛ-300-2А | ВС2526К |
| КМУ-7ТР | Углеродная ткань УТ-900-2,5А | ВС2526К |
| КМУ-7Л | Углеродная лента ЛУ-24П | ВС-2526К |

Сравнительные типовые характеристики отечественных и зарубежных односторонних углепластиков [43] на эпоксидном связующем ($T_{раб}$ до 160°C) приведены в табл. 12.5. Содержание наполнителя 40—60%. В качестве наполнителей могут применяться как жгуты, так и ленты из КМ.

В табл. 12.6 приведены характеристики стеклопластиковых КМ при 20°C с содержанием волокон 60—66% и рабочей температурой 60—80°C.

Таблица 12.5

Сравнительные характеристики КМ

| Характеристики материала | Отечественные | | | | Зарубежные | |
|----------------------------|---------------|----------|----------|--------|------------------|--------------|
| | КМУ-4 | КМУ-7 | КМУ-9 | КМУ-13 | T300/Narmco 5208 | Crafil x-A-S |
| σ_b , МПа | 1000 | 1650 | 1500 | 1650 | 1510 | 1550 |
| E_+ , МПа | 125000 | 145000 | 145000 | 145000 | 144000 | 140000 |
| σ_{-b} , МПа | 800 | 1350 | 1200 | 1200 | 1130 | 1400 |
| τ_b , МПа | 40 | 85 | 94,5 | - | 100 | - |
| ρ , г/см ³ | 1,6 | 1,45-1,5 | 1,45-1,5 | - | 1,5-1,6 | 1,5-1,6 |

Таблица 12.6

Характеристики стеклопластиков

| Материал | ρ , г/см ³ | σ_b , МПа | σ_{-b} , МПа | E_+ , МПа | τ_b , МПа | μ | δ монослоя, мм |
|-----------------------|-------------------------------|---------------------|------------------------|----------------|-------------------|-------|--------------------------|
| Стеклопластик ЭДТ-69Н | 1,89 | 629 | 551 | 29800 | 69 | 0,144 | 0,25 |

Стеклопластиковый КМ используют как силовую конструкцию, так и для подкрепления внешних слоев углепластикового КМ.

Прочностные характеристики КМ можно повысить за счет применения волокон повышенной прочности. В табл. 12.7 приведено сравнение характеристик однонаправленного отечественного материала КМУ-7-200 и его зарубежного аналога марки AS-6/Narmco SO-1 фирмы Hercules.

Таблица 12.7

Характеристики высокопрочных КМ

| Марка КМ | σ_b , МПа | E_+ , МПа | σ_{-b} , МПа, | ρ , г/см ³ |
|-------------------------------|---------------------|----------------|-------------------------|-------------------------------|
| КМУ-7-200 (опытные работы) | 2010 | 152000 | 1470 | 1,5 |
| AS-6/Narmco SO-1 | 2090 | 145200 | 1510 | 1,6 |

Как правило, в конструкции детали композиционный материал составлен из пакета слоев КМ с различными направлениями волокон, чаще всего под углами 0 ; $\pm 45^\circ$; 90° . В табл. 12.8 приведено сравнение механических свойств и характеристик однородных углепластиков (0°), углепластиков с типовыми углами укладки (0 ; $\pm 45^\circ$, 90°) и металлических материалов [1, 3].

Таблица 12.8
Характеристики пакета слоев КМ

| Характеристики | σ_u | σ_{-u} | σ_{-1} | E | K_{IC}^* | ρ , $\text{г}/\text{см}^3$ |
|--|------------|---------------|---------------|--------|---------------------|------------------------------------|
| | МПа | | | | МПа/мм $^{1/2}$ | |
| Материалы: | | | | | | |
| углепластик | | | | | | |
| КМУ-7У (0°) _n | 1700 | 1400 | 1100 | 145000 | 1300 | 1,5 |
| углепластик | | | | | | |
| КМУ-7У | | | | | | |
| ($0^\circ, 90^\circ, \pm 45^\circ$) _n | 550 | 520 | 230 | 51000 | 800 | 1,5 |
| стеклопластик | | | | | | |
| T10-80 (0°) _n | 630 | 550 | - | 32000 | - | 1,9 |
| Al-сплавы | 400-450 | 450 | 130 | 72000 | ≈ 1000 | 2,7-2,8 |
| Ti-сплавы | 700-1100 | 1000 | 500 | 110000 | $\approx 1000-1200$ | 4,5-4,65 |

* Расчет K_{IC} приведен в разд. 12.5.4.

Сравнение характеристик КМ, составленного из слоев с различными направлениями волокон, с однородным материалом, показывает, что, несмотря на снижение прочностных характеристик, можно с успехом проектировать более легкие, по сравнению с металлическими, силовые конструкции с рабочей температурой до 150°C .

В связи с тем, что волокна с углом укладки 0° составляют лишь часть толщины пакета КМ, использование дорогих сверхпрочных углеродных волокон для изготовления углепластиков не всегда целесообразно, так как не приводит к пропорциональному повышению характеристик прочности как при сжатии, так и при сдвиге.

Для конструкций сверхзвуковой авиационной и космической техники, работающих при повышенных температурах, применяют углепластики на полиимидных и бисмалеимидных связующих (табл. 12.9). Они обладают высокой термостойкостью, повышенной ударной вязкостью и обеспечивают длительную работу конструкции в диапазоне температур $-130\ldots+250^{\circ}\text{C}$ при воздействии неблагоприятных факторов космического пространства.

Таблица 12.9
Состав высокотемпературных КМ

| | | | | |
|-------------------|---------------------------|-------------|---------------------|----------------------------------|
| Волокно | КМУ-8 лента Элур-01 | КМУ-12 | V378A/ T300-6К | LARC-160 Celion 6000 |
| Тип связующего | ПАИС-104 | Роливсан-МВ | Бисма- леимидные | Термо- пластичный полиимид |

Сравнение характеристик таких КМ при 20 и 250° показывает (соответственно):

- прочность при сжатии, МПа — 880 и 670 ;
- прочность при изгибе, МПа — 1270 и 1170 ;
- прочность при сдвиге, МПа — 37 и 24 ;
- модуль упругости при изгибе, МПа — 209000 и 182000 .

12.3.4. Композиционные материалы для трехслойных панелей с заполнителями

КМ в настоящее время широко применяются в качестве обшивок и заполнителей трехслойных конструкций с сотовыми, прессованными вафельными или плетеными заполнителями различных типов.

В табл. 12.10 приведены характеристики при 20°C углепластиков на эпоксидных связующих, применяемых в сотовых конструкциях (δ — толщина монослоя).

В качестве *сотовых заполнителей* (сотовых блоков) применяются соты из алюминиево-магниевого сплава АМГ2-Н, полимерный сотопласт типа ПСП-1 (аналог материала «Номекс») или соты из стеклоткани ССП-1.

Характеристики КМ для сотовых панелей

| Материал | ρ , гр/см ³ | σ_b^0 , МПа | σ_{-b}^0 , МПа | E_+^0 , МПа | τ_b , МПа | μ | δ , мм |
|----------------------------------|--------------------------------|-----------------------|--------------------------|------------------|-------------------|-------|------------------|
| КМУ-4Э4,1П | 1,5 | 900 | 900 | 120000 | 80 | 0,265 | 0,125 |
| Лента ЛУ-24П, матрица ЭНФБ | 1,6 | 750 | 600 | 200000 | 35 | 0,265 | 0,13 |
| КМУ-7Л | 1,55 | 970 | 750 | 215000 | 62 | 0,25 | 0,13 |
| КМУ-11Э (Элур-0,1П, ЭДТ- 69Н) | 1,5 | 1050 | 1100 | 143000 | 75 | 0,3 | 0,11 |

Из сравнения данных таблиц 12.5, 12.8 и 12.10 видно, что использование ленты уменьшает средние прочностные характеристики по сравнению с использованием однона правленных волокон, но более выгодно технологически, особенно для обшивок сотовых конструкций. При этом удельная прочность и удельная жесткость пакета КМ значительно выше, чем у металлических материалов.

12.4. ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ КМ

12.4.1. Изготовление деталей из полимерных КМ

Производство изделий из композитов с полимерной матрицей (ПКМ) основано на их способности принимать под давлением и при нагреве необходимую форму и полимеризоваться, переходя при дальнейшем охлаждении в твердое состояние.

При изготовлении конструкций из КМ применяют различные методы: *непрямые (традиционные)* и *прямые (совмещенные)*.

При *традиционных* методах изготовления элементы конструкции изготавливают из полуфабрикатов. В этом случае пропитка армирующих материалов связующим представляет собой отдельную операцию, в результате которой из армирующих элементов получают *препреги* — пропитанные связующим нити, жгуты, ленты и ткани, которым придают форму детали, подсушивают и частично от-

верждают. Преимущества такого процесса изготовления элементов из КМ в том, что отдельно произведенные полуфабрикаты позволяют изготавливать с их использованием различные конструкции, в том числе, собирая их на разных предприятиях.

К совмещенным (однооперационным) относятся методы изготовления изделий непосредственно из исходных компонентов композиции, минуя изготовление полуфабрикатов. В этих более сложных методах процессы формирования материала и формообразования конструкционного элемента совмещены.

Все технологические процессы изготовления изделий из КМ включают следующие основные операции:

1) *совмещение* армирующих элементов и связующего;

2) *формообразование* — формирование изделия вместе со структурой КМ прессованием, вакуумным и автоклавным методами, а также намоткой;

3) *отверждение* (полимеризация) связующего. В результате этой операции фиксируется форма изделия и образуется окончательная структура композита, определяющая его свойства. Процесс отверждения осуществляется при создании определенного давления, температуры и времени выдержки;

4) *доработка и соединение* изготовленной детали с другими элементами (сборка).

12.4.2. Способы формообразования деталей

Прессование

ПРЕССОВАНИЕ в пресс-форме изготавливают детали из КМ с хаотически расположеными армирующими волокнами, а также детали, имеющие слоистую структуру с определенной ориентацией волокон, используя заготовки из препрегов (лент, тканей).

Заготовки деталей обычно создаются *выкладкой* в форму или *намоткой* на оправку нитей, ровницы, жгутов, лент, тканей и т. п. с использованием операций раскрова и укладки полуфабриката в пресс-форму [25].

Прессованием целесообразно изготавливать тонкостенные детали средней нагруженности — панели крыла или управляющих поверхностей.

ностей, крышки люков, конические и полусферические обтекатели, размеры которых ограничены размерами пресс-формы.

Схема пресс-формы, в которой создаются необходимые давление и температура для формования заготовки и отверждения полимерной матрицы, показана на рис. 12.3. Давление прессования $P_{\text{пр}}$ может меняться от 0,02 до 1 МПа.

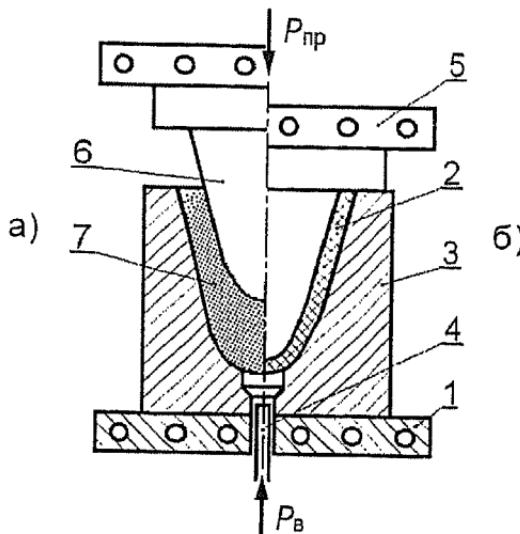


Рис. 12.3. Схема прессования

($P_{\text{пр}}$ — сила прессования, $P_{\text{в}}$ — сила выталкивания готовой детали);

а — до прессования; б — после прессования;

1 — плита обогрева; 2 — готовая деталь; 3 — прессформа; 4 — выталкиватель; 5, 6 — пuhanсон; 7 — полуфабрикат

Вакуумное и автоклавное формование

Процессы ВАКУУМНОГО и АВТОКЛАВНОГО формования заключаются в выкладке заготовок на плоскую или криволинейную форму (поз. 7 на рис. 12.4) и последующем отверждением и формообразованием детали 2 на воздухе или в автоклаве. Отличительной особенностью этих методов является то, что усилие формования КМ детали создается сжатым газом (давление при автоклавном методе) или атмосферным давлением (разрежение при вакуумном методе). В некоторых случаях совмещается действие вакуума для фиксации

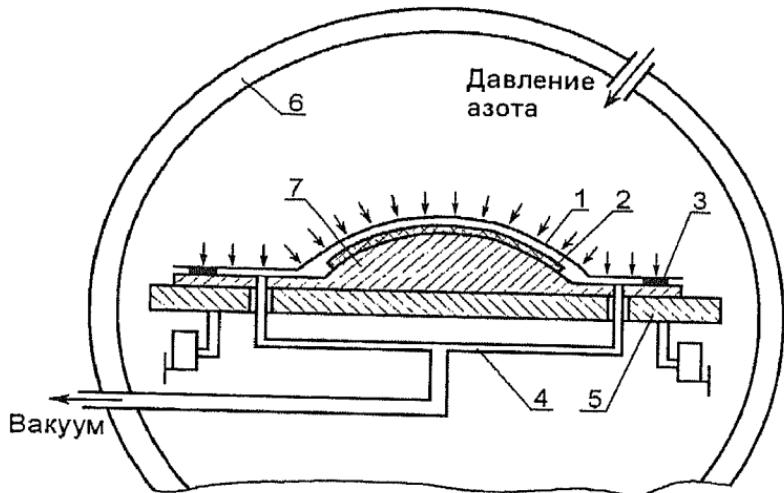


Рис. 12.4. Схема формования в автоклаве:

1 — эластичная диафрагма; 2 — формуемая заготовка; 3 — герметичная паста или жгут; 4 — вакуумная проводка; 5 — тележка для загрузки формы с заготовкой; 6 — стенка автоклава; 7 — технологическая форма

отдельных элементов детали между собой и внешнего давления для придания формы.

Технологический процесс вакуумного и автоклавного формования предполагает выполнение следующих этапов.

1. **ВЫКЛАДКА** — укладка слоев препрега с заданным направлением волокон на подогретую технологическую форму и сборка технологического пакета в вакуумном мешке (эластичная диафрагма, позиция 1 на рис. 12.4).

2. Формование детали — отверждение полимерной матрицы и охлаждение технологического пакета.

3. Извлечение детали и контроль.

Преимуществом методов вакуумного и автоклавного формования является простота и малые капитальные вложения, необходимые для организации производства изделий. Другой особенностью является то, что деталь формуется на поверхности только одной базовой технологической формы, а давление формообразования прикладывается через эластичную газонепроницаемую диафрагму. Возможные давления процессов вакуумного и автоклавного формо-

образования лежат в пределах от 0,02 МПа (вакуумное) до 0,1 МПа (автоклавное).

Пултрузия

В последние годы широкое применение в летательных аппаратах находят профили, прутки, трубы и другие конструктивные элементы, изготавливаемые из волокнистых композитов на полимерной матрице пултрузией.

ПУЛТРУЗИЯ — процесс непрерывного протягивания внешним усилием (рис. 12.5) *через фильтеру* (профицированное отверстие), пропитанного связующим волокнистого одностороннего материала, отверждаемого в профилирующей форме (при экструзии материал выдавливается *внутренним давлением* через фильтеру).

Этот процесс пригоден только для изготовления изделий из КМ с полимерной матрицей (необходимы относительно невысокие температуры полимеризации, при которых сохраняется прочность волокон наполнителя).

Детали, изготавливаемые *пултрузией*, предназначены для работы при продольном растяжении—скатии и имеют высокие удельные характеристики прочности ПКМ. Пултрузия является высокопроизводительным высокоавтоматизированным технологическим процессом, посредством которого получают профили, прутки, тру-

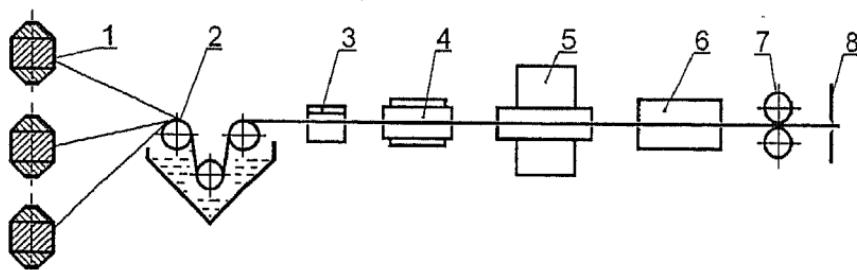


Рис. 12.5. Схема установки для изготовления элементов пултрузией:
1 — бобины или катушки с армирующим материалом (нити или ленты);
2 — ванна с жидким полимерным связующим; 3 — устройство контроля содержания связующего в пропитанном материале; 4 — предварительное формующее устройство; 5 — профилирующая форма с тепловым воздействием на формируемый материал; 6 — печь для термообработки;
7 — тянущее устройство; 8 — отрезное устройство

бы и другие длинномерные конструкционные элементы постоянного сечения, используемые, например, в качестве элементов внутреннего силового набора (в частности, стрингеров).

Намотка

НАМОТКА — процесс формообразования элементов из КМ (рис. 12.6) [4], при котором заготовки получают путем автомати-

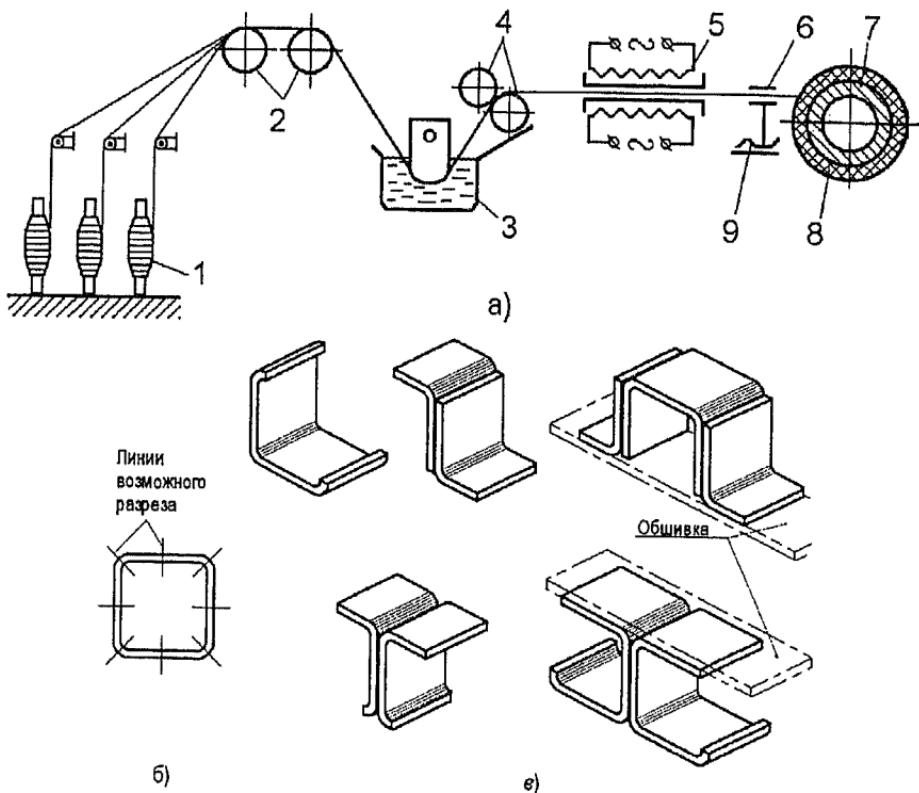


Рис. 12.6. Процесса намотки:

а — схема процесса; *б* — намотанный профиль; *в* — изделия, получаемые с использованием намотанного профиля;

- 1 — бобины или катушки с армирующим материалом (нити или ленты);
 2 — направляющие валки; 3 — ванна с жидким полимерным связующим; 4 — протяжные валки, ограничивающие количество связующего; 5 — нагреватель; 6, 9 — направляющее устройство;
 7 — оправка; 8 — намотанная заготовка

ческой укладки по заданным траекториям армирующего материала (моноволокна, ленты, ткани, пропитанными связующим) на вращающиеся формы или оправки.

Оправки имеют конфигурацию и размеры, соответствующие внутренним размерам изготавливаемой детали. Давление формообразования создается за счет натяжения наматываемого материала, поэтому так же, как и пултрузия, процесс намотки пригоден только для КМ с полимерной матрицей. Оправка после отверждения КМ удаляется, хотя в отдельных случаях ее оставляют в качестве конструктивного элемента. Форма изделия должна позволять удаление оправки, которая может быть сборная или разрушаемая.

Посредством намотки и последующей обработки можно получить не только изделия замкнутого сечения (рис. 12.6, б), но и, например, стрингеры панелей открытого и закрытого профиля. Пример изделий подобного типа изображен на рис. 12.6, в.

12.4.3. Технологические процессы изготовления конструкций

При изготовлении обшивок, стрингеров или панелей применяют три типа технологических процессов [1]: *традиционный, совмещенный и полусовмещенный*.

Традиционный технологический процесс изготовления панелей

При *ТРАДИЦИОННОЙ ТЕХНОЛОГИИ* детали-полуфабрикаты: обшивки, стрингеры, заполнители из КМ поставляются на СБОРКУ В ОТВЕРЖДЕННОМ ВИДЕ, а окончательной операцией является их сборка и склейка.

Для изготовления панели требуется создание вакуума внутри мешка, прижимающего элементы панели друг к другу, и температуры, необходимой для прохождения процесса полимеризации клея на воздухе или в автоклаве.

Типовая схема установки деталей для сборки-склейки панели из предварительно отверженных деталей (обшивок, заполнителя, стрингеров, окантовочных силовых элементов) изображена на рис. 12.7.

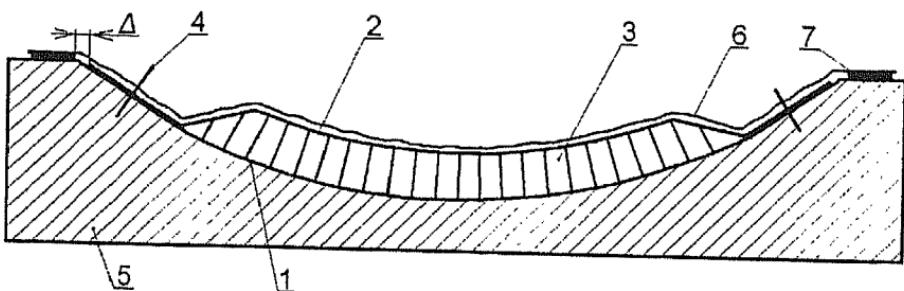


Рис. 12.7. Схема сборки панели при традиционной технологии

Для рис. 12.7—12.10 принята следующая нумерация элементов:

1 — наружная обшивка, выходящая на теоретический контур;
 2 — внутренняя обшивка;

3 — блок заполнителя или набор деталей (в этом случае устанавливают выравнивающие вкладыши из термостойкой резины или технологических сотовых блоков (рис. 12.8);

4 — окантовывающий профиль или стрингеры;

5 — базовая оснастка;

6 — герметичный вакуумный мешок;

7 — герметизирующий шов;

8 — разделительный антиадгезионный слой (капроновая или ловсановая лакоткань);

9 — дренажная стеклосетка;

10 — пленка герметичная (полипропилен, целлофан, фторопласт) — наружный слой пакета КМ;

11 — антиадгезионная смазка;

12 — технологический вкладыш (сотовый блок);

Δ_n — технологический припуск обшивки (по контуру).

Звездочкой (*) на рис. 12.8 и 12.9 обозначены вспомогательные технологические материалы одноразового использования.

Схема установки стрингеров или окантовочных профилей панелей при сборке — склейке панели показана на рис. 12.8.

Формирование пакета слоев КМ для прессования листовой детали (обшивки) при автоклавном методе прессования показано на рис. 12.9.

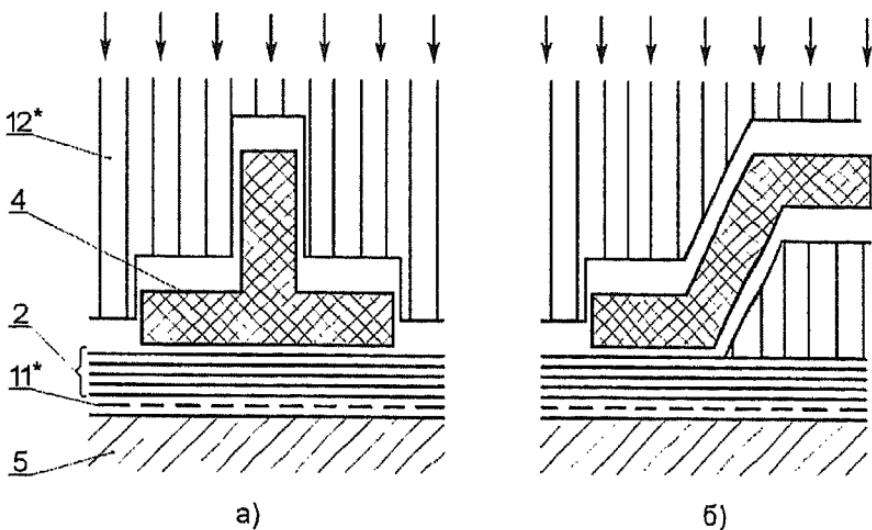


Рис. 12.8. Схема установки профилей при сборке панели:
а — установка стрингеров; б — установка окантовочных профилей

Для того, чтобы не было поводок при изготовлении трехслойной панели по традиционной технологии, обшивки должны иметь симметричное расположение волокон с разнонаправленными слоями. Для этого в случае необходимости вводят дополнительные слои по сравнению с расчетным количеством, что увеличивает массу обшивок.

В общем случае изготовление конструкций из КМ по *традиционной технологии*:

- 1) требует оснастки большой точности;
- 2) является трудоемким и энергоемким процессом, состоящим из ряда последовательных операций с расходуемыми вспомогательными материалами;
- 3) ограничивает область применения сотовых конструкций из-за необходимости присоединения изготовленных окантовывающих элементов для организации зоныстыка со смежной конструкцией.

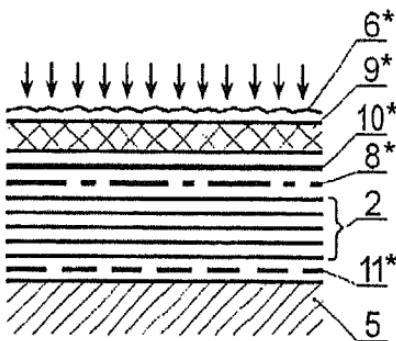


Рис. 12.9. Пакет для прессования обшивки

Совмещенный технологический процесс изготовления панелей

При СОВМЕЩЕННОЙ ТЕХНОЛОГИИ полимеризация обшивок, склейка их со стрингерами или сотовым заполнителем и образование зоныстыка происходит ЗА ОДНУ ОПЕРАЦИЮ в автоклаве, включая размещение необходимых крепежных элементов путем раздвижки волокон при «сырых» обшивках (ПРЕПРЕГ).

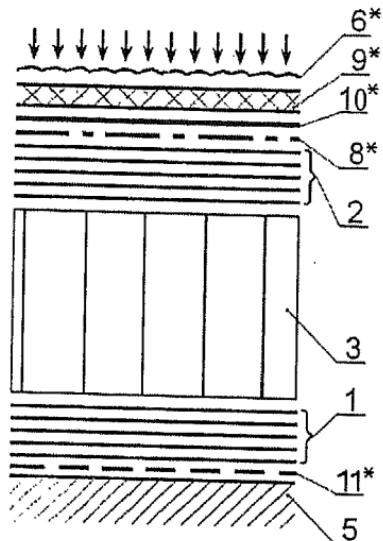


Рис. 12.10. Схема сборки пакета сотовой панели

Схема сборки пакета сотовой панели на металлической или стеклопластиковой оснастке (поз. 5) показана на рис. 12.10.

При совмещенном процессе для изготовления панели необходимо:

1. Иметь одну базовую оснастку (поз. 5 на рис. 12.7 и 12.10).
2. Один раз использовать все вспомогательные материалы.
3. Ориентацию слоев в обшивках производить в соответствии с расчетами на прочность. Соблюдать конструктивную симметрию панели, тогда отсутствие дополнительных слоев в

обшивках по сравнению с традиционной технологией не приведет к увеличению массы конструкции.

Одновременная полимеризация обшивок и их склейка с сотами обеспечивает гарантированное качество соединения.

Полусовмещенный технологический процесс изготовления панельных конструкций

ПОЛУСОВМЕЩЕННЫЙ технологический процесс от совмещенного отличается тем, что СНАЧАЛА ОСУЩЕСТВЛЯЮТ ПОЛИМЕРИЗАЦИЮ ОДНОЙ ИЗ ДЕТАЛЕЙ (например, наружной обшивки сотовой панели), а ЗАТЕМ ВЫПОЛНЯЮТ ОКОНЧАТЕЛЬНУЮ

СБОРКУ пакета и приклеивают изготовленную деталь к сотовому блоку совместно с полимеризацией другой детали из препрега (например, внутренней обшивки). Аналогично можно изготавливать стрингерную панель.

Недостатки данного процесса:

1) необходимо дважды использовать вспомогательные материалы, базовую оснастку, автоклав;

2) при формировании обеих обшивок сотовых панелей должна быть соблюдена строгая симметрия слоев в обшивках для исключения возможных поводок, что потребует ввести дополнительные слои, следовательно, увеличивается масса панели;

3) в зоне стыка исключена возможность применения элементов, внедряемых в композиционный материал путем раздвижки волокон. Это приводит к увеличению веса конструкции;

4) наружная обшивка дважды нагревается в автоклаве до максимальной температуры, что может отрицательно повлиять на прочностные характеристики КМ.

Примеры возможного применения различных технологических способов при изготовлении деталей

По традиционной технологии могут быть изготовлены отдельные детали: обшивки, стрингеры, накладки и т.п., а также трехслойные панели, имеющие постоянную высоту заполнителя и кривизну (рис. 12.11, а, б, д, е).

По полусовмещенной технологии кроме конструкций, показанных на рис. 12.11, а, б, д, е, могут изготавливаться конструкции, показанные на рис. 12.11, в, ж.

Конструкции (рис. 12.11, г, з) могут быть изготовлены только по совмещенной технологии.

12.4.4. Контроль качества изготовления

Существующие методы контроля качества могут определить наличие или отсутствие зазоров между слоями КМ или склеиваемыми деталями. Технологическая карта контроля импедансно-акустическим методом, где видны зоны непроклея между обшивками

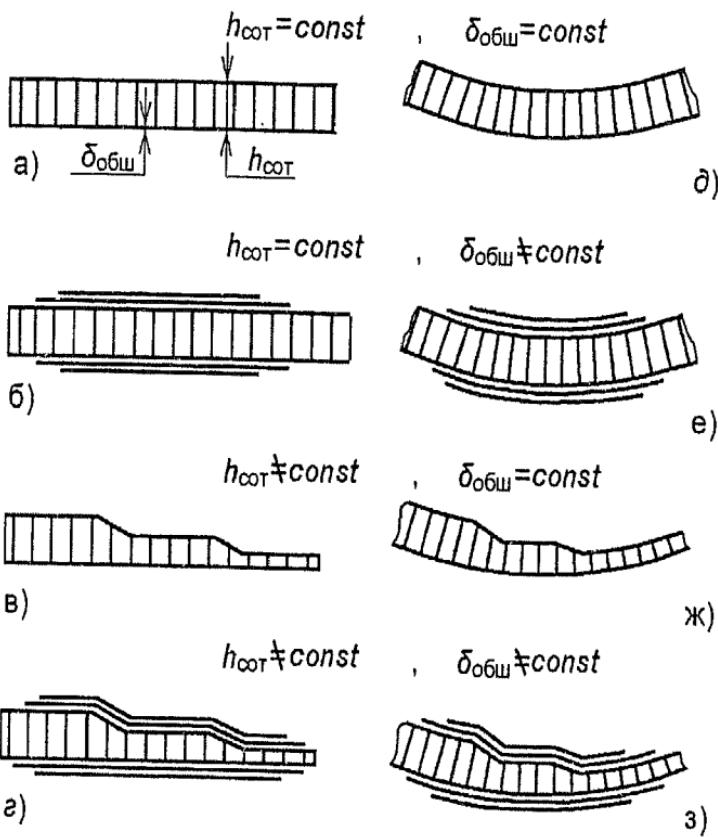


Рис. 12.11. Типы регулярных частей конструкций панелей:
 а — плоская панель; б — плоская панель с местным усилением обшивок;
 в — плоская панель с переменной высотой заполнителя; г — плоская
 панель с усилением обшивок в зоне переменной высоты заполнителя;
 д — криволинейная панель малой кривизны; е — криволинейная панель
 с местным усилением обшивок; ж — криволинейная панель
 с переменной высотой заполнителя; з — криволинейная панель
 с усилением обшивок в зоне переменной высоты заполнителя

и сотами у стандартного образца—свидетеля показана на рис. 12.12, но о прочности соединения в целом такой контроль не дает. Гарантией прочности может быть только строгое соблюдение технологических режимов, проверенных при испытаниях опытных конструкций и образцов—свидетелей.

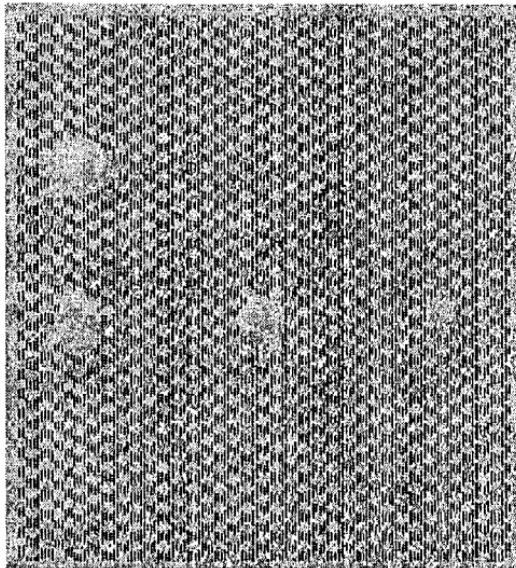


Рис. 12.12. Типовая карта мест непроклея у стандартного образца—свидетеля

12.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА

12.5.1. Расчетные нагрузки

В связи с тем, что КМ является одновременно и материалом и конструкцией, появляются особенности задания исходных данных для расчета на прочность по сравнению с конструкциями из металлических материалов.

Для проектирования конструкций из композиционных материалов необходимо располагать:

1) расчетными нагрузками, действующими на элемент конструкции (обшивка, стенка, пояс и т.д.) в виде потоков погонных нагрузок (рис. 12.13); в том числе $q_{\sigma x}$ — поток растягивающих (сжимающих) нагрузок, действующих в направлении оси x , Н/мм; $q_{\sigma y}$ — поток нагрузок, действующих в направлении оси y или z , Н/мм;

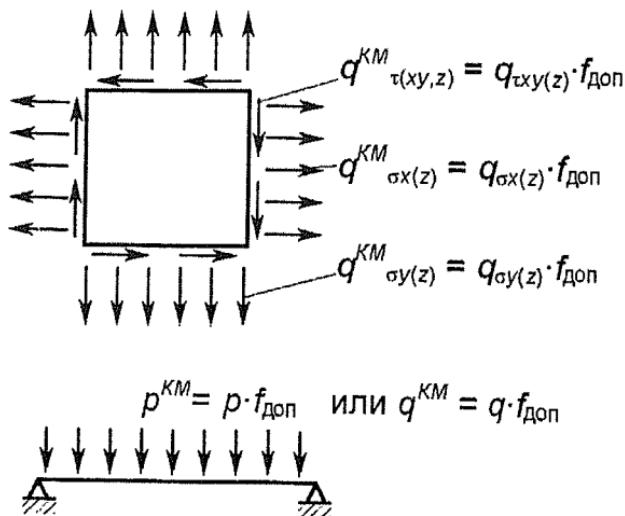


Рис. 12.13. Схема нагружения элементов детали из КМ

$q_{\tau xy(z)}$ — поток касательных напряжений, действующих в плоскостях xy или xz , Н/мм; p — нагрузка от аэродинамического давления, Па или МПа; x, y, z — оси координат;

2) паспортными данными на композиционный материал при нормальных и эксплуатационных температурах. Для изделий, эксплуатирующихся при повышенных температурах и влажности, все перечисленные характеристики определяются или уточняются путем экспериментальных исследований;

3) значениями коэффициента, характеризующего скорость распространения трещин при растяжении, сжатии и сдвиге K_{ic} , МПа·мм $^{1/2}$, то есть трещиностойкостью композиционного материала при эксплуатационных температурах и влажностях;

4) усталостными характеристиками композиционного материала в зависимости от уровня напряжений σ_a и числа циклов нагрузления N

$$\sigma_a = f(N);$$

5) при проектировании сотовых конструкций с применением КМ, кроме характеристик, изложенных в п. 1, 2, 3 и 4, необходимо дополнительно располагать следующими данными:

τ_{xz} и τ_{yz} — прочностью сотового заполнителя при сдвиге, где X — направление вдоль kleевых полос; Y — направление, перпендикулярное к направлению X ; Z — направление вдоль высоты сотового блока;

$\sigma_{сж}$ — прочностью сотового заполнителя на поперечное сжатие;

$\sigma_{разр}$ — прочностью сотового заполнителя на разрыв;

G_{xz} и G_{yz} — модулями сдвига сотового заполнителя;

ρ_c — объемной массой сотового заполнителя;

$\sigma_{равн.отр}$ — прочностью соединения обшивки с сотовым заполнителем при равномерном отрыве.

12.5.2. Общая методика определения физико-механических свойств многослойного КМ

На практике используют как предварительные (прикидочные), так и точные (проверочные) методики расчета.

Наиболее сложными являются проверочные расчеты на прочность каждого из слоев пакета КМ.

Существует целый ряд работ, посвященных теоретическим методам проверочных расчетов прочностных и упругих характеристик пакета КМ в зависимости от его структуры [1, 23, 25, 37, 38 и др].

Запомним:

Главное в проверочных методиках — ОПРЕДЕЛИТЬ ВОЛОКНО, КОТОРОЕ БУДЕТ ЯВЛЯТЬСЯ ПРИЧИНОЙ РАЗРУШЕНИЯ ВСЕГО ПАКЕТА СЛОЕВ КМ В ЦЕЛОМ.

В основу теоретических методик заложен расчет диаграммы деформирования при сжатии (растяжении) каждого слоя в многослойном пакете КМ.

Диаграмма деформирования пакета КМ, получаемая в расчетах (как правило, с использованием программ на ЭВМ) представляет собой ломаную линию, точки излома которой соответствуют потере монолитности (разрушению) в каждом отдельном слое (рис. 12.14, а, б).

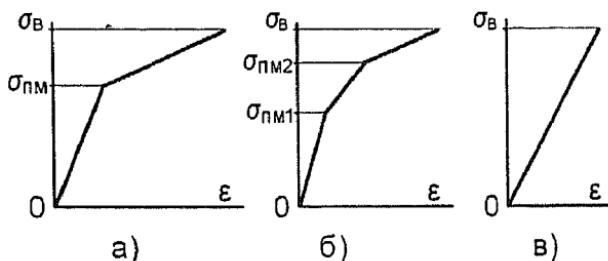


Рис. 12.14. Диаграммы деформирования многослойного пакета КМ:
а — разрушение одного слоя; б — разрушение двух слоев;
в — нет разрушений

Средние напряжения, приложенные к пакету КМ, при которых в нем произошла потеря монолитности, считаются напряжениями разрушения пакета КМ σ_{pm} , следовательно, пределом прочности пакета КМ σ_{B} .

Максимальное количество точек излома равно количеству слоев i в пакете (каждый слой может только один раз потерять монолитность).

Если от начала нагружения до момента разрушения пакета КМ ни в одном слое не произошла потеря монолитности, то диаграмма будет представлять прямую линию (рис. 12.14, в).

Запомним:

КМ считается разрушенным, если хотя бы в одном из его слоев выполняется одно из условий:

1. $\sigma_{1i} \geq \sigma_{1Bi}$ — разрушение i -го слоя вдоль волокон при растяжении;
2. $\sigma_{1i} \geq \sigma_{-1Bi}$ — разрушение i -го слоя вдоль волокон при сжатии;
3. $\sigma_{2i} \geq \sigma_{2Bi}$ — разрушение слоя поперек волокон.

На начальных этапах создания конструкции из КМ проще пользоваться инженерной (проектировочной) методикой определения свойств *не отдельных слоев волокон, а пакета в целом* [1, 37].

12.5.3. Расчет пакета КМ на прочность

Исходными данными для расчета являются:

— паспортные данные композиционного материала;

— полный спектр расчетных нагрузок, действующих на конструкцию (рис. 12.3).

Определение направления действующих нагрузок

На конструкцию действуют нагрузки в направлениях X , Y , характеризующиеся погонными усилиями $q_{\sigma X}^{\text{КМ}}$, $q_{\sigma Y}^{\text{КМ}}$.

На поле чертежа указывают оси, направление которых определяет ориентацию основы однородного композиционного материала или основы ткани. Графически это представлено на рис. 12.15.

Положительными считаются углы, отсчитанные по часовой стрелке от направления 0° .

Порядок действий конструктора при расчете количества слоев в пакете КМ

1. Определяем необходимую толщину δ КМ для расчетных нагрузок в направлении 0° , 90° , $\pm 45^\circ$:

$$\delta^0 = \frac{q_{\sigma X}^{\text{КМ}}}{\sigma_b^0}, \text{ ММ}; \quad \delta^{90} = \frac{q_{\sigma Y}^{\text{КМ}}}{\sigma_b^0}, \text{ ММ}; \quad \delta^{\pm 45} = \frac{q_{\tau XY}^{\text{КМ}}}{[\tau_{\pm 45}^0]}, \text{ ММ},$$

где для КМУ4 можно принять $[\tau_{\pm 45}^0] \approx 290$ МПа.

2. Определяем количество слоев КМ с ориентацией 0° , 90° , $\pm 45^\circ$:

$$n_{\text{сл}}^0 = \frac{\delta^0}{\delta_1}; \quad n_{\text{сл}}^{90} = \frac{\delta^{90}}{\delta_1}; \quad n_{\text{сл}}^{\pm 45} = \frac{\delta^{\pm 45}}{\delta_1},$$

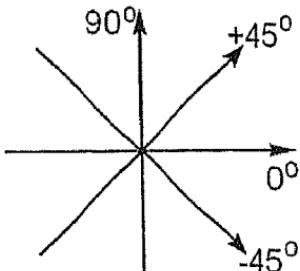


Рис. 12.15. Направление осей укладки волокон

где δ_1 — толщина монослоя (определенена в паспорте материала) или толщина одного слоя в пакете, и округляем полученные n^0 и n^{90} до ближайшего большего числа, а $n^{\pm 45}$ до ближайшего числа, кратного 2.

3. Для сплошных конструкций из КМ формируем пакет слоев для двух технологических способов изготовления:

1) *выкладка*:

$$+45, 90, -45, 0_2, 0, 90, 0_2, \vdots -45, 90, +45,$$

где черта (—) означает, что полной симметрии нет, а ось симметрии (:) формируют слои с ориентацией 0° и 90° . *Выкладка* позволяет между слоями $+45^\circ$ и -45° располагать слои 90° или 0° , что необходимо для уменьшения усадочных напряжений;

2) *намотка*. При намотке слои располагают так:

$$\pm 45, 90, 0, 0, \quad 90, 0, 0, \mp 45,$$

где черта (—) означает, что ось симметрии формируют слои $0, 90$. При изготовлении намоткой слои ∓ 45 должны быть вместе;

3) для *сотовых конструкций*, у которых существуют две обшивки, уточняют количество слоев, исходя из того, что обе обшивки должны иметь одинаковое количество слоев. Для сотовой конструкции, изготавливаемой методом ручной выкладки, формируют пакет так:

$$90, 0, +45, 0, -45, 0, 90 \boxed{\text{соты}} \quad 90, 0, -45, 0, +45, 0, 90$$

1-я обшивка 2-я обшивка

Несмотря на то, что каждая из обшивок не является симметричной, при формировании общей системы необходимо строго соблюдать симметрию конструкции, то есть горизонтальная ось симметрии располагается по середине высоты сот.

Запомним:

Для сотовых конструкций при соблюдении конструктивной симметрии (ось симметрии в середине сот) наличие несимметричных обшивок с несимметричным расположением слоев возможно, если данная конструкция изготавливается по совмещеннной технологии. В этом случае поводок изготовленной конструкции не будет.

Если одна из несимметричных обшивок на сборку поставляется в отверженном виде, то и она, и вся конструкция будут иметь подводки, которые могут быть значительны при *традиционной* технологии, при которой на сборку поставляются обе обшивки, а затем производится их склейка с сотовым заполнителем. В этом случае обшивки должны состоять из строго симметрично расположенных слоев, что приведет к их утолщению, а следовательно, к увеличению массы конструкции.

Рекомендации [1]:

1. При проектировании конструкций, изготавливаемых по смешенной технологии, слои с направлением волокон 0° (располагаемые в направлении действия максимальной нагрузки) необходимо помещать внутри пакета, а не выносить их на контакт с сотами. Предпочтительнее всего, если с сотами будет контактировать слой 90° .

2. Если с сотами контактируют слои $\pm 45^\circ$, то прочность уменьшается на 5–7%, а если с сотами контактируют слои 0° , то прочность уменьшается на 10–12%.

Таким образом, определены количество, ориентация и расположение слоев, соответствующие спектру расчетных для КМ нагрузок и с учетом технологии изготовления.

Определение прочностных характеристик пакета КМ

1. Прочностные характеристики пакета σ^{XY} и E^{XY} , состоящего из слоев с ориентацией 0° , $\pm 45^\circ$, 90° для смешанной схемы укладки рассчитывают при проектировочном расчете для направлений X , Y , используя формулы [1, 37]

$$\left[\sigma_{\text{в},xy}^{\text{КМ}} \right] = K_Y^{X,Y} \cdot \sigma_{\text{в}}^0 \quad \text{и} \quad \left[E_{XY}^{\text{КМ}} \right] = K_{XY}^{X,Y} \cdot E^0,$$

где $K_Y^{X,Y}$ — коэффициент укладки для направлений X и Y ; $\sigma_{\text{в}}^0, E^0$ — паспортные данные материала;

$$K_Y^{X,Y} = \sum_{i=1}^n \frac{n_i^{X,Y}}{n} \cos^4 \alpha_i,$$

n_i — количество слоев i -го угла ориентации для направлений X и Y ;

n — суммарное количество слоев;

α_i — i -й угол ориентации основы ленты (ткани) по отношению к направлению действия нагрузки и для направлений X и Y .

Учитывая, что $\cos 0^\circ = 1, \cos^4 45^\circ = 0,25, \cos 90^\circ = 0$, запишем:

$$K_Y^{X,Y} = \sum_{i=1}^n \frac{n_i^{X,Y}}{n} + 0,25 \frac{n_{45}}{n}.$$

Для определения $[\tau_{\text{в}}]$ используют правило смеси, то есть

$$[\tau_{\text{в}}] = \frac{(n_0 + n_{90})}{n} \tau_{0,90} + \frac{n_{45}}{n} \tau_{45},$$

где n_0 и n_{90} — количество слоев с ориентацией 0° и 90° ; n_{45} — количество слоев с ориентацией $\pm 45^\circ$; n — суммарное количество слоев; $\tau_{\text{в},0,90}$ — паспортная характеристика; $\tau_{\text{в},\pm 45}$ — предел прочности укладки $\pm 45^\circ$.

2. Определяют суммарную толщину пакета $\delta^{\text{KM}} = \delta_1 n$, где δ_1 — толщина монослоя. Действующие напряжения в пакете в направлениях X и Y :

$$\sigma_X^{\text{KM}}, \sigma_Y^{\text{KM}}, \tau_{XY}^{\text{KM}}.$$

Определяем $\sigma_X^{\text{KM}}, \sigma_Y^{\text{KM}}, \tau_{XY}^{\text{KM}}$ по формулам:

$$\sigma_X^{\text{KM}} = \frac{q_{\sigma X}^{\text{KM}}}{\delta^{\text{KM}}};$$

$$\sigma_Y^{KM} = \frac{q_{\sigma Y}^{KM}}{\delta^{KM}};$$

$$\tau_{XY}^{KM} = \frac{q_{\tau XY}^{KM}}{\delta^{KM}}.$$

Для сотовой конструкции, в которой обе обшивки имеют одинаковое количество слоев и одинаковую толщину, действующие напряжения σ_X^{KM} , σ_Y^{KM} , τ_{XY}^{KM} , определяются по формулам:

$$\sigma_X^{KM} = \frac{q_{\sigma X}^{KM}}{2\delta^{KM}};$$

$$\sigma_Y^{KM} = \frac{q_{\sigma Y}^{KM}}{2\delta^{KM}};$$

$$\tau_{XY}^{KM} = \frac{q_{\tau XY}^{KM}}{2\delta^{KM}}.$$

3. Определяем предельное состояние пакета при действии комбинированных нагрузок по критерию Цая-Хилла:

$$\left[\frac{\sigma_X^{KM}}{\left[\sigma_{bX}^{KM} \right]} \right]^2 - \frac{\sigma_X^{KM} \times \sigma_Y^{KM}}{\sigma_{bX}^{KM} \times \sigma_{bY}^{KM}} + \left[\frac{\sigma_Y^{KM}}{\left[\sigma_{bXY}^{KM} \right]} \right]^2 + \left[\frac{\tau_{XY}^{KM}}{\left[\tau_{bXY}^{KM} \right]} \right]^2 \leq 1.$$

После расчета необходимо оценить влияние каждой составляющей левой части формулы и провести корректировку укладки, а затем повторный расчет, начиная с п. 1.

При действии на конструкцию заданного спектра нагружения в виде $q_{\sigma X}$, $q_{\sigma Y}$, $q_{\tau XY}$ проектировочный расчет элемента конструкции на этом можно закончить. В результате расчета определены количество слоев и их ориентация.

Поскольку известны толщина и количество слоев, можно определить массу элемента конструкции из данного материала с известной для него удельной плотностью ρ .

12.5.4. Допустимые напряжения при повреждении КМ

При эксплуатационных нагрузках повреждения (трещины) должны развиваться чрезвычайно медленно. Таким образом, конструкция из КМ должна удовлетворять требованию *безопасного разрушения*. Величина остаточной прочности конструкции в целом должна обеспечить уровень безопасности за период между осмотрами конструкции, то есть трещина должна быть не более некоторой регламентируемой величины.

Допустимые повреждения конструкций из ПКМ

При задании допустимого повреждения принимают допустимую длину дефекта (трещины) $L_{\text{доп}}$, наличие которой не должно приводить к разрушению конструкции в целом в процессе эксплуатации. Значение $L_{\text{доп}}$ устанавливается на основании:

- вероятности появления повреждения (для различных узлов и деталей может значительно отличаться);
- надежности обнаружения дефекта.

Для каждой детали размер эксплуатационного повреждения может иметь свое значение. Для композиционных панелей обшивки самолета, например, размеры дефектов, которые могут проявиться при эксплуатации, лежат в диапазоне

$$0 \leq L_{\text{доп}} \leq 150 \text{ мм},$$

то есть максимально возможный размер эксплуатационного повреждения обшивки при механическом ударном воздействии $L_{\text{доп}} = 150 \text{ мм}$.

Расчет допустимых напряжений при повреждении КМ

Расчетными характеристиками сопротивления хрупкому разрушению КМ являются параметры, указанные в паспортных характеристиках материала:

K_{Ic} (K_{I-c}) — коэффициент интенсивности напряжений при одностороннем растяжении (сжатии), $\text{МПа} \cdot \text{мм}^{1/2}$;

K_{IIc} — коэффициент интенсивности напряжений при сдвиге, $\text{МПа} \cdot \text{мм}^{1/2}$;

a_1 , a_{-1} , a_{11} — поправки на зону растрескивания в вершине дефекта при плоском нагружении для растяжения, сжатия и сдвига композиционного пакета соответственно. Практически $a_{1,2,3} = 1\dots 2$ мм.

Для определения остаточной прочности композиционного пакета бесконечной ширины с центральной трещиной длиной L используют уравнения:

$$[\sigma] = \frac{K_{Ic(1-C)}}{\sqrt{\pi(L/2 + a_{l(-l)})}};$$

$$[\tau] = \frac{K_{II}}{\sqrt{\pi(L/2 + a_{11})}},$$

где $[\sigma]$, $[\tau]$ — допустимые напряжения (остаточная прочность) материала в районе зоны разрушения.

Коэффициенты интенсивности напряжений K_{Ic} сильно зависят от структуры композиционного пакета, применяемых материалов и схемы армирования. Например, для углепластика с модулем упругости $E_b = 120000$ МПа и $\sigma_b = 900$ МПа, в зависимости от схемы армирования имеем [2]:

- все слои с углом укладки 0° — $K_{Ic} = 130$ МПа·мм $^{3/2}$;
- равномерное распределение слоев с углами ориентации 0° , $\pm 45^\circ$, 90° — $K_{Ic} = 850$ МПа·мм $^{3/2}$;
- 0° и 90° поровну — $K_{Ic} = 750$ МПа·мм $^{3/2}$.

Фактические величины K_{Ic} определяют экспериментальным путем при испытании стандартизованных образцов конкретного композиционного пакета с заранее выполненными дефектами в виде прорези или отверстия. С ростом модуля упругости материала коэффициенты интенсивности напряжений снижаются.

В иностранных методиках при расчетах используется величина остаточной прочности при заданном повреждении, отнесенная к удельному весу материала (см. гл. 5).

Методы повышения эксплуатационной живучести деталей из КМ

Снижение прочности КМ при повреждениях обусловлено появлением концентраторов напряжений в виде ударных повреждений, технологических дефектов, механических соединений и вырезов.

Повысить живучесть композиционного изделия можно или выбором допустимых эксплуатационных напряжений $[\sigma]_{\text{экс}}$, либо применением стопперов. Применение стопперов трещин — наиболее перспективный путь. Он основан на формировании зон с повышенной вязкостью, на которых останавливается развитие дефектов. Задача стопперов — в результате перераспределения нагрузок снизить напряжения на кончике трещины, что предотвращает ее развитие. Роль высокомодульных стопперов могут выполнять, например, стрингеры и лонжероны, жесткость которых выше жесткости обшивки в данном направлении.

Стопперы могут быть выполнены как в виде отдельных слоев композиционного пакета, так и в виде чередований материалов в одном слое. Например, применяют дополнительные слои из ткани с ориентацией основы 45° к направлению основных слоев, что способствует лучшему перераспределению напряжений при повреждениях.

Использование стопперов позволяет повысить K_{Ic} в 2,5 раза.

12.6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗОНЫ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ ИЗ КМ

Зона соединения — наиболее ответственная зона конструкции из композиционных материалов. При нерационально спроектированных стыках можно потерять весь выигрыш в массе от применения КМ в регулярной зоне. Создание стыка — сложная многопараметрическая задача. В настоящее время не существует разработанных теорий расчета и проектирования конструкции в зонах соединений и очень ограничена информация о конструкции стыков. Каждое авиационное предприятие проводит большой объем экспериментальных работ по созданию неразъемных и разъемных соединений для конкретных конструкций.

Практические рекомендации, приводимые ниже, относятся к применению ПКМ типа КМУ-4Э. Величины допускаемых нагрузок, потоков или напряжений при переходе на другой материал или другую технологию конкретного предприятия необходимо уточнять.

12.6.1. Формирование КМ в зоне установки крепежных элементов

Поскольку толщины $\delta_{\text{КМ}} = \delta_0$ и схемы ориентации слоев в регулярных зонах детали уже определены (см. гл. 12.5), необходимо определить толщину, количество слоев и схему их ориентации в зонестыка [38].

В зоне размещения крепежных элементов у деталей из КМ для обеспечения необходимой прочности производят усиление зоны соединения накладками (рис. 12.16, а, б) или дополнительными слоями (рис. 12.16, в).

Толщина пакета встыке $\delta_{\text{ст}}$ складывается из суммы слоев: для случая, представленного на рис. 12.16, б

$$\delta_{\text{ст}} = \delta_{\text{накл}} + \delta_0;$$

для случая, представленного на рис. 12.16, в

$$\delta_{\text{ст}} = \delta_0 + \delta_{\Sigma \text{ вн.}}$$

Определение схемы ориентации *усиливающих накладок* или *дополнительных слоев*, а также толщины пакета КМ в зонестыка $\delta_{\text{ст}}$ (рис. 12.6.1) производят, исходя из следующих рекомендаций.

1. Общая толщина детали в зонестыка $\delta_{\text{ст}}$ должна состоять из следующих пропорций слоев:

$$0^\circ - 55 \div 65\%; \pm 45^\circ = 25\% \text{ и } 90^\circ = 10\%,$$

где 0° — направление основы ленты вдоль действия максимальных растягивающих или сжимающих усилий.

2. Для равномерного распределения напряжений по толщине слоя необходимо соблюдать симметричную укладку слоев для всей толщины $\delta_{\text{ст}}$.

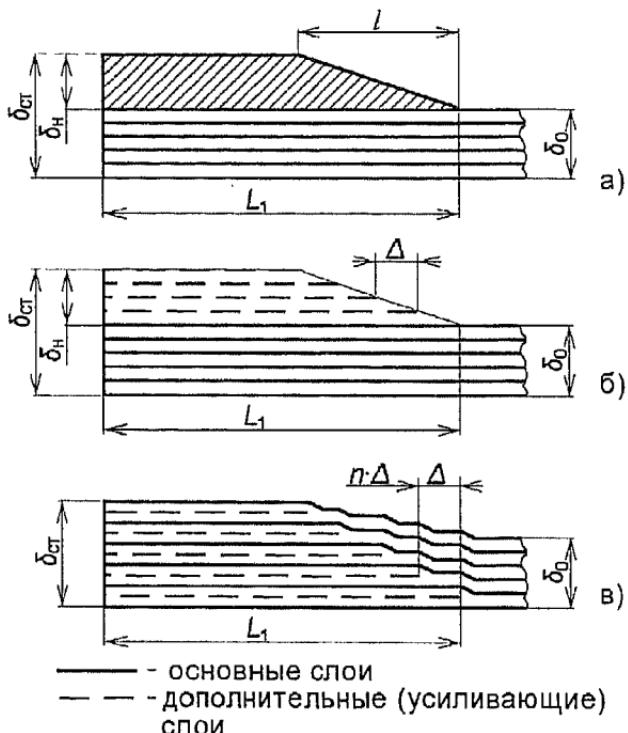


Рис. 12.16. Увеличение толщины стыка накладками:

а — готовая металлическая накладка или пакет КМ (традиционная технология); *б* — усиление слоями из КМ (полусовмещенная или совмещенная технология); *в* — увеличение толщины стыка заполни-

тельными слоями (совмещенная технология);

L_1 — зона стыка; l — переходная зона усиления стыка; δ_H — толщина усиливающей накладки; $\delta_{ст}$ — суммарная толщина слоев, вставляемых внутрь КМ; Δ — сдвигка слоев в переходной зоне

3. Общая толщина КМ $\delta_{КМ} = \delta_{ст}$ зависит от конструкции зоны соединения (неразъемное или разъемное), от вида крепежных элементов (заклепки, болты, втулки), от формы закладной головки заклепок или болтов, от диаметра крепежных элементов, от геометрических параметров в зоне стыка, от величины действующей нагрузки и от метода образования отверстия в КМ для установки крепежных элементов (сверление или раздвижка волокон).

12.6.2. Проектирование конструкций неразъемных соединений

Общие требования к конструкции

1. Все крепежные элементы, контактирующие с углепластиками, должны быть изготовлены из коррозионностойких металлов (поэтому применение алюминиевых сплавов и коррозионно-нестойких сталей без соответствующих покрытий недопустимо).

2. При постановке крепежных элементов категорически запрещается ударная клепка. Замыкающая головка заклепки должна образовываться либо на металлической ответной детали (рис. 12.17, а), либо на поверхности металлической втулки (рис. 12.17, б).

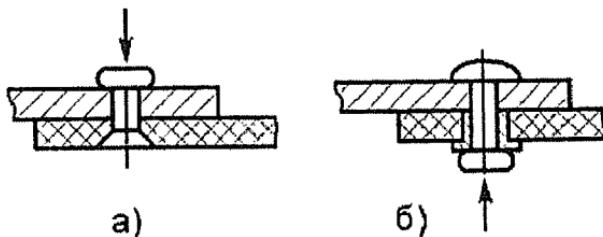


Рис. 12.17. Соединение деталей при клепке КМ:
а — без втулки; б — со втулкой

3. Увеличение количества крепежных элементов ведет к увеличению прочности стыка. Диаметр крепежного элемента (болта, заклепки) должен быть наименьшим из рекомендуемых ниже.

Крепежные элементы, применяемые при соединении деталей из КМ

При двухстороннем подходе при установке заклепок в отверстия, выполненные в отвержденном КМ, применяют:

— заклепки с плоско-скругленной головкой, с потайной головкой с углом 90°, с потайной головкой с углом 120° (диаметр 2...6 мм), материал — коррозионностойкая сталь 10Х18Н9Т;

— болт-заклепки с плоско-скругленной головкой, с потайной головкой с углом 120° (рис. 12.18, диаметр 3,5; 4,0; 5,0 мм), материал — титановый сплав ВТ6.

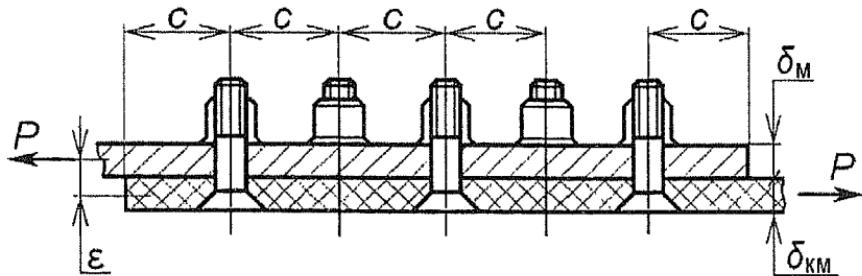


Рис. 12.18. Установка болт-заклепок

При одностороннем подходе применяют:

- односторонние заклепки с плоско-скругленной головкой, с потайной головкой с углом 90° , с потайной головкой с углом 120° и сердечником из коррозионностойкой стали (диаметр $d = 3,5; 4,0; 5,0$ мм);
- заклепки высокого сопротивления срезу с шестигранной головкой, с потайной головкой с углом 120° (диаметр $d = 5,0$ и $6,0$ мм), материал — титановый сплав.

При установке заклепок в неотверженный КМ путем раздвижки волокон применяют заклепки-гвозди с потайной головкой с углом 90° для композиционного материала (диаметр $d = 2,0; 2,6; 3,0$ мм), материал — титановый сплав ВТ6.

Обозначив через t — шаг заклепок, c_1 — расстояние между рядами, c — перемычки, запишем соотношения:

$$\frac{c}{d} = 2,8 \dots 3,0; \quad \frac{c_1}{d} = 2,4 \dots 2,7; \quad \frac{t}{d} = 3,2 \dots 3,6.$$

Определение геометрических параметров односрезного и двухсрезного соединений

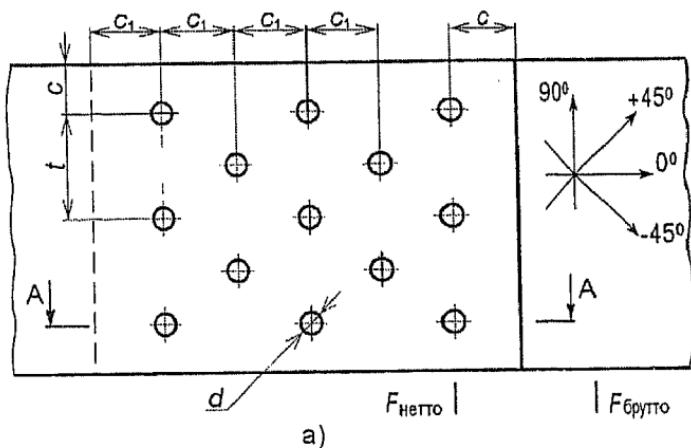
Схема установки крепежных элементов для неразъемного соединения деталей приведена на рис. 12.19.

Соединения деталей из КМ со смежной конструкцией (рис. 12.19, а) могут быть односрезные (рис. 12.19, б) и двухсрезные (рис. 12.19, в) с расположением крепежных элементов в несколько рядов. Длина стыка L определяется числом рядов и расстоянием между рядами крепежных элементов c_1 , а также величиной перемычек

с. Длина переходной зоны l зависит от количества усиливающих слоев и шага сдвигки слоев Δ .

Расчетная нагрузка $P^{\text{расч}}$ определится из выражения

$$P^{\text{расч}} = q_{\sigma}^{\text{экспл}} \cdot 1,5 \cdot b \cdot 1,25,$$



а)

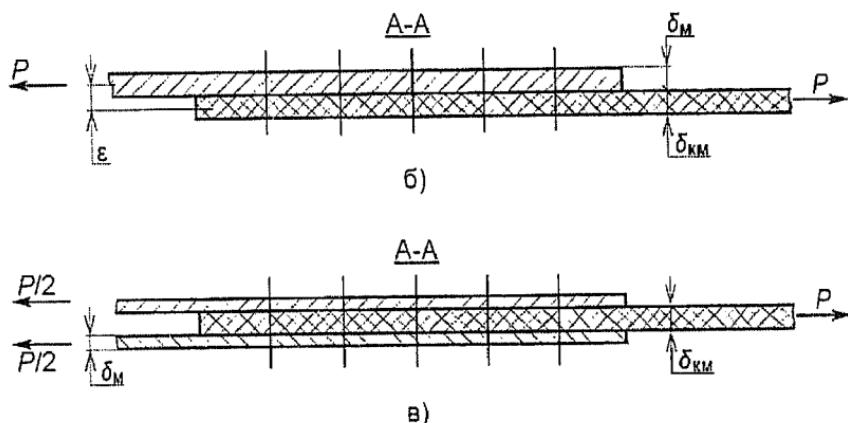


Рис. 12.19. Схема неразъемного соединения деталей:
 а — установка крепежа; б — односредное соединение; в — двухсредное соединение; c — расстояние от оси крепежного элемента до свободного края (перемычка); c_1 — расстояние между рядами крепежных элементов; d — диаметр крепежного элемента;
 t — шаг постановки крепежных элементов; $P = P^{\text{расч}}$ — расчетная нагрузка на деталь из КМ

где 1,25 — дополнительный коэффициент безопасности в конструкциях из КМ; b — ширина детали; $\delta_{\text{КМ}}$ — толщина КМ в зонестыка; δ_m — толщина металлической стыкуемой детали; ε — эксцентриситет, $\varepsilon = \frac{\delta_{\text{КМ}} + \delta_m}{2}$.

Площадь в сплошном сечении для деталей из КМ (металла) $F_{\text{брутто}}$ рассчитывается по формуле

$$F_{\text{брутто}} = b\delta.$$

$F_{\text{нетто}}$ — площадь в сечении по оси 1-го ряда за вычетом площади отверстий для деталей из КМ (металла):

$$F_{\text{нетто}} = (b - nd)\delta,$$

где δ — толщина материала $\delta_{\text{КМ}}$ или δ_m ; n — количество крепежных элементов в 1-м ряду.

Порядок действий при проектировании односрезного соединения

1. Определяют толщину пакета КМ из условия смятия под заклепками (рис. 12.19, а).

Действующие напряжения:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{n_{\Sigma} \cdot \delta_{\text{КМ}} \cdot d},$$

отсюда определяют толщину пакета КМ из условий смятия:

$$\delta_{\text{КМ}} = \delta_{\text{ср}} = \frac{P}{[\sigma_{\text{см}}] \cdot n_{\Sigma} \cdot d},$$

где n_{Σ} — суммарное количество всех крепежных элементов.

Допускаемые напряжения смятия определяют экспериментальным путем (для рекомендованного в разд. 12.6.1 процентного содержания слоев КМУ-49, $[\sigma_{\text{см}}] = 220$ МПа).

2. Проверяют прочность на разрыв и изгиб соединения по первому ряду крепежа (рис. 12.19).

В сечении с отверстиями действуют напряжения от растяжения σ_p и от изгиба $\sigma_{изг}$, при этом необходимо соблюдать условие:

$$\sigma_p^{\text{нетто}} + \sigma_{изг}^{\text{нетто}} \leq [\sigma_B],$$

где

$$\sigma_p^{\text{нетто}} = \frac{P}{F_{\text{нетто}}};$$

$$\sigma_{изг}^{\text{нетто}} = \frac{M_{изг}^{\text{КМ}}}{W_{\text{нетто}}^{\text{КМ}}};$$

$W_{\text{нетто}}^{\text{КМ}}$ — момент сопротивления сечения детали при вычете площади отверстий.

Изгибающий момент определяется как

$$\Sigma M_{изг} = K_{3,c} P \varepsilon,$$

где $K_{3,c}$ — коэффициент защемления стыка, определяемый экспериментально, $K_{3,c} = f(d, n_{\text{рядов}})$.

Значения коэффициента берутся из графиков, изображенных на рис. 12.20 и построенных по результатам экспериментальных исследований. Значения $K_{3,c}$ на рис. 12.20 соответствуют соотношению

$$\frac{E_{\text{КМ}} J_{\text{КМ}}}{E_m J_m} = 0,6 \dots 1,2, \text{ где}$$

$E_{\text{КМ}}$ — модуль упругости КМ детали из КМ при соответствующей схеме укладки слоев (определяется по формулам, приведенным в разд. 12.5);

E_m — модуль упругости детали из металла;

$J_{\text{КМ}} = \frac{b \cdot \delta_{\text{КМ}}^3}{12}$ — момент инерции детали из КМ;

$J_m = \frac{b \cdot \delta_m^3}{12}$ — момент инерции детали из металла;

$EJ_{\text{КМ}}$ — жесткость детали из КМ при изгибе;

EJ_m — жесткость детали из металла.

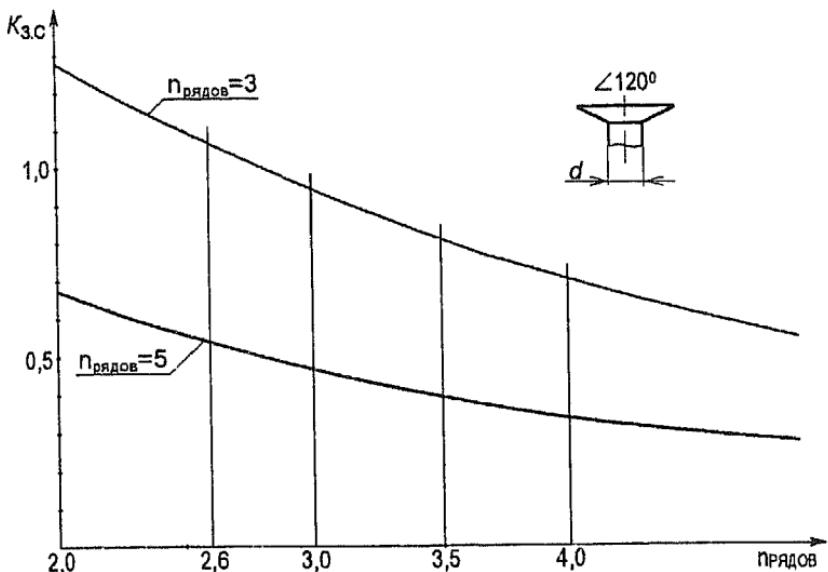


Рис. 12.20. Значение коэффициента $K_{з.с}$:
 $n_{рядов}$ — количество рядов крепежных элементов

Изгибающий момент $\Delta M_{изг}$ в стыке воспринимается металлической и композиционной деталями и распределяется между ними пропорционально их жесткостям, то есть пропорционально отношению $\frac{E_{КМ}J_{КМ}}{E_{м}J_{м}}$.

Определяют напряжения изгиба, действующие в КМ:

$$\sigma_{изг}^{\text{нетто}} = \frac{M_{изг}^{\text{КМ}}}{W_{\text{нетто}}^{\text{КМ}}},$$

где $W_{\text{нетто}}^{\text{КМ}}$ — момент сопротивления для детали из КМ в сечении по первому ряду крепежных элементов,

$$W_{\text{нетто}}^{\text{КМ}} = \frac{b_{\text{нетто}}^{\text{КМ}} \cdot \delta_{\text{КМ}}^2}{6}.$$

Определив $\sigma_p^{\text{нетто}}$ и $\sigma_{\text{изг}}^{\text{нетто}}$, сравнивают их с допустимыми напряжениями $[\sigma]_{\text{изг}}$ КМ в зонестыка (см. разд. 12.3).

3. Проверяют прочность крепежных элементов на срез.

Условие прочности крепежных элементов:

$$\tau_{\text{cp}} = \frac{P}{n_{\Sigma} \cdot \pi d^2 / 4} \leq [\tau_{\text{cp}}]$$

где n_{Σ} — суммарное количество всех крепежных элементов; $[\tau_{\text{cp}}]$ — предел прочности на срез крепежного элемента.

4. Проверяют прочность на срез КМ под заклепкой.

Действующие напряжения среза перемычки должны соответствовать условию

$$\tau_{\text{cp}} = \frac{P_1}{2c\delta_{\text{КМ}}} \leq [\tau_{\text{cp}}],$$

где P_1 — нагрузка, действующая на одну заклепку; $[\tau_{\text{cp}}]$ — допустимые напряжения среза КМ (для рекомендованного в разд. 12.3 процентного содержания слоев КМУ-4Э, $[\tau_{\text{cp}}] = 80$ МПа).

Примечания.

1. Все рекомендации даны на основании экспериментальных исследований образцов, изготовленных из КМУ-4Э [38]. При применении другого материала приведенные в данном учебнике значения параметров $[\sigma_{\text{cm}}]$, $K_{3,c}$, EJ_{KM} / EJ_m , $[\tau_{\text{cp}}]$, необходимо принимать как справочные, используемые при первом приближении в процессе проектированиястыка и уточняемые при испытаниях образцов.

2. Данные по допустимым напряжениям при применении крепежных элементов с потайной закладной головкой приведены для отверстий в КМ, образованных методом сверления. При применении крепежных элементов с плоской или полукруглой закладной головкой допустимые напряжения увеличиваются на 10% так же, как и при образовании отверстий методом раздвижки волокон.

Особенности расчета неразъемного двуухрезного соединения

Расположение крепежных элементов показано на рис. 12.19, б. Расчет двухрезного соединения отличается от расчета односрезного величиной допустимых напряжений на смятие КМ под заклепками, разрыв и срез перемычки c , а именно:

для $d = 2,0$ мм

$$[\sigma^{\text{нетто}}] \leq 0,75[\sigma_{\text{в}}];$$

для $d = 5,0$ мм

$$[\sigma^{\text{нетто}}] \leq 0,6[\sigma_{\text{в}}],$$

где $[\sigma^{\text{нетто}}]$ — допустимое значение напряжения в сечении нетто; $[\sigma_{\text{в}}]$ — предел прочности КМ при соответствующей укладке в зонестыка.

Для промежуточного значения диаметра крепежных элементов величину $[\sigma^{\text{нетто}}]$ можно интерполировать по линейному закону.

При проверке прочности на срез крепежных элементов принимают:

для прессовой клепки

$$[\tau_{\text{cp}}] \leq 1,3[\tau_{\text{в}}];$$

при установке болт-заклепок

$$[\tau_{\text{cp}}] \leq [\tau_{\text{в}}].$$

Условие прочности:

$$\tau_{\text{cp}} = \frac{P}{2n\pi d^2 / 4} \leq [\tau_{\text{cp}}].$$

12.6.3. Проектирование конструкций разъемных соединений

*Отличия конструкции разъемных соединений
от неразъемных*

Разъемные соединения образуются путем установки болтов, общая схема расположения болтов аналогична схеме установке заклепок, показанной на рис. 12.19 с учетом следующих отличий:

1. Увеличенные по сравнению с заклепками диаметры крепежа (диаметр болтов 5..10 мм), соответственно увеличенные шаги при установке болтов, определяемые экспериментально.

2. Постановка болтов может производиться:

— в отверстия, просверленные в КМ;

— в отверстия, полученные при раздвижке волокон, что более целесообразно, так как при установке болтов желательно использование внедренных в КМ металлических втулок-шайб.

Поверхность шайб непосредственно контактирует со смежными металлическими деталями и одновременно шайбы улучшают контактные напряжения смятия КМ.

3. Большая зависимость разрушающих нагрузок от конкретной конструкции, качества и технологической стабильности изготовления соединения, чем у заклепок.

4. Отсутствие общих рекомендаций по выбору конструкции и значений допускаемых напряжений. Каждое предприятие имеет свои отработанные конструкции болтовых соединений и технологии изготовления КМ в силовых зонах, соответствующие общему технологическому процессу изготовления конструкций с применением КМ.

Конструкции болтовых разъемных соединений деталей при использовании традиционной технологии

Конструкции односрезного соединения (b — шаг болтов) с использованием болтов с шестигранной и потайной головками показаны на рис. 12.21, *a* и *б* соответственно.

Для шага потайных болтов с соотношением $t/2d = 2,5$, $c/d = 2,5$ (t — шаг постановки болтов, c — расстояние от края листа), разрушающая нагрузка односрезного соединения при толщине пакета $\delta_{\text{КМ}}$ мм лежит в пределах $[q_{\sigma}] = (5,5...6,5) \cdot 10^5 \text{ Н/м}$ [38]*.

При проектировании односрезного соединения, в котором применены болты диаметром d не более 10 мм, устанавливаемые непосредственно в отверженный КМ толщиной 5...10 мм, следует учесть:

* При переходе с материала КМУ-4Э на другой материал величину q_{σ} необходимо уточнять экспериментально.

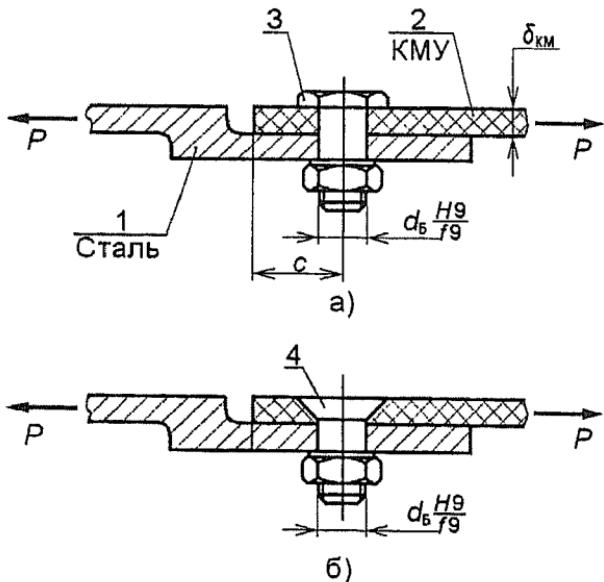


Рис. 12.21. Болтовые однослойные разъемные соединения:
а — болты с шестигранной головкой; б — болты с потайной головкой

1) процентное содержание слоев КМ в зоне соединения: $0^\circ = 55\ldots65\%$, $\pm 45^\circ \approx 45\ldots35\%$ и $90^\circ \approx 0\%$, где 0° — направление основы ленты вдоль действия силы P ;

2) применение болтов с шестигранной головкой увеличивает несущую способность примерно на 50% по сравнению с болтами потайной головкой.

Конструкция болтовых соединений КМ при использовании совмещенной технологии

Типовая конструкция болтового соединения с металлической втулкой и штырями, запрессованными в пакет КМ при изготовлении по совмещенной технологии, показана на рис. 12.22.

В этом случае для болтов с потайной головкой, устанавливаемых с шагом $t=60$ мм, разрушающая нагрузка для толщин КМ $5\ldots10$ мм составляет $[q_\sigma] \approx (9\ldots10) \cdot 10^5$ Н/м. При этом расстояние c от края КМ составляет ≈ 40 мм.

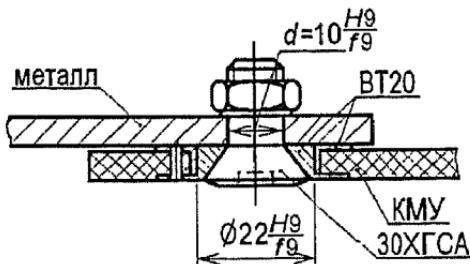
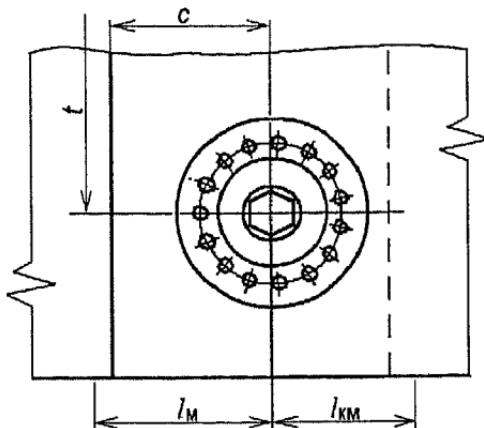


Рис. 12.22. Болтовое соединение с металлической втулкой

В общем случае в зоне соединения рекомендуется применять втулки со штырями или выступами, устанавливаемые в КМ до полимеризации. Это позволяет:

- значительно уменьшить массу соединения (в 1,3...2,4 раза);
- исключить сверление смешанного пакета КМ + металл;
- значительно уменьшить количество заклепок;
- исключить клепку КМ.

12.7. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ КМ

Методику проектирования оптимальных конструкций из полимерных композиционных материалов рассмотрим на примере опре-

деления оптимальных параметров регулярной зоны конструкции силовой трубчатой стойки [26], а затем проведем сравнение масс из полимерных КМ с аналогичными конструкциями из металлических материалов и оценим преимущества конструкции при применении КМ.

12.7.1. Определение оптимальных параметров трубчатых стоек из КМ

Определение оптимальных параметров металлических трубчатых стоек изложено в гл. 11. Аналогично металлической конструкции регулярная часть ТСК представляет собой тонкостенный трубчатый стержень постоянного поперечного сечения по длине, шарнирно опертый по краям, к которым приложена осевая сила (см. рис. 11.8, б).

В качестве примера определим оптимальные параметры регулярной части трубчатой стойки из ПКМ при одинаковой сжимающей нагрузке 20000 Н. Материал стенки трубы принимаем однородным и ортотропным, схему армирования по длине трубы неизменной. Эти допущения справедливы при расчетах тонкостенных трубчатых стержней, выполненных из КМ методами пултрузии, намотки или выкладки (см. разд. 12.4.).

Определим оптимальные параметры регулярной части трубчатой стойки, используя указанные допущения.

Исходные данные для расчета

Основные параметры регулярной части ТСК.

1. Геометрические параметры:

- диаметр трубы D_T ;
- толщина стенки трубы δ_T .

2. Структурные параметры:

N (целое число) — количество различных слоев в пакете;

Φ_i — угол армирования i -го слоя;

Θ_i — относительное содержание (доля) i -го слоя в пакете КМ.

Как и ранее, под слоем КМ понимается совокупность монослоев волокон с одинаковым углом армирования (укладки) и из одно-

кового материала. Следует отметить, что в реальном КМ монослои с различными углами укладки равномерно распределены по толщине пакета, образуя, таким образом, ортотропный слоистый материал, однако для проведения расчетов все слои с одинаковыми углами укладки условно группируются в один слой. Принятые для расчетов физико-механические характеристики монослоев КМУ-4Э, приведены в табл. 12.11.

Таблица 12.11
Характеристики монослоев для КМУ-4Э

| Характеристики монослоев | Значение |
|---|----------|
| Модуль упругости вдоль волокон E_1 , МПа | 120000 |
| Модуль упругости поперек волокон E_2 , МПа | 9800 |
| Модуль сдвига G_{12} , МПа | 6100 |
| Коэффициент Пуассона μ_{12} | 0,26 |
| Предел прочности при растяжении вдоль волокон σ_{1p} , МПа | 900 |
| Предел прочности при растяжении поперек волокон σ_{2p} , МПа | 30 |
| Предел прочности при сдвиге τ_{12} , МПа | 80 |
| Толщина монослоя δ_{mi} в слое i , мм | 0,08 |
| Плотность ρ , г/см ³ | 1,54 |

На параметры регулярной части ТСК накладывают следующие виды ограничений, зависящие от требований, предъявляемых к конструкции и технологии изготовления конструкции [26].

1. Геометрические ограничения:

$$D_{T\min} \leq D_T \leq D_{T\max};$$

$$\delta_{T\min} \leq \delta_T \leq \delta_{T\max};$$

$$D_{T\min} = 15 \text{ мм}, D_{T\max} = 150 \text{ мм}, \delta_{T\min} = 0,5 \text{ мм}, \delta_{T\max} = 10 \text{ мм}.$$

2. Структурные ограничения:

$$N_{\min} \leq N \leq N_{\max} \text{ (количество слоев);}$$

$$\varphi_{i \min} \leq \varphi_i \leq \varphi_{i \max}, \quad i=1 \dots N \text{ (угол ориентации волокон в слое);}$$

$$\Theta_{i \min} \leq \Theta_i \leq \Theta_{i \max}, \quad i=1 \dots N \text{ (процентное содержание ориентированных волокон в слое);}$$

$$N_{\min} = 1; \quad N_{\max} = 3; \quad \varphi_{i \min} = 0;$$

$$\varphi_{i \max} = 90^\circ; \quad \Theta_{i \min} = 0\%; \quad \Theta_{i \max} = 100\%.$$

Для силовых стоек различной длины, работающих на сжатие и изготовленных из различных материалов, с целью возможности их сопоставления независимо от длины стойки L , при расчетах используют не *абсолютные* параметры D_T , δ_T , F_T и расчетную нагрузку P , а *относительные* параметры D_T/L ; δ_T/L ; F_T/L^2 , которые характеризуются *интенсивностью нагрузки с коэффициентом напряженности* P/L^2 , прикладываемой к конструкции [40].

Согласно принятой в данной книге методике трубчатая стойка является равнопрочной по основным видам разрушения и имеет минимальную массу при решении равенства:

$$\sigma_d = \sigma_{kp0} = \sigma_{kp.m} \leq \sigma_{BT}.$$

При сжатии потеря несущей способности конструкции определяется следующими величинами критических напряжений:

— по прочности материала (растяжение и сжатие)

$$\sigma_d = \sigma_{BT};$$

— по общей потери устойчивости

$$\sigma_d \leq \sigma_{kp0};$$

— по местной потери устойчивости

$$\sigma_d \leq \sigma_{kp.m},$$

где σ_{Δ} — действующие в ТСК напряжения от расчетной нагрузки $P_{\text{расч}}$; $\sigma_{\text{вт}}$ — предел прочности материала ТСК, который зависит от структуры пакета КМ и от физико-механических характеристик монослоев, составляющих КМ (см. разд. 12.3).

Определение оптимальных параметров трубы

В трубе из ПКМ при сжатии может происходить разрушение вследствие ее расслоения или растрескивания. Чтобы избежать продольного растрескивания трубы по форме «китайского фонарика», не допускается схема армирования КМ, при которой все слои выложены под углом 0° вдоль оси трубы. Необходимо добавить к нулевым слоям слои с углом укладки ϕ равным 45 и 90° в количестве, при котором их доля в пакете составляет $10..20\%$.

Для тонкостенной трубы площадь поперечного сечения $F_T = \pi D_T \delta_T$, момент инерции $J_T = \frac{\pi}{8} D_T^3 \delta_T$ и действующие напряжения $\sigma_{\Delta T} = \frac{P}{F_{\text{вт}}} = \frac{P}{\pi D_T \delta_T}$.

Критическая сила общей потери устойчивости стержня при сжатии:

$$P_{\text{кр.0}} = \frac{\pi^2 E_x J_T}{L^2}.$$

Критические напряжения местной потери устойчивости:

$$\sigma_{\text{кр.м}} = k \frac{\delta_T}{D_T}.$$

Возможны два случая разрушения трубы.

Случай А, когда труба теряет общую или местную устойчивость. Тогда

$$\frac{P}{L^2} \leq \frac{8\sigma_{\text{вт}}^3}{k\pi E_X}.$$

В этом случае оптимальные параметры трубы определяются однозначно и вытекают из условия:

$$\sigma_d = \sigma_m = \sigma_0 \leq \sigma_{bt},$$

тогда

$$\frac{D_T}{L} = \sqrt{\frac{64kP}{\eta^5 E_X^2 L^2}}, \quad \frac{\delta_T}{L} = \sqrt{\frac{P}{\pi k L^2}}, \quad \frac{m_T}{L^3} = \sqrt[6]{\frac{64 P^4}{\pi^2 k^2 E^2 L^8}}.$$

Случай Б, когда разрушается материал. В этом случае параметры трубы определяются неоднозначно и находятся внутри диапазона значений, границы которого определяются условиями:

$$\sigma_d = \sigma_{bt} = \sigma_0 \leq \sigma_{kp.m};$$

$$\sigma_d = \sigma_{bt} = \sigma_m \leq \sigma_{kp0}.$$

В этом случае значения допустимых отношений $\frac{\delta}{L}$ местной и общей потери устойчивости определяются из выражений

$$\left[\frac{\delta_T}{L} \right]_m = \sqrt{\frac{P}{\pi k L^2}}, \quad \left[\frac{\delta_T}{L} \right]_0 = \sqrt{\frac{P E_X P^2}{8 \sigma_{bt}^3 L^4}},$$

при этом должно выполняться условие постоянства площади поперечного сечения трубы:

$$\frac{D_T \delta_T}{L^2} = \frac{P}{\sigma_{bt} \pi L^2} = \text{const.}$$

Значения D_T и δ_T определяются величиной минимальной относительной площади поперечного сечения трубы:

$$\frac{F}{L^2} = \frac{P}{\sigma L^2}$$

и минимальная относительная масса трубы при этом

$$\frac{m_T}{L^3} = \frac{P}{\sigma L^2} \rho.$$

Чем больше значение σ_{dT} и чем ближе оно к σ_{bT} , тем меньше площадь поперечного сечения и масса трубы.

Исходные данные для расчета оптимальных параметров трубы из КМУ-4Э со структурой 0° — 70% и ±45° приведены в табл. 12.12.

Таблица 12.12
Исходные данные

| Характеристики материала КМУ-4Э | Значения |
|---|----------|
| Модуль упругости пакета в осевом направлении E_x МПа | 91000 |
| Коэффициент местной потери устойчивости k , МПа | 43900 |
| Предел прочности пакета при сжатии в осевом направлении σ_{dT} , МПа | 685 |

На рис. 12.23 представлена зависимость оптимальных параметров трубы D_T/L ; δ_T/L ; F_T/L^2 для коэффициентов напряженности

$$\frac{P}{L^2} \leq 0,4 \text{ Н/мм}^2.$$

В точке $\frac{P}{L^2} = 0,2 \text{ Н/мм}^2$ (рис. 12.23) существует равенство действующих напряжений σ_d максимальной величине предела прочности материала трубы σ_{bT} .

В зоне А значения относительных параметров трубы однозначны. В зоне Б разрушающие напряжения равны σ_{bT} , поэтому действующие напряжения определяются только оптимальной площадью сечения трубы, которую можно получить соотношениями разных диаметров и толщин трубы. Вариант зоны Б, при котором полностью реализуются характеристика σ_{bT} материала возможен только для «коротких» стоек с малой гибкостью.

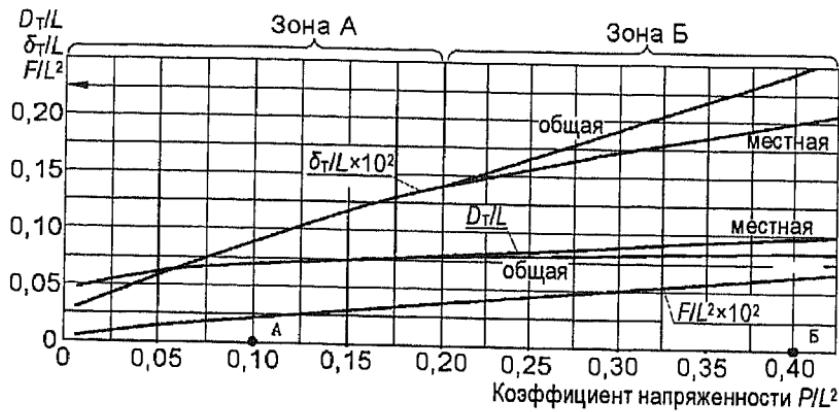


Рис. 12.23. Зависимость параметров трубы от коэффициента напряженности P/L^2

В качестве примера на рис. 12.24 показана зависимость разрушающих напряжений от диаметра D_T трубчатой стойки из КМ для выбранной напряженности. Для точки А (рис. 12.24, а) решение однозначно. Для точки Б (рис. 12.24, б) существует диапазон диаметров трубчатой стойки, при которых решение оптимально по минимуму массы.

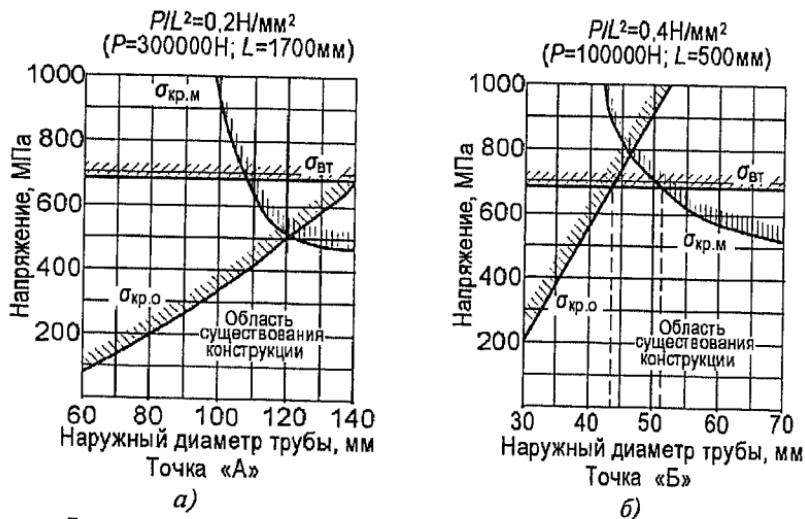


Рис. 12.24. Зависимость напряжений в сечениях трубы от наружного диаметра:
а — однозначное решение; б — диапазон параметров

При значениях коэффициента напряженности (0,01...0,1) Н/мм² (силовые растяжки, элементы ферменных конструкций, длинные стойки шасси) в регулярной части постоянного поперечного сечения по длине трубы реализуется от 40% до 75% от прочности КМ (рис. 12.24, а), что свидетельствует о недостаточной эффективности такой конструкции. Следует задуматься о применении конструкции другого типа, например трубы с переменными диаметром и толщиной по длине силовой стойки (см. гл. 11).

На рис. 12.25 представлены зависимости значений относительных масс M_T/L^3 регулярной части конструкций оптимальных труб (без учета масс заделок) из КМУ-4Э со структурой $0\dots\pm 45^\circ$ и металлов от коэффициента напряженности P/L^2 .

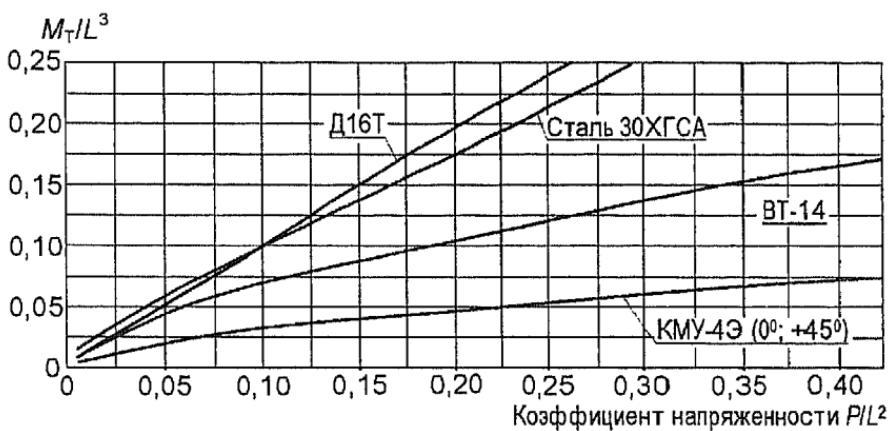


Рис. 12.25. Зависимость масс M_T/L^3 труб от P/L^2

Из сравнения кривых на рис. 12.25 видно, что регулярная зона труб из КМ может быть легче металлических в 2,5...4 раза.

12.7.2. Определение рациональных параметров стоек с учетом конструктивно-технологических ограничений

При проектировании регулярной части ТСК из КМ и металлов учитывают конструктивно-технологические ограничения параметров. Вследствие этого вместо оптимального решения принимается близкое к нему *рациональное*, позволяющее реализовать конструк-

цию при соответствующем уровне развития технологии изготовления деталей.

К основным видам конструктивно-технологических ограничений относятся:

- нормирование диаметров труб;
- нормирование толщины стенки трубы;
- дискретность толщины монослоя у КМ.

В ГОСТах, ОСТах и нормалах для изделий из металлов регламентируются возможные значения наружного диаметра трубы и толщины стенки. Нормирование геометрических параметров сказывается на оптимальной массе металлической конструкции в области небольших значений коэффициента напряженности до $0,05 \text{ Н}/\text{мм}^2$, которым соответствуют малые значения оптимальной толщины стенки трубы (менее 0,5 мм).

Для труб из КМ ограничения связаны с технологическим методом их изготовления и нормированием геометрии металлической оснастки:

- наружного диаметра оправки при *намотке и выкладке*;
- внутреннего диаметра пресс-формы при *формовании от наружного диаметра трубы*;
- диаметра и толщины стенки фильтры при изготовлении методом *пултрюзии*.

Еще один вид ограничений связан с природой слоистых КМ — это *дискретность толщины монослоя*. Пакет КМ набирается из монослоев с фиксированной толщиной, например, для углепластиков 0,1...0,15 мм, для стеклопластиков 0,2...0,25 мм. Поэтому толщина всего пакета может иметь только значения, кратные толщине монослоев. Количество монослоев с различными углами укладки в пакете также может принимать только те значения, которые могут быть реализованы.

На рис. 12.26 показана зависимость относительных масс m_T/L^3 рациональных труб, спроектированных с учетом конструктивно-технологических ограничений, накладываемых на параметры регулярной части труб из КМ и металлов, от коэффициента напряженности P/L^2 .

Поскольку конструктивно-технологические ограничения накладываются на абсолютные значения диаметров D_T и толщин δ_T сте-

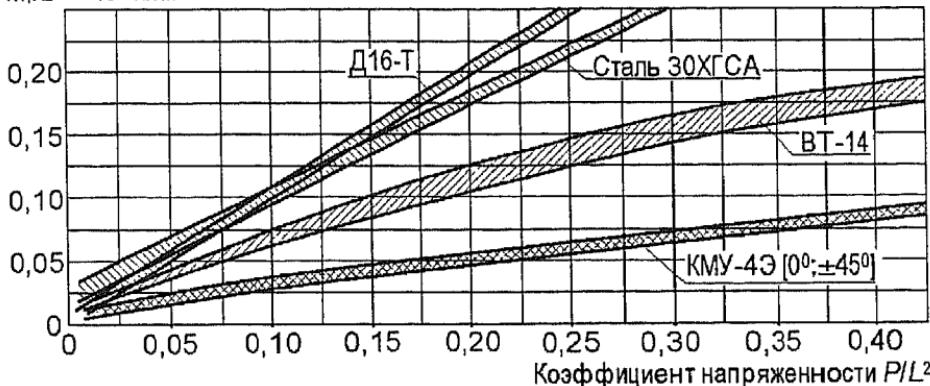
$M_T/L^3 \times 10^5 \text{ кг}/\text{м}^3$ 

Рис. 12.26. Зависимость массы M_T/L^3 труб с учетом конструктивно-технологических ограничений от P/L^2

нок труб, а не на относительные параметры, то для одного и того же значения P/L^2 , получаемого различными сочетаниями P и L , масса рациональной трубы будет принимать различные значения, которые на рис. 12.26 выделены заштрихованными областями для каждого материала.

Из сравнения кривых на рис. 12.25 и 12.26, видно, что разница в относительных значениях масс оптимальных и рациональных труб лежит в пределах 10...20%. Для абсолютных значений параметров металлических труб разница в значениях масс оптимальных и рациональных труб может достигать 30%, а для труб из титановых сплавов до 50%.

12.7.3. Оценка эффективности применения силовых стоек из КМ по сравнению с металлическими конструкциями

Соотношения массы $M_{\text{КМ}}$ регулярной части рациональных ТСК из КМУ-4Л (использована лента, сотканная из волокон наполнителя Элур 0,08П) и стойки из металлов $M_{\text{мет}}$ представлены в табл. 12.13.

Из сравнения кривых на рис. 12.26 и из табл. 12.13 следует, что применение КМ в конструкции силовых стоек, работающих на растяжение-сжатие, как в области малых значений коэффициента напряженности $P/L^2 = 0,01 \text{ Н}/\text{мм}^2$ (силовые растяжки, элементы

Сравнение масс труб из металла и КМ

| Материал | $M_{\text{мет}} / M_{\text{КМ}}$ |
|---|----------------------------------|
| КМУ-4Л ($0^\circ - 70\%$, $\pm 45^\circ - 30\%$) | 100% |
| Д16Т | 400% |
| ВТ14 | 220% |
| 30ХГСА | 350% |

ферменных конструкций), так и в области более высоких значений напряженности $P/L^2 = 0,1 \text{ Н}/\text{мм}^2$ (стойки шасси), позволяет снизить массу конструкции в 2...4 раза по сравнению с конструкциями из металлических материалов.

Однако не следует обольщаться такими большими значениями выигрыша в массе конструкции при применении КМ, поскольку большая часть выигрыша будет «съедена» значительно большей затратой массы на организацию стыков в конструкциях из КМ, чем у металлических конструкций.

В то же время не стоит из-за этого и огорчаться, так как при правильном проектировании конструкций стыковых соединений деталей из КМ, значительная часть выигрыша от применения КМ в общей массе конструкции узла и агрегата все-таки останется.

12.8. РЕМОНТНЫЕ КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛЕЙ ИЗ КМ

12.8.1. Требования, предъявляемые к ремонту

Основное условие при проведении ремонта КМ — восстановление исходных данных прочностных и аэродинамических характеристик конструкции летательного аппарата. Этого достигают применением технологий установки ремонтной детали (заплаты) с исполь-

зованием препрегов, пленочных, а также пастообразных вспенивающихся kleев с обеспечением необходимой температуры и давления формования или приклеивания ремонтной детали.

В процессе ремонта силовые элементы с большими повреждениями удаляют. В большинстве случаев замена поврежденного силового элемента требует конструктивного изменения ремонтируемого участка. При этом меняются прочность, жесткость и устойчивость силового элемента, увеличивается масса конструкции, а также возникает опасность нарушения внешних обводов несущих поверхностей, приводящая к изменению аэродинамических характеристик.

Важным моментом при выполнении ремонта является обеспечение равнопрочности и равножесткости как ремонтируемого участка, так и детали в целом. При этом отремонтированный участок силового элемента должен удовлетворять условиям прочности и жесткости, то есть

$$\sigma_{BH} \geq \sigma_b, F_H = \frac{E}{E_H} F,$$

где индексом Н обозначены параметры накладки; без индекса — параметры ремонтируемой части изделия до повреждения.

Также должны быть обеспечены достаточные не только прочность, но и выносливость соединения ремонтируемых деталей.

На практике материалом, которым производится присоединение, является связующее препрега, из которого изготовлена компенсирующая прокладка. Если прочность связующего недостаточна для ремонта, то используют более прочные клеи и дополнительные компенсирующие накладки на место соединения.

Отремонтированный участок силового элемента при нагружении может разрушиться в одном из следующих мест (рис. 12.27):

- само изделие 1 по ослабленному сечению;
- ремонтная накладка 4;
- компенсирующая вставка 3, вклеенная в зону доработки;
- стык 2 компенсирующей вставки 3 с ремонтной накладкой 4;
- стык 6 компенсирующей вставки 3 с ремонтируемым изделием 1;
- стык 5 ремонтной накладки 4 с ремонтируемым изделием 1.

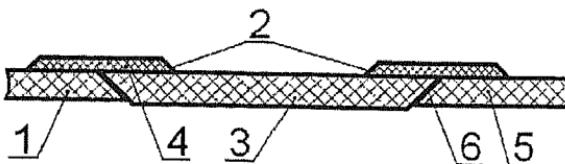


Рис. 12.27. Места разрушения ремонтного участка

Обеспечение равенства разрушающих нагрузок по каждому из этих пунктов обеспечивает достаточную прочность отремонтированного участка и минимальное увеличение массы конструкции. Реализованную технологию ремонта можно считать успешной, если достигнуто 90% прочности исходного материала [30].

Еще одним требованием является соблюдение качества аэродинамической поверхности, допускаются только небольшие изменения поверхности. Выбор материалов для ремонта должен обеспечить выполнение следующих ремонтных работ:

- заполнение пустот в материале, возникших в результате небольших механических повреждений;
- заполнение небольших объемов в сотовом заполнителе при ремонте отслоений обшивки от сот;
- вклеивание вставок сотового заполнителя;
- устранение расслоений обшивок;
- изготовление слоев внутренних и внешних заплат.

12.8.2. Способы ремонта деталей из КМ

По характеру повреждения различаются по следующим типам [30]:

- *царапина* — несквозное длинномерное (длина много больше ширины) часто разрезное повреждение нескольких слоев ПКМ;
- *расслоение* композиционного пакета;
- *вмятина* и несквозное повреждение детали;
- *сквозное* повреждение детали;
- *трещина*.

Устранение царапин

Устранение царапин глубиной менее 25% толщины композиционного пакета производят по следующей технологии:

— обрабатывают участок поверхности шириной 10—15 мм на всю длину царапины и на половину ее глубины;

— если царапина широкая, зашкуривают на всю глубину царапины зону вокруг нее — 35—30 мм, изготавливают и прикатывают 1—2 слоя препрега с нахлестом в обе стороны от царапины не менее 60 мм.

Устранение расслоений

Если расслоения располагаются по краям композиционного изделия, то в зону дефекта зашприцовывают клей или связующее, с его помощью обеспечивается стяжка и производится соответствующий режим отверждения.

Устранение расслоений по полю обшивки осуществляют сверлением отверстий в зоне ремонта. Через отверстия под гайку или пистон (рис. 12.28) зашприцовывают между слоями КМ клей и стягивают пакет для обеспечения склеивания слоев пакета.

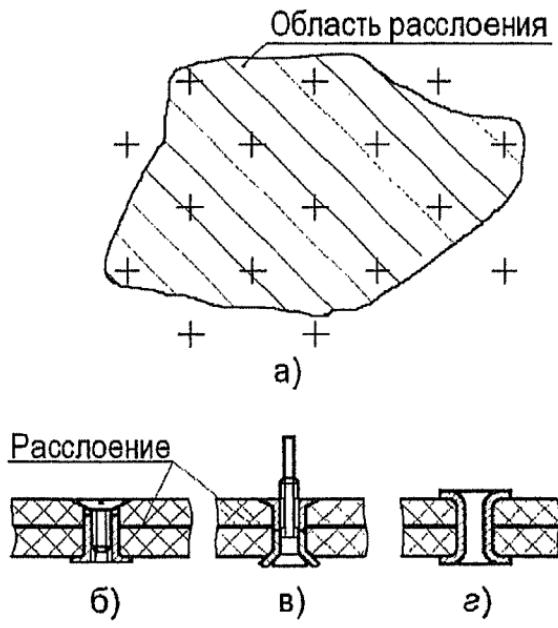


Рис. 12.28. Устранение расслоений по полю обшивки:
а — схема расположения крепежных изделий; б — гайка-пистон;
в — односторонняя заклепка; г — пистон

Устранение вмятин и несквозных повреждений

Удаляют поврежденные слои композиционного пакета и вместо удаленных слоев устанавливают и приформовывают накладки с обеспечением малых углов соединения (рис. 12.29, а). Иногда требуется для обеспечения прочности усилить ремонтируемое место дополнительными слоями или накладками (рис. 12.29, б).



Рис. 12.29. Ремонт поврежденных слоев КМ:
а — замена удаленных слоев; б — замена и усиление удаленных слоев

Устранение сквозных пробоин пакета КМ

Как правило, сквозные повреждения композиционного пакета структурно шире области видимого повреждения на 5...15 мм (рас трескивания, расслоения). Прежде всего устраняют поврежденный участок композиционного изделия, включая область структурных повреждений. На место удаленного участка изделия приформовывают или приклеивают ремонтную заплату из того же композиционного материала, из которого изготовлено ремонтируемое изделие и с такой же схемой армирования (рис. 12.27).

Устранение трещин

Трещину засверливают по ее концам для устранения концентрации напряжений в ее вершине, растачивают до ширины, достаточной для качественной очистки и введения клея или связующего. При необходимости укладывают на ремонтное место несколько дополнительных слоев препрега или усиливающую накладку.

12.8.3. Ремонт трехслойных сотовых конструкций из КМ

Повреждение трехслойных сотовых конструкций подразделяют на следующие виды:

- отслоение обшивки от сотового заполнителя или от каркаса;
- вмятина на поверхности конструкции;
- сквозное и несквозное повреждение сотовой конструкции.

Ремонт отслоений

При отслоениях сотового заполнителя целостность композиционных обшивок и элементов каркаса сохраняется. Эти дефекты, как правило, устраняют, выполнения отверстия со стороны наружных поверхностей в местах отслоения и зашприцовывая вспенивающийся клей в места отслоений (рис. 12.30). Чтобы клей заполнил собой пространство, разделенное сотами на мелкие обособленные ячейки, перед зашпризовкой через просверленное отверстие выполняют дренаж сот.

Замена поврежденного заполнителя

При небольшой высоте панели 1 поврежденный участок сотового заполнителя удаляют (рис. 12.31, а) для чего необходимо удалить участок обшивки. Изготавливают участок ремонтного сотового блока 2 по месту его установки. Перед установкой сот в зону ремонта укладывают пленочный клей 4, совместимый со связующим, которым пропитан препрег обшивки. Пространство между заполнителем изделия и заполнителем-вставкой заполняют вспенивающимся клеем 3. Приклеивают отверженную заплату 5 к сотовому заполнителю и при необходимости дополнительного усиления приклеивают накладку 6.

При большой высоте сот, когда повреждения сотового пакета бывают относительно невелики по высоте, часто целесообразно заменять вставкой 2 часть сотового пакета, по высоте меньшей, чем

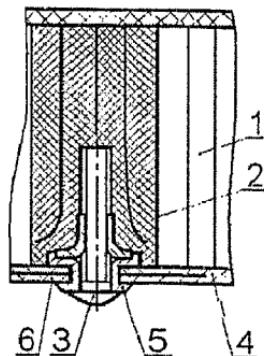
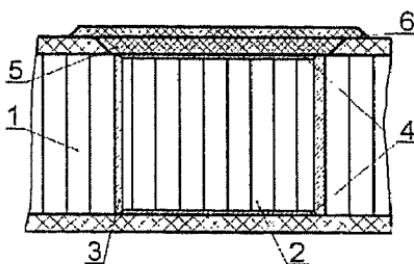
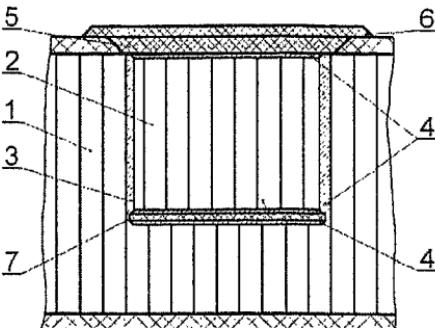


Рис. 12.30. Ремонт отслоений:
 1 — сотовый заполнитель;
 2 — вспенивающийся клей;
 3 — односторонний болт;
 4 — ремонтируемая деталь;
 5 — пистон; 6 — гайка



а)



б)

Рис. 12.31. Ремонт участка обшивки с заполнителем:
а — удаление заполнителя; б — удаление части высоты заполнителя

сам сотовый пакет (рис. 12.31, б). Для соединения сот вставки и ремонтируемого пакета с торцевых сторон вставки используют прокладки 5 и 7, которые приклеивают к ремонтируемому заполнителю до установки ремонтного участка.

Устранение вмятины

Вмятина сочетает в себе повреждения поверхности обшивки и сотового заполнителя. Процессы замены обшивки и сотового заполнителя уже описаны. При относительно малой глубине вмятины часто целесообразно при замене участка обшивки просто заполнить образовавшуюся полость вспенивающимся kleem. При достаточно глубокой вмятине возможна замена участка сот.

ТРАДИЦИОННАЯ И НЕТРАДИЦИОННАЯ КОНСТРУКЦИИ

Понятия *традиционная* и *нетрадиционная* конструкции условны и в технической информации встречаются редко.

В разд. 11.3 уже упоминалось о необходимости, в ряде случаев, разработать *нетрадиционную*, то есть новую, перспективную, конструкцию, технология и методы расчета которой отсутствуют, в отличие от *традиционной*, широко применяемой при проектировании серийных авиационных конструкций, методы расчета и изготовления которой известны и заложены в программы ЭВМ.

ТРАДИЦИОННАЯ КОНСТРУКЦИЯ — это конструкция, широко применяемая на всех типах современных самолетов.

Например, стрингерные панели. Характеристики материалов, технология, типовые элементы и методики расчетов такой конструкции на прочность проверены и заложены в базу данных для проектирования с использованием ЭВМ.

Другой пример. Процесс изменения традиционной конструкции трубчатой стойки в нетрадиционную конструкцию с ячеистым заполнителем внутреннего пространства показан на рис. 13.1. Из возможных вариантов конструкции стоек $i = 1 \dots 4$ нетрадиционной можно считать уже конструкцию стойки, показанную на рис. 13.1, д ($i = 4$). При сегодняшнем уровне технологии изготовить такую конструкцию сложно и трудоемко.

Еще сложнее изготовить конструкции стоек с изменяемой толщиной стенок и с заполнителем переменной плотности, показанные на рис. 13.1, ж, з ($j = 2, 3$). Однако природа посчитала, что трубчатые кости человека и животных (особенно, птиц) целесообразно сделать именно так, как условно показано в самом сложном варианте (рис. 13.1, з; $j = 3$), и успешно справилась с этой задачей.

НЕТРАДИЦИОННАЯ КОНСТРУКЦИЯ — это перспективная конструкция, необходимость которой появилась из-за новых требований к конструкции самолета, которые при использовании существующих конструктивно-технологических решений невозможны.

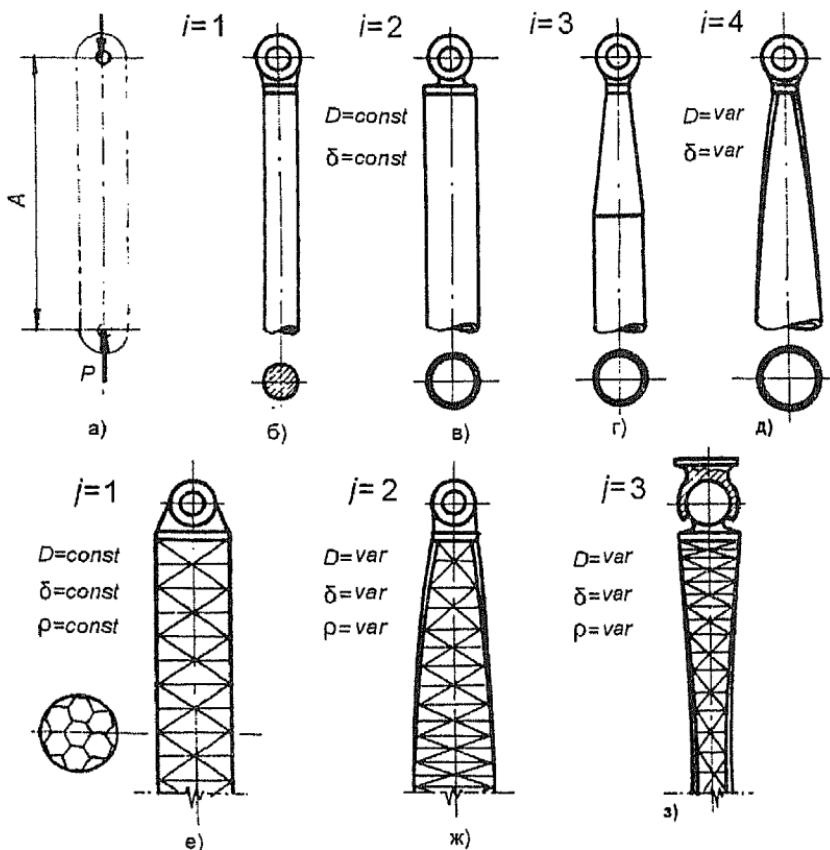


Рис. 13.1. «Эволюция» конструкции стойки, работающей на сжатие:
 а — нагружение стойки; б — сплошное сечение; в — цилиндрическая труба;
 г — труба с конусной частью; д — труба переменной толщины и
 диаметра; е — цилиндрическая труба с заполнителем; ж — труба с
 переменным диаметром, толщиной и плотностью заполнителя;
 з — конструкция с заделкой в виде сустава

Для изготовления и применения таких конструкций требуются
 создания новых материалов, технологий, методик расчета, проведе-
 ние экспериментальных исследований и проверок для внедрения в
 опытное и серийное производство самолетов.

Если какая-либо новая, нетрадиционная конструкция решает
 возникшую проблему и имеет шансы на воплощение и внедрение в

ближайшем будущем, то в этом случае необходимо проведение большого объема опытно-конструкторских и экспериментально-технологических работ (ОКР), что требует немалых затрат. В этом случае проектируют и изготавливают большое количество опытно-экспериментальных конструкций, испытывают их, а затем решают, приемлемо это или нет, и лишь затем внедряют в конструкцию. Именно в процессе такой работы конструктор совместно с технологом на опытном производстве и создают нетрадиционную конструкцию.

В настоящее время конструкторы предлагают ряд конструктивных решений заполнителей трубчатых конструкций, например приведенных в [9, 29], а также показанных на рис. 13.2*.

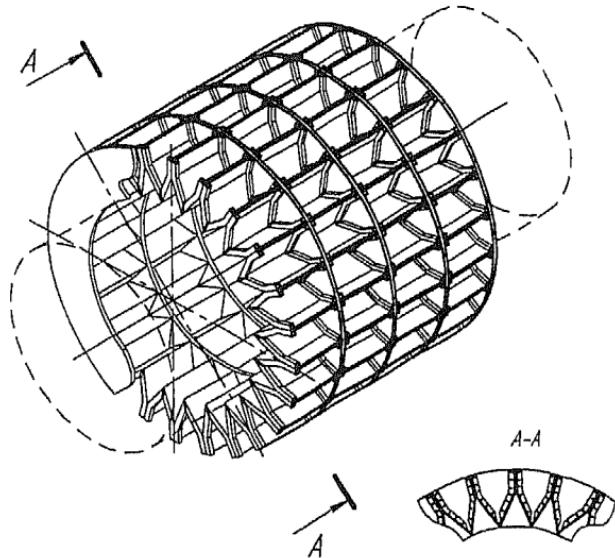
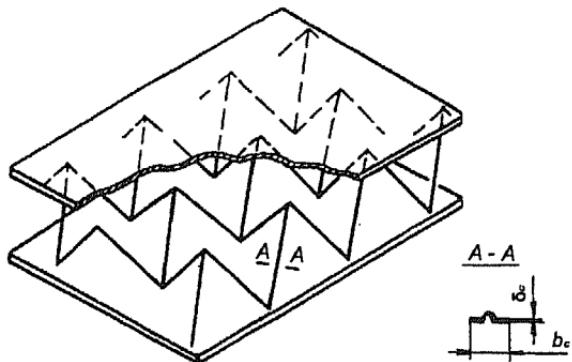


Рис. 13.2. Вариант заполнителя кольцевой полости двухстеночной трубы

Примером нетрадиционной конструкции из КМ и металлов является конструкция панелей с пирамидальными объемно-стержневыми и вафельными заполнителями (рис. 13.3 и 13.4).

* Здесь не имеются ввиду конструкции с пористым заполнителем из полимерных вспенивающихся материалов или формируемых из препрега КМ.



a)

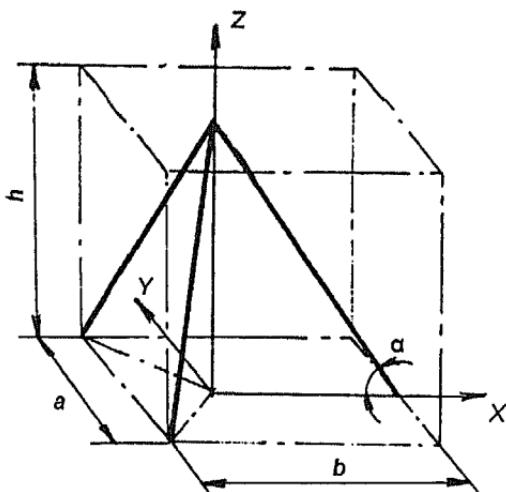


Рис. 13.3. Конструктивная схема панелей с объемно-стержневым заполнителем:
а — схема панели с объемно-стержневым заполнителем;

б — расчетная схема заполнителя

Такие конструкции могут применяться в трехслойных панелях переменной толщины и большой кривизны, например, для фюзеляжей самолетов, днищ катеров, каналов воздухозаборников*.

* В зарубежной научно-технической литературе панели с объемно-стержневыми или пирамидальными заполнителями называются «русскими», так как впервые предложены в научных трудах и диссертациях МАИ (1980—1984 гг.) [8, 29 и др.], а также докладывались в Штутгартском университете (1993 г.) и в аэрокомпании AIRBUS (2000 г.).

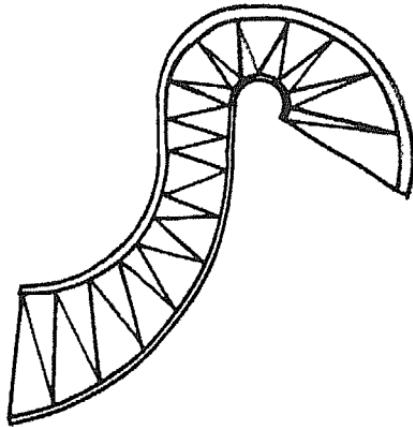


Рис. 13.4. Криволинейные конструкции с объемно-стержневым заполнителем

Используя этот принцип, можно создать заполнители трубчатых полостей, показанные на рис. 13.5 и 13.6. При растяжении пакета заполнителя (рис. 13.5) диаметр заполнителя уменьшается (мож-

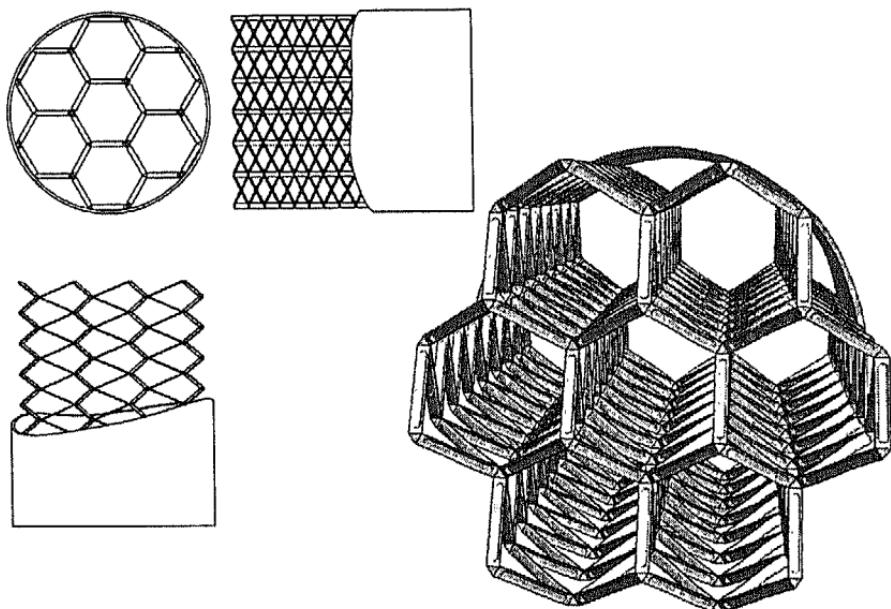


Рис. 13.5. Трубчатая стойка с заполнителем внутренней полости

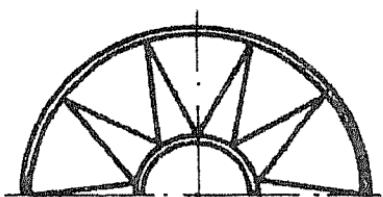
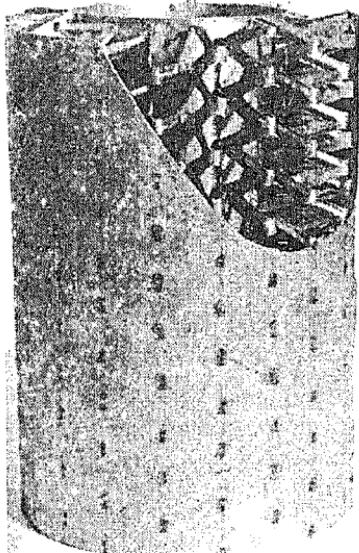


Рис. 13.6. Двустенная трубчатая стойка с объемно-стержневым заполнителем

Примеров дальнейшего использования конструкций, считавшихся ранее нетрадиционными, много. Например: стальные паяные высокотемпературные сотовые панели, разработанные для самолета Т-4 (рис. 13.7) применены в конструкции воздухозаборников самолета МИГ-25. Сварные титановые панели с применением сквозного проплава, разработанные для использования в конструкции воздухозаборников Т-4 [17], применяются в различных титановых конструкциях. Нетрадиционные ранее конструкции из композиционных материалов сегодня нашли широчайшее применение

но вставить в трубу), а при сжатии прижимается к стенкам трубы, благодаря чему его фиксируют и присоединяют (приклеивают, приваривают или припаивают) к внутренней поверхности трубы. Заполнитель в конструкции образца трубчатой стойки для испытаний (рис. 13.6) приварен к стенкам трубы ТЭС.

Существуют и существовали проекты, которые просто невозможны без применения новейших технологий, материалов и нетрадиционных конструкций, например, программы создания самолетов В-58, В-70, Т-4, воздушно-космических самолетов «Шаттл» (США) или «Буран» (СССР). Разработанные при создании этих программ и внедренные новые конструкции, технологические процессы и материалы используются в дальнейшем для других типов летательных аппаратов, а также и в других отраслях промышленности, что частично (а, может быть, и полностью) компенсирует вложенные в их разработки затраты, что немаловажно.

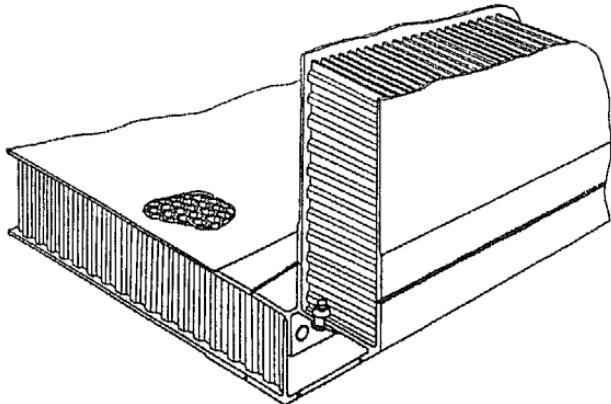


Рис. 13.7. Нетрадиционная паяная стальная конструкция воздухозаборника самолетов В-70 и Т-4

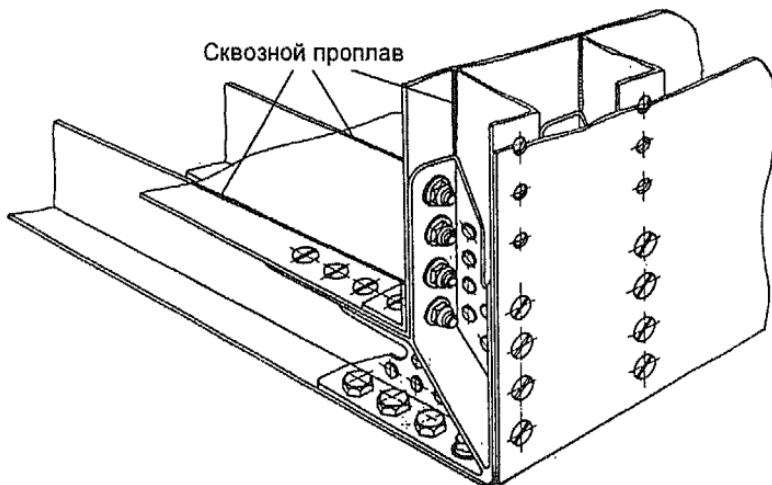


Рис. 13.8. Нетрадиционная титановая конструкция воздухозаборника самолета Т-4

не только в конструкции летательных аппаратов, но и во многих промышленных изделиях.

Наиболее характерными нетрадиционными конструкциями, по мнению автора книги, являлись разработанные для ВКС «Шаттл» (Shuttle) и «Буран» в 1960—1970 гг. жаростойкие конструкции, работающие при температурах 1440 °С, и теплозащитные покрытия для температур до 1250 °С (рис. 13.9 и 13.10).

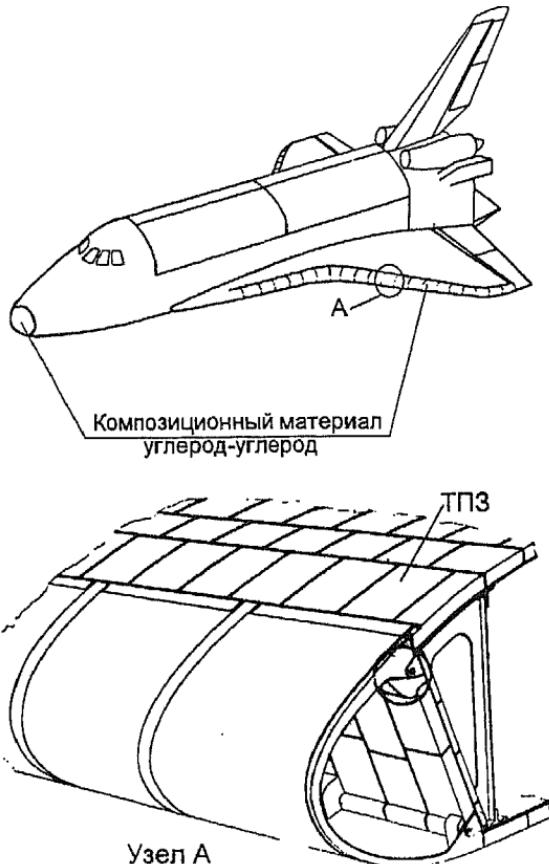


Рис. 13.9. Жаростойкие конструкции и теплозащитное покрытие (ТЗП) ВКС «Шаттл»

Нетрадиционной можно считать также аэродинамическую схему самолета «Полиплан» [20], расчетная модель которой показана на рис. 13.11*.

В гл. 14 оценим, стоит ли тратить средства на внедрение более дорогой «нетрадиционной» конструкции.

*Эскизный проект самолета «Полиплан» с ЛТХ, аналогичными самолету А-380, разрабатывался МАИ в 1998–2000 гг. для фирмы AIRBUS по гранту Международного научно-технического центра.

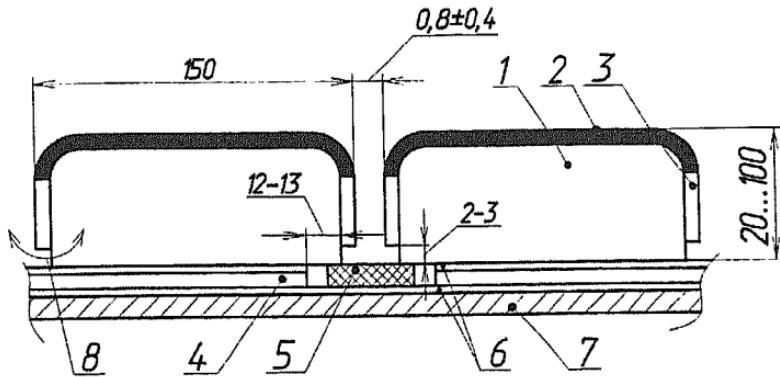


Рис. 13.10. Термозащитная конструкция корпуса ВКС «Шаттл»:

1 — теплозащитная плитка из кварцевых волокон; 2 — глазурное покрытие (черное, $\epsilon = 0,9$); 3 — глазурное покрытие (белое);

4 — подкладка из амортизирующего фетра; 5 — уплотнительные полоски из термостойкого (до 426°C) фетра; 6 — силиконовый клей;

7 — Al-корпус ВКС; 8 — влагоотталкивающий, но воздухопроницаемый поясок

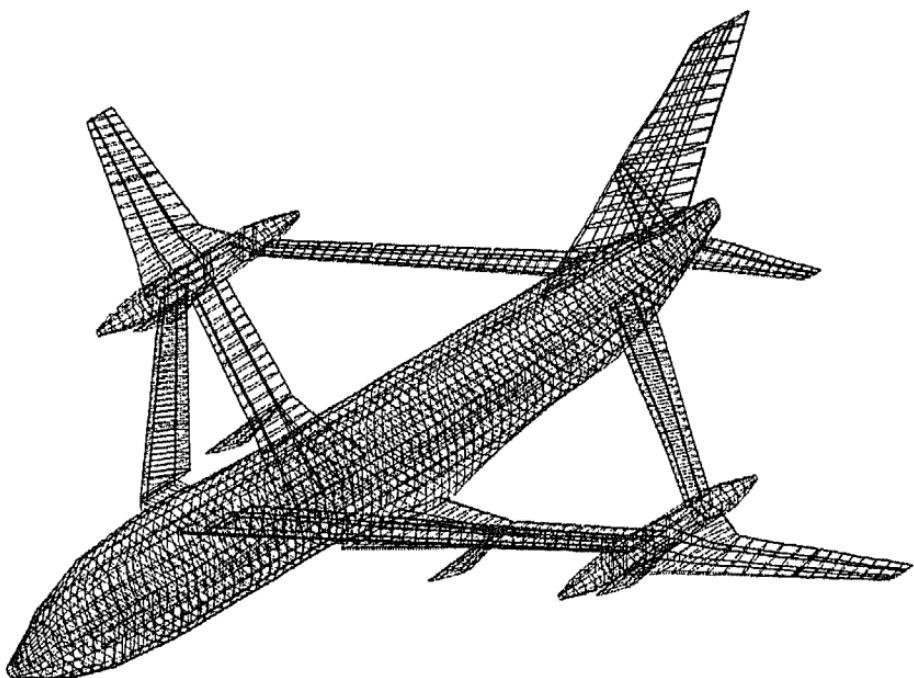


Рис. 13.11. Расчетная модель самолета «Полиплан»

ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ НОВЫХ МАТЕРИАЛОВ И КОНСТРУКЦИЙ

Для того, чтобы обеспечивалось оптимальное решение при внедрении новых конструкций с точки зрения технологичности, веса и стоимости, конструктор должен одновременно проводить выбор материала, типа конструкции, учет стоимости изготовления, а также преимуществ применения новых конструктивно-технологических решений.

Стоймость внедряемой конструкции определяется затратами на ее изготовление и эксплуатацию. Однако при расчете экономической эффективности внедрения среди комплекса многих факторов, учет которых сложен и требует специального подхода и методов расчета, для самолета наибольшее значение имеет экономия массы конструкции. Поэтому целесообразно в первую очередь учесть эквиваленты стоимости уменьшения массы конструкции на основе определения стоимости экономического эффекта, получаемого при уменьшении массы конструкции на один килограмм.

Особую сложность для сравнения стоимостей конструкций разных типов, изготавляемых из новых материалов по новейшим технологиям и находящимся в стадии опытной промышленной отработки, представляет собой необходимость сопоставления стоимостей при одинаковых масштабах производства (массовом, серийном, опытном, единичном). Вчерашние данные стоимостей могут не соответствовать действительности. Однако соотношение стоимостей различных типов конструкций меняется достаточно медленно.

Отношение стоимости 1 кг традиционной конструкции к стоимости 1 кг нетрадиционной может быть использовано на начальном этапе проектирования при оценке экономической эффективности применения новой конструкции.

Например, предлагается новая конструкция, дающая при ее применении предполагаемый выигрыш в массе конструкции агре-

гата самолета. Как правило, новая конструкция стоит дороже старой, традиционной. Тогда прежде чем запускать такую конструкцию в серийное производство, необходимо убедиться в экономической целесообразности ее применения.

Допустим, что масса традиционной конструкции агрегата равна $M_{\text{стар}}$, а масса нетрадиционной конструкции $M_{\text{нов}}$ будет легче. Тогда относительное уменьшение массы агрегата \bar{M} при изменении новой конструкции определится как

$$\bar{M} = \frac{M_{\text{нов}}}{M_{\text{стар}}}.$$

Относительный выигрыш в массе конструкции от применения нетрадиционной конструкции выражается как

$$\Delta m = (1 - \bar{M})100\%.$$

Предположим, что стоимость изготовления 1 кг новой конструкции равна $C_{\text{нов}}$.

Экономический эффект от уменьшения массы самолета на 1 кг (обозначим его $K_{\mathfrak{E}}$), а также стоимость 1 кг традиционной конструкции $C_{\text{стар}}$ давно всеми фирмами посчитаны. Тогда относительный экономический эффект от уменьшения массы конструкции на 1 кг:

$$\bar{K} = \frac{K_{\mathfrak{E}}}{C_{\text{стар}}} = 5 \dots 30,$$

где \bar{K} — коэффициент, показывающий, во сколько раз больше экономический выигрыш от уменьшения массы конструкции самолета, чем стоимость 1 кг существующей конструкции. Соотношение стоимостей при использовании 1 кг новой конструкции стоимостью $C_{\text{нов}}$ (то есть во сколько раз новая конструкция дороже) равно:

$$\bar{C} = \frac{C_{\text{нов}}}{C_{\text{стар}}} > 1.$$

Тогда экономический эффект Θ от применения новой конструкции в агрегате самолета может быть рассчитан по формулам:

$$\Theta = \Theta_{\text{нов}} - Y_{\text{нов}}, \quad (14.1)$$

$\Theta_{\text{нов}} = M_{\text{стар}} \Delta m K_{\Theta}$ — экономический эффект от снижения массы самолета за счет уменьшения массы агрегата при применении новой конструкции, где

$$Y_{\text{нов}} = M_{\text{нов}} C_{\text{нов}} - M_{\text{стар}} C_{\text{стар}},$$

$Y_{\text{нов}}$ — удорожание агрегата за счет применения новой, более дорогой конструкции.

Отсюда экономический эффект в рублях (долларах) равен:

$$\begin{aligned} \Theta &= M_{\text{стар}} \Delta m K_{\Theta} - M_{\text{нов}} C_{\text{нов}} + M_{\text{стар}} C_{\text{стар}} = \\ &= M_{\text{стар}} (\Delta m K_{\Theta} + C_{\text{стар}}) - M_{\text{нов}} C_{\text{нов}}. \end{aligned} \quad (14.2)$$

Разделив обе части уравнения (14.2) на произведение $M_{\text{стар}} \cdot C_{\text{стар}}$, получим относительную экономическую эффективность затрат, которую можно рассчитать по формуле:

$$\bar{\Theta} = \Theta / M_{\text{стар}} C_{\text{стар}},$$

то есть во сколько раз экономический эффект от применения новой конструкции превосходит затраты на изготовления новой конструкции на 1 кг массы агрегата и на один вложенный рубль или доллар:

$$\bar{\Theta} = \Delta m (\bar{K} + \bar{C}) + 1 + \bar{C}. \quad (14.3)$$

Порядок средних значений \bar{K} для самолетов различных типов, приведен в таблице.

Средние значения коэффициента \bar{K}

Таблица

| Типы самолётов | Пассажирский дозвуковой самолёт | Пассажирский сверхзвуковой самолёт | Самолёт военного назначения | Воздушно-космический самолёт (ВКС) |
|----------------|---------------------------------|------------------------------------|-----------------------------|------------------------------------|
| \bar{K} | 4...5 | 10...15 | 20...30 | 150...200 |

Экономическую эффективность $\bar{\mathcal{E}}$ применения более дорогой конструкции нового типа можно оценить в зависимости от величины \bar{K} для конкретного типа самолета, то есть во сколько раз больше экономический выигрыш от уменьшения массы конструкции самолета Δm , чем от удорожания существующей конструкции. Сложность в том, чтобы привести значения \bar{C} и \bar{K} в соответствие с сегодняшними одинаковыми масштабами соотношения стоимостей. Тогда можно оценить минимальную величину выигрыша в массе конструкции, при которой замена старой, более дешевой конструкции на новую, более дорогую, будет экономически целесообразной.

На графиках рис. 14.1—14.4 показаны зависимости экономического эффекта от процента уменьшения массы конструкции агрегата самолетов различных типов за счет применения более дорогой конструкции. На графиках обозначено: — · — для $\bar{C} = 1$; — для $\bar{C} = 2$; ---- для $\bar{C} = 5$.

Для дозвукового пассажирского самолета ($\bar{K} = 5$) в зависимости от соотношения стоимостей \bar{C} экономическая эффективность достигается при экономии массы $\Delta m = 15\dots20\%$ (рис. 14.1).

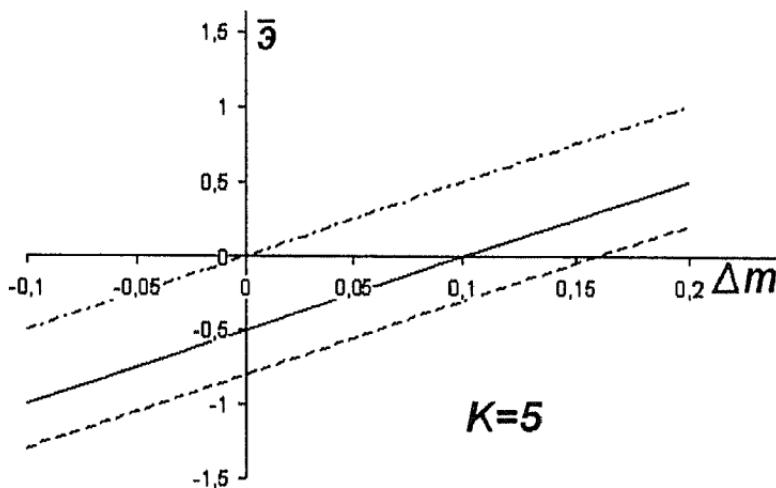


Рис. 14.1. Дозвуковой пассажирский самолет

Для сверхзвукового пассажирского самолета коэффициент эффективности при снижении массы конструкции самолета повышается и может достигать значений $\bar{K} = 10$. В этом случае изменяется наклон линий в сторону увеличения экономического эффекта при тех же соотношениях стоимостей старой и новой конструкции. Тогда в отличие от пассажирского дозвукового самолета экономический эффект можно получить при уменьшении массы чуть более 5% (рис. 14.2).

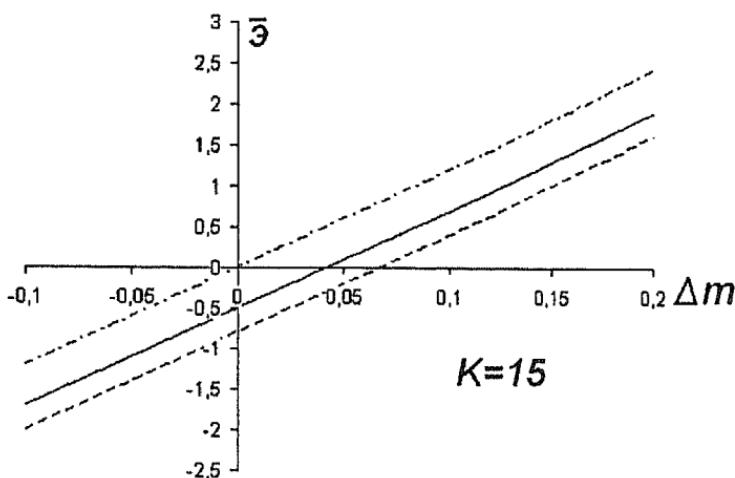


Рис. 14.2. Сверхзвуковой пассажирский самолет

Для военного самолета экономически эффективным может оказаться уменьшение массы конструкции на несколько процентов (рис. 14.3), а для воздушно-космического самолета (ВКС), где для выведения на орбиту 1 кг полезного груза может затрачиваться несколько (или десятки) тонн комплекса «носитель — ВКС», экономия массы конструкции ВКС на доли процента уже экономически целесообразна (рис. 14.4).

Как уже упоминалось, для корректной оценки и сравнения экономической эффективности необходимо знать конкретную стоимость изготовления при сопоставимых масштабах производств. Например, из одних опубликованных источников следует, что применение графитоэпоксидного КМ может удешевить конструкцию по сравнению

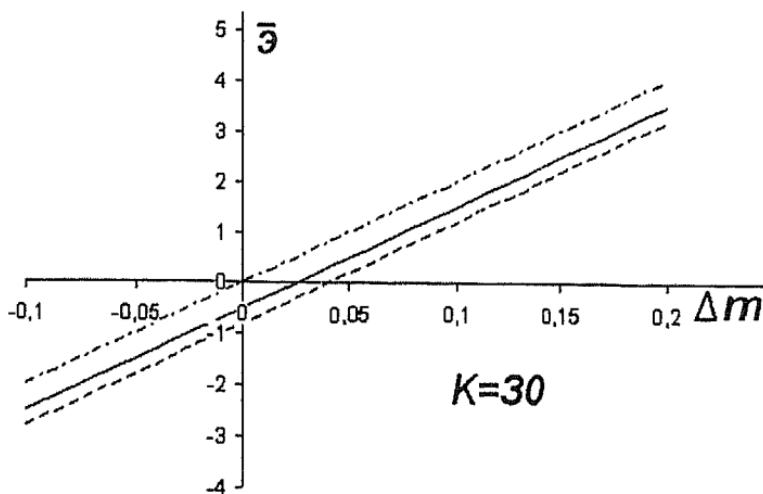


Рис. 14.3. Военный самолет

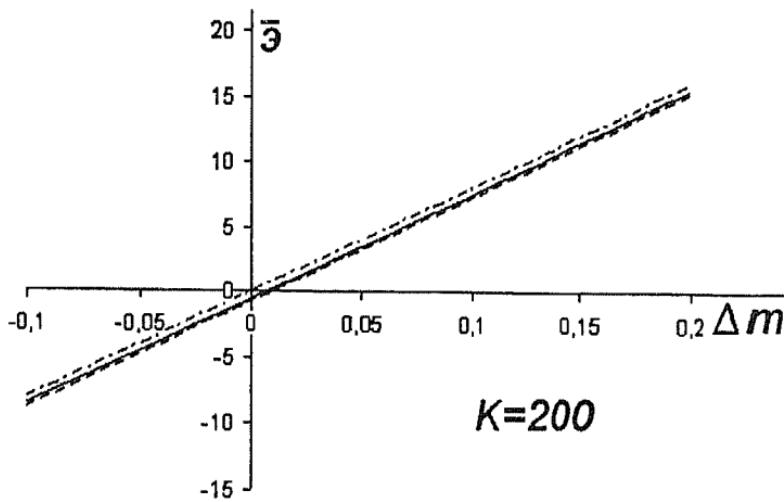


Рис. 14.4. Воздушно-космический самолет

с конструкцией из алюминиевого сплава ($\frac{C_{\text{КМ}}}{C_{\text{стар}}} < 1$), а по другим источникам, наоборот, замена на конструкцию с применением КМ (особенно для борополимерного КМ) может увеличить стоимость конструкции агрегата в несколько раз ($\frac{C_{\text{КМ}}}{C_{\text{стар}}} = 2 \dots 3$).

Используя формулу, получаемую из (14.1) при $\Theta = 0$ (сколько вложил, столько и выиграл):

$$\Delta m = \frac{\bar{\Theta} - 1 + \bar{C}}{\bar{K} + \bar{C}}, \quad (14.4)$$

можно подсчитать минимальный выигрыш (или даже проигрыш) в массе конструкции агрегата, при котором применение новой конструкции становится экономически оправданным.

Например, при соотношении стоимостей старой дюралевой конструкции и новой конструкции из КМ $\bar{C} = 0,875$ (удешевление стоимости на 12,5%) и коэффициенте $\bar{K} = \frac{K_\Theta}{C_{\text{стар}}} = 5$ $\Delta m = 0,021$, то есть

даже при утяжелении конструкции меньше, чем на 2,1%, экономический эффект не будет отрицательным.

При соотношении $\frac{C_{\text{КМ}}}{C_{\text{стар}}} = 2$ (удорожание конструкции) и $\bar{K} = 5$ для того, чтобы получить экономический выигрыш, нужно облегчить конструкцию не менее чем на 14,3%.

ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ

ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 1.

Проектирование заклепочных соединений

Задание

Разработать конструкцию соединения, передающего нагрузку P на стенку профиля толщиной $\delta_{шп}$ (рис. 1).

Определить расположение заклепок b и δ , конфигурацию кронштейна.

Обеспечить минимальную массу конструкции в зоне размера c .
Число вариантов конструкции крепления не менее двух.

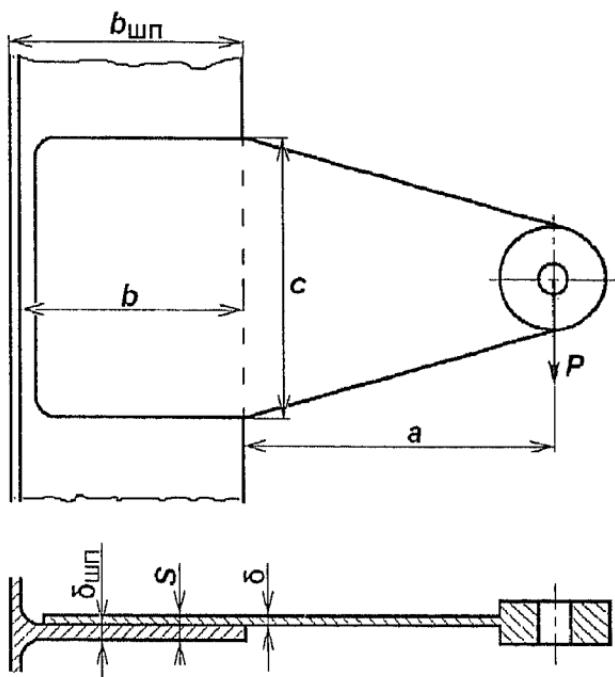


Рис. 1. Схема задания

Исходные данные

A. Обстановка, размеры (рис. 1).

B. Нагрузка:

$$P_y = 900 \text{ Н.}$$

C. Лимит массы. Масса конструкции стыка должна быть минимальной.

D. Требования, ограничения. Профиль — материал Д16Т, $\delta_{\text{пр}} = 1,5 \text{ мм}$. Размер c не более 90 мм.

Порядок действий

1. Разработать схему расположения заклепок в масштабе на кронштейне M1:1 (1-й вариант), определить положения ц.ж. сечений заклепок.

2. Определить величину действующих сил на каждую заклепку и найти максимально нагруженную заклепку ($P_{\Sigma\max}$).

3. По $P_{\Sigma\max}$ определить диаметр заклепки d_3 (нормаль).

4. Проверить прочность соединения:

5. Провести анализ вариантов (2-й, 3-й и т.д.) с разным расположением и количеством заклепок. Повторить пункты 1...5.

6. Оценить массу соединения в зоне $b-c$ с учетом толщины кронштейна.

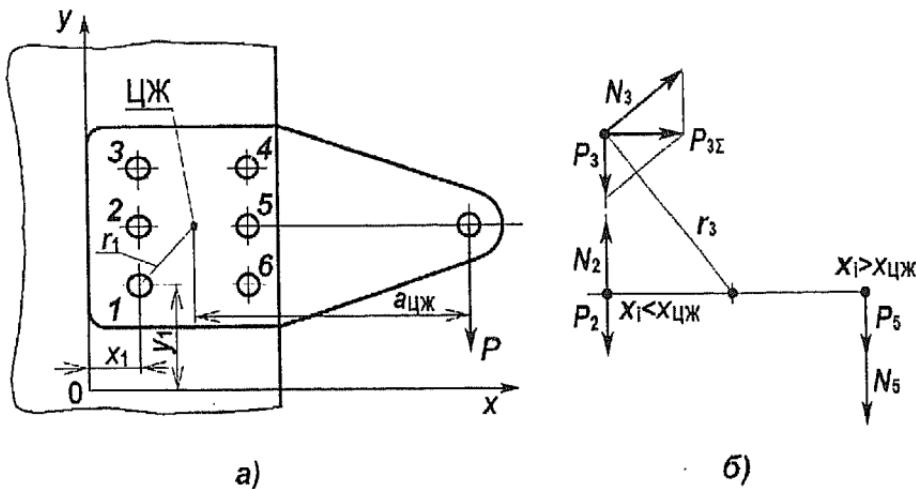
7. Выполнить чертеж соединения и кронштейна выбранного варианта в масштабе M 1:1.

8. Оформить пояснительную записку со схемами рассчитываемых мест и обозначением параметров на схеме.

Расчет заклепочного соединения

Методика расчета заклепочного соединения при внецентренном нагружении приведена в гл. 9, типовая схема расположения и нагрузки заклепок показана на рис. 2.

Нагрузка приложена внецентренно. В результате помимо среза от действия силы P_{ip} , заклепки должны воспринимать дополнитель-



а)

б)

Рис. 2. Схема нагружения заклепок:

а — расположение заклепок; б — разложение действующей силы

но срезающую нагрузку P_{IM} от момента $M = P \cdot x_{цж}$, создаваемого силой P относительно центра жесткости.

Варианты выполнения лабораторно-практической работы

Вариант 1.

1. Задаемся количеством заклепок $n_3 = 3$ и схемой их расположения (рис. 3). Принимаем: материал профиля — Д16АТ ($\rho = 2,7 \text{ г/см}^3$, $\sigma_B = 440 \text{ МПа}$), толщина кронштейна $\delta = \delta_{шп} = 1,5 \text{ мм}$.

2. Определяем параметры заклепок.

Из условия стягивания пакета $S = \Sigma \delta = 3 \text{ мм}$ минимальный диаметр заклепок определяется условием:

$$d_3 \geq 2\sqrt{\sum \delta} = \sqrt{1,5 \cdot 2} = 3,46 \text{ мм.}$$

Принимаем по нормали (приложение Б4): материал заклепки Д19, диаметр заклепки $d_3 = 4 \text{ мм}$, заклепка 3504А-4.

Усилие среза заклепки $P_{ср.3} = 352 \text{ Н}$ (по нормали, см. приложение Б-4) для материала заклепки Д19.

Определяем усилие смятия листа под заклепкой $P_{\text{см.л.}}$:

$$P_{\text{см.л.}} = d_3 \delta_{\text{л}} \sigma_{\text{см}} = 4 \cdot 1,5 \cdot 1,5 \cdot \sigma_{\text{в}} = 4000 \text{ Н.}$$

Принимаем минимальный стандартный шаг заклепок (ОСТ 1 00016-71): $t_3 \geq 3d_3$, тогда выберем $t_3 = 12,5$ мм.

Расстояние заклепки от края m (перемычку) определяем из условия:

$$2d \leq a = 2d + 2, m = 10 \text{ мм.}$$

По нормали (ОСТ 1 34102-80) определяем длину заклепки при $S = 3$ мм: $l_3 = 9$ мм. Тогда обозначение заклепки 3504А-4-9.

3. Определяем нагрузки на заклепки.

Принимаем, что ц.ж. совпадает с ц.т. сечения заклепок. Ставим заклепки $d_3 = 4$ мм на максимальном расстоянии 35 мм от ц.ж. (рис. 3, а). Схема нагрузок на заклепку показана на рис. 3, б. При этом $r_1 = r_3 = 35$ мм; $r_2 = 0$; $\bar{P}_{1P} = \bar{P}_{2P} = \bar{P}_{3P}$; $|P_{1M}| = |P_{3M}|$; $P_{2M} = 0$.

Наиболее нагруженные заклепки 1 и 3 (рис. 3.1, а); $|P_{1\Sigma}| = |P_{3\Sigma}|$.

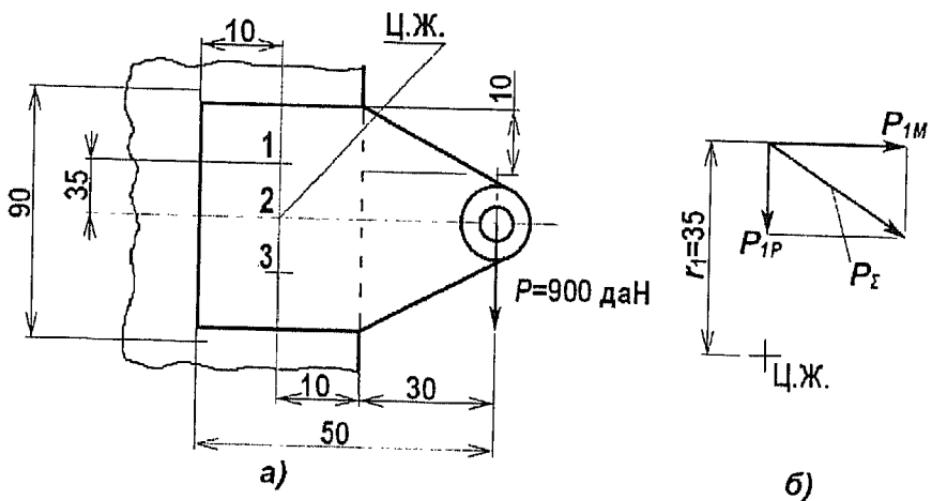


Рис. 3. Расстановка заклепок, вариант 1:
а — схема варианта; б — разложение сил

$$M_{kp} = P \chi_{ц.ж} = \sum_{i=1}^{n=3} (r_i \cdot P_{ri}) = \sum_{i=1}^{n=3} (r_i^2 k), \quad (1)$$

$$M_{kp} = 900\,000 \cdot (30 + 10) = 360000 \text{ (Н·м)}.$$

4. Проверяем соединение на прочность.

Для упрощения расчетов в вариантах из формулы (1) получим вспомогательный коэффициент $k = M_{kp} / \sum r_i^2$. Для этого варианта

$$k = 360000 / 2 \cdot 352 = 146,9,$$

тогда:

— $P_{1,3M} = kr_i = P_{max} = 146,9 \cdot 35 = 5140 \text{ Н};$

— допустимая нагрузка $P_{cp} = 3520 \text{ Н}$, то есть $P_{1,3} > P_{cp,3}$, следовательно, соединение непрочно.

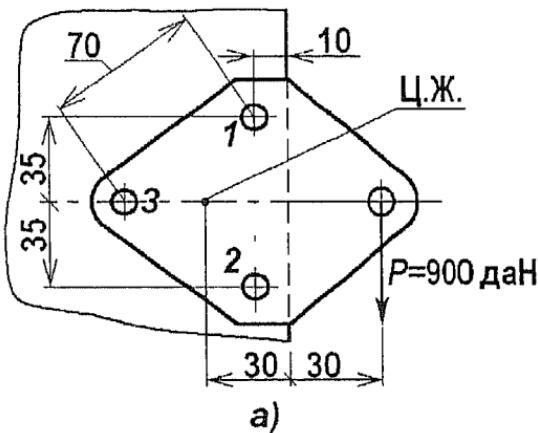
5. Повторяем пункты 1...4.

Вариант 2.

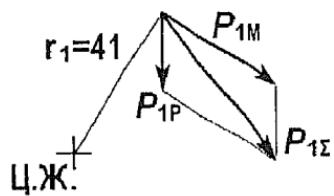
Изменим расположение заклепок (рис. 4).

Схема нагружения заклепок показана на рис. 4, б.

Приближенно примем, что ц.ж. сечений заклепок находится в ц.т. их сечений. При этом: $r_1 = r_2 = r_3 = 41 \text{ мм}$; $\bar{P}_{1P} = \bar{P}_{2P} = \bar{P}_{3P}$; $|P_{1M}| = |P_{2M}| = |P_{3M}|$.



а)



б)

Рис. 4. Расстановки заклепок, вариант 2:
а — схема варианта; б — разложение сил

Наиболее нагруженные заклепки 1 и 2; $|P_{1\Sigma}| = |P_{3\Sigma}|$,

В этом варианте:

$$M_{kp} = 9000(30 + 30) = 540000 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$k = 540000 / 3 \cdot (41)^2 = 107,1;$$

$$P_h = 107,1 \cdot 41 = 4390,0 \text{ Н};$$

$$P \gg P_{cp,3},$$

следовательно, соединение также непрочно.

Вариант 3.

Увеличиваем число заклепок до 4 шт. (рис. 5).

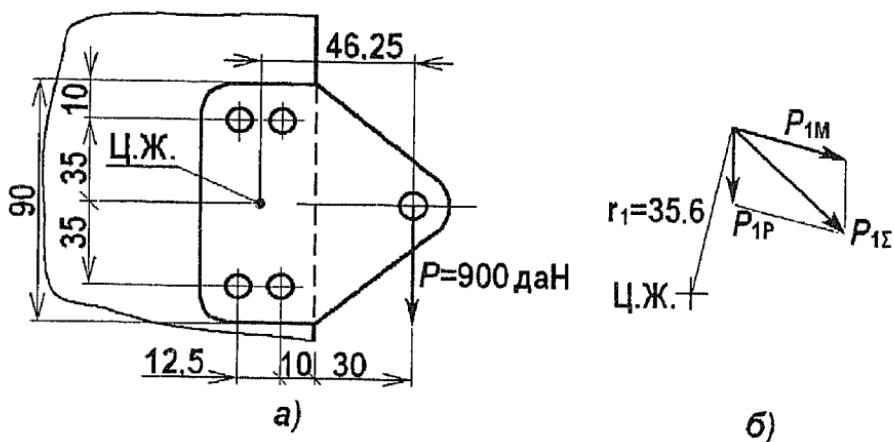


Рис. 5. Расстановка заклепок, вариант 3:
а — схема варианта; б — разложение сил

Располагаем заклепки так, чтобы плечо от $x_{ц.ж}$ до точки приложения силы P было минимальным. Для лучшего восприятия M_{kp} (меньше нагрузка на заклепки) заклепки желательно располагать на расстоянии от ц.т. $r_i = \max$, при этом $r_1 = r_2 = r_3 = r_4 = 35,6 \text{ мм}$;

$$\bar{P}_{1P} = \bar{P}_{2P} = \bar{P}_{3P} = \bar{P}_{4P}; |P_{1M}| = |P_{2M}| = |P_{3M}| = |P_{4M}|.$$

Принимаем минимальный стандартный шаг заклепок $t_3 = 12,5 \text{ мм}$, тогда:

$$M_{kp} = 9000(30 + 32,5 / 2) = 416250 \text{ Нмм};$$

$$k = 416250 / 4 \cdot 35,6^2 = 82,1;$$

$$P_n = 82,1 \cdot 35,6 = 2920 \text{ даН.}$$

Геометрическим построением определяем максимальную величину силы $P_{\Sigma i \max}$:

$$P_{\Sigma i} = P_{iP} + P_{iM} = 4370 \text{ Н.}$$

$P_{\Sigma i} > P_{\text{ср.зк}}$ — опять соединение непрочно, запас прочности $\eta = 0,8$.

Вариант 4.

Теперь, проанализировав предыдущие варианты, увеличиваем количество заклепок до $n_3 = 6$ и принимаем схему их расстановки, приведенную на рис. 6.

Для простоты расчетов принимаем, что нагрузки от силы P и от момента $M = 9000 \times 46,25$ для 3-х заклепок в точках A и B равны:

$$P_M = \frac{M}{h} = \frac{9000 \cdot 46,25}{61,68} = 6750 \text{ Н; } P_{iP} = \frac{9000}{2} = 4500 \text{ Н;}$$

$$P_{\Sigma} = \sqrt{6750^2 + 4500^2} = 8110 \text{ Н.}$$

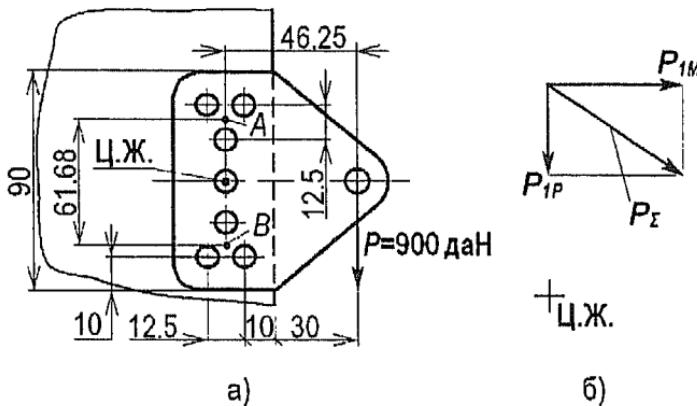


Рис. 6. Расстановка и нагружение заклепок, вариант 4:
а — схема варианта; б — разложение сил

Считаем, что суммарная нагрузка распределяется одинаково на три заклепки, тогда нагрузка на каждую заклепку равна 2700 Н, допущение приемлемо, так как запас прочности при этом равен:

$$\eta = \frac{352}{270} = 1,3.$$

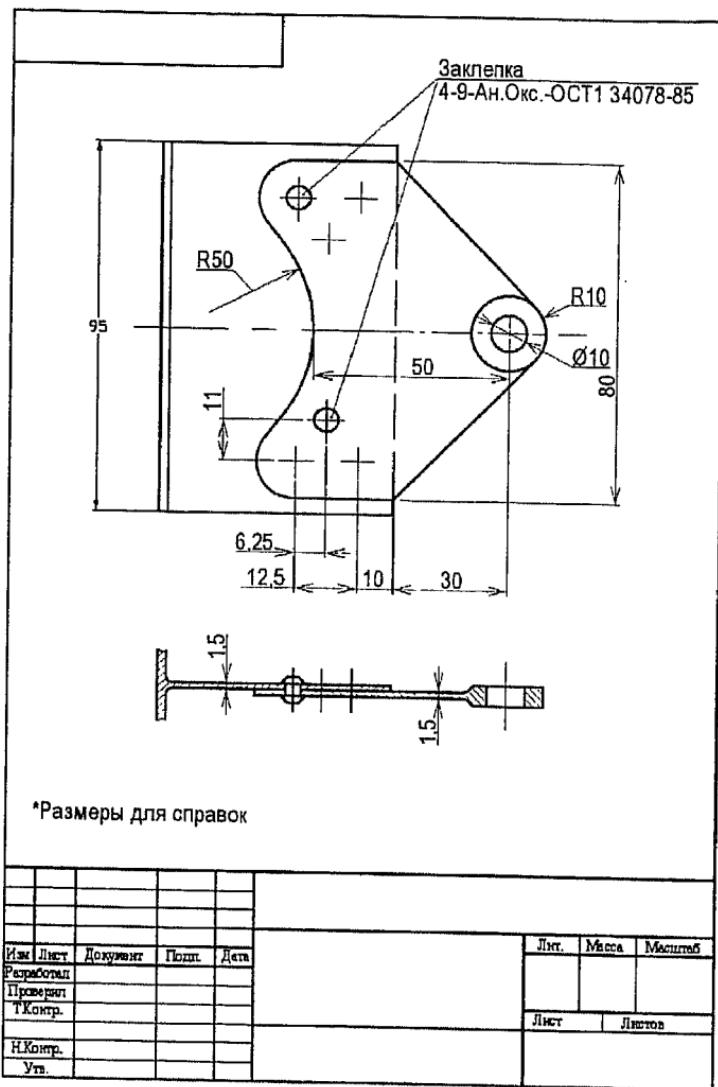


Рис. 7. Чертеж заклепочного соединения

Масса кронштейна на размере b :

$$M_4 = 90 \cdot 1,5 \cdot 2,7 \cdot 32,5 = 11,846 = 12 \text{ г},$$

что примерно равно массе, определенной в варианте 3 (непрочного) и ее можно уменьшить, вырезав часть кронштейна, как это показано на чертеже, рис. 7.

6. Выполняем чертеж конструкции заклепочного соединения. Чертеж приведен на рис. 7.

ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №2.

Проектирование равнопрочных конструкций

Задание

Выполнить два варианта.

Вариант 1. Сконструировать перестыковку стрингера через усиленную нервюру с помощью накладки.

Вариант 2. Сконструировать перестыковку стрингера через усиленную нервюру с помощью фитинга.

Исходные данные

A. Обстановка (рис. 1).

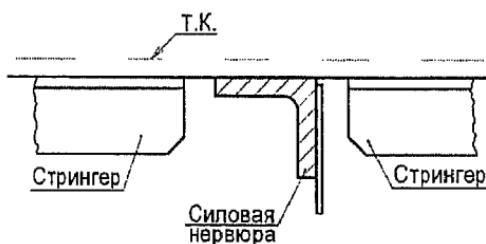


Рис. 1. Схема задания

B. Нагрузка.

Разрушающая нагрузка на стрингер соответствует несущей способности стрингера на растяжение—сжатие.

C. Лимит массы не задан.

D. Требования, ограничения.

Профиль поясов нервюры №410025 (приложение Б.3). Материал нервюры Д16Т, $\sigma_{\text{в}} = 420$ МПа. Форму сечения стрингеров задает преподаватель.

Порядок действий

1. Вычертить задание в масштабе 1:1 с видом и размерами силовых элементов.

2. Нарисовать эскизы конструкцийстыковки вариантов.

Вариант 1 — перестыковка стрингеров накладкой (заклепочное соединение).

Вариант 2 — перестыковка стрингеров с помощью фитинга.

3. Определить максимальную нагрузку на стрингер в зависимости от расчетного случая: при растяжении $P_{\text{раст}} = F_{\text{стр}} \cdot \sigma_{\text{в.стр}}$ (отверстие под заклепку не учитываем), при сжатии — с учетом возможной общей потери устойчивости стрингером $P_{\text{kp}} = \frac{m^2 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2}$ (по согласованию с преподавателем).

4. Сконструировать перестыковку стрингера накладкой и фитингом через нервюру.

5. Проверить прочность заклепочного соединения.

6. Для варианта 1 с накладкой:

— определить форму накладки, ее размеры в расчетных сечениях А-А и В-В, диаметр заклепок d_3 .

Для варианта 2 с фитингом:

— рассчитать крепление фитинга болтами со стрингером и фитинга болтами через нервюру;

— определить размеры сечения и толщину подошвы фитинга.

7. Выполнить чертеж варианта 1 в масштабе 1:1 (формат чертежа А₁ или А₂).

8. Оформить пояснительную записку с расчетами параметров и характеристик силовых элементов конструкции со схемами рассчитываемых мест.

Расчет стыкового соединения

Вариант 1 (рис. 2).

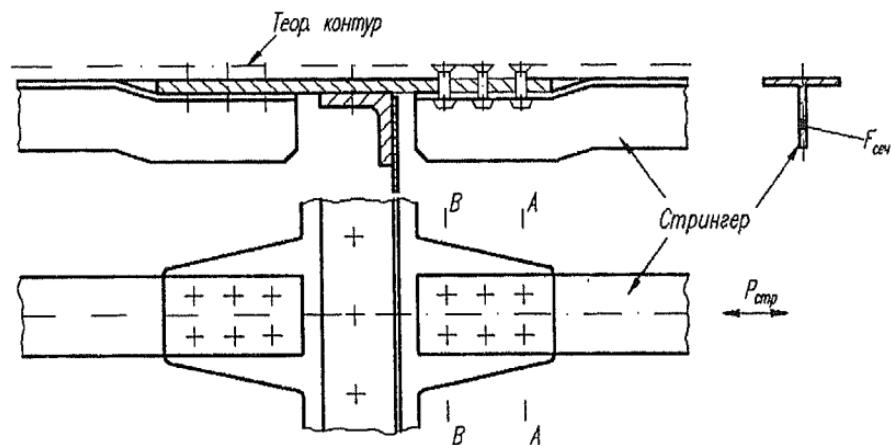


Рис. 2. Эскиз вариантастыковки
при симметричном сечении стрингера

1. Расчет необходимого количества заклепок длястыковки стрингера с накладкой $n_{\text{закл}}$ проводят, задаваясь диаметром заклепки и ее материалом. Разрушающую нагрузку заклепки на срез $P_{\text{разр. закл}}$ определяют по нормали. Тогда $n_{\text{закл}} = \frac{P_{\text{стр}}}{P_{\text{разр. закл}}}$, результат округляют в большую сторону. Количество заклепок в ряду по направлению силы $P_{\text{стр}}$ не более 5...6 штук.

2. Проверка прочности на смятие стрингера под заклепкой из условия:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_{\text{разр. закл}}}{d_{\text{закл}} \cdot \delta_{\text{стр}}} \leq 1..3...1,5 \sigma_{\text{в стр}}. \quad (1)$$

Запас прочности желателен в пределах $n = 1...1,2$.

3. Проверка прочности перемычки на срез.

Размер m (перемычка) выбирают из условия $2d \leq m \leq 2d + 2$ мм. Действующие напряжения среза перемычки определяют по формуле:

$$\tau_d = \frac{P_3}{2m \cdot \delta} < \tau_b, \quad (2)$$

где $\tau_b = (0,6...0,65)\sigma_b = 252$ МПа.

4. Расчет накладки:

а) проверяют накладку на смятие в сечении А—А, толщиной накладки и ее материалом задаются:

$$\sigma_{\text{см.накл}} = \frac{P_{\text{разр.з}}}{d_3 \cdot \delta_{\text{накл}}} \leq [\sigma]_{\text{см}} = 1,3...1,5 \sigma_{\text{в.накл}}. \quad (3)$$

Если материал заклепки имеет меньшее значение σ_b , чем материал накладки, то за допускаемое напряжение смятия принимают $[\sigma]_{\text{см.закл}}$:

б) проверяют накладку на разрыв в сечениях А—А и В—В.

Ширину накладки b в сечениях определяют из условия:

$$\sigma_{\text{ВВ}}^{\text{действ}} = \frac{P_{\text{стр}}}{\delta_{\text{накл}} \cdot (b - n_{\text{з.сеч}} d_3)} \cdot k \leq \sigma_{\text{в.накл}}, \quad (4)$$

где k — коэффициент концентрации напряжений в отверстии под заклепку при растяжении, $k \approx 1,15...1,2$; $n_{\text{з.сеч}}$ — количество заклепок в сечении; d_3 — диаметр заклепок; $\sigma_{\text{в.накл}}$ — предел прочности материала накладки.

Примечание. Накладка может быть общая на всестыкуемые стрингеры, тогда ее учитывают при определении площади сечения профиля усиленной нервюры. Если накладка разрезная, то учитывать ее в увеличении площади сечения пояса усиленной нервюры нельзя. При установке накладки на каждый стрингер необходима подсечка поясов усиленной нервюры на толщину накладки, что нежелательно.

Вариант 2 (рис. 3).

Расчет необходимого количества болтов крепления фитингов к стрингеру и проверку стрингера и фитингов на смятие проводят аналогично варианту 1. При определении количества болтов в этом случае следует учитывать, что передача нагрузки $P_{\text{стр}}$ от стенки стрингера

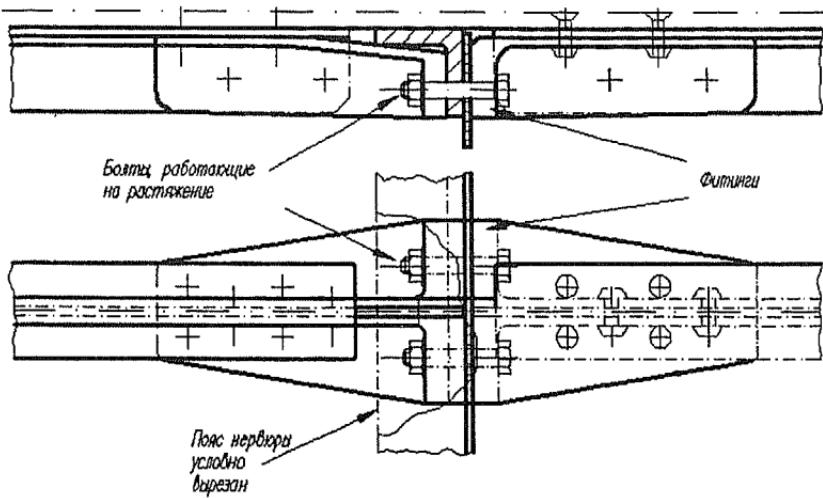


Рис. 3. Эскиз конструкции соединения фитингами при симметричном сечении стрингера

гера на стенки двух фитингов производится двусрезными болтами (то есть учитывают не количество болтов $n_{\text{болт}}$, а количество срезов болтов $n_{\text{срез}}$).

1. Расчет фитинга.

а) проверку на смятие под болтами стенок фитингов и стрингера проводят аналогично варианту 1;

б) количество болтов $n_{\text{б ф}}$ соединения фитингов для передачи усилия $P_{\text{стр}}$ через нервюру определяют из условия допустимого усилия на разрыв болтов $P_{\text{б разр}}$:

$$P_{\text{стр}} \leq n_{\text{б ф}} \cdot P_{\text{б разр}}.$$

По $P_{\text{б разр}}$ по нормали выбирают диаметр болтов d_6 ;

в) расчет подошвы фитинга $\delta_{\text{под}}$.

Длину сечения подошвы l для расчета на изгиб моментом $M = P_6 \cdot c$ определяют графически (приближенно), как это показано на рис. 4.

Размер c определяют из условия «размера под ключ» по нормали (см. приложение Б.4). Радиус R подошвы должен быть несколько больше радиуса шайбы, если с этой стороны ставят гайку.

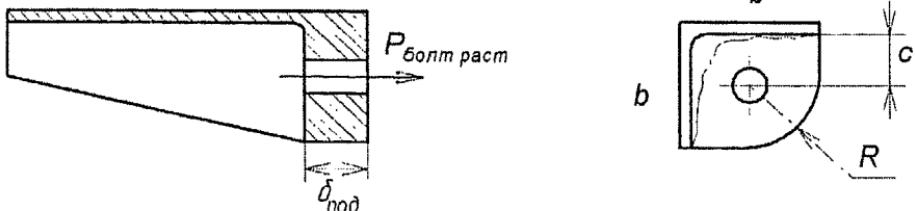


Рис. 4. Расчетная схема подошвы фитинга

Толщину подошвы $\delta_{\text{под}}$ определяют из условия «стесненного изгиба» подошвы.

Разрушающее сечение длиной l показано на рис. 5.

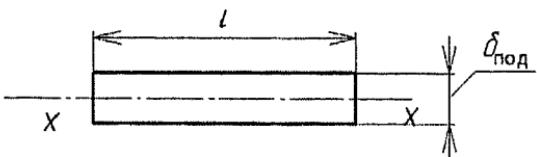


Рис. 5. Сечение подошвы (условно развернуто)

Из условия прочности подошвы при изгибе

$$\sigma_{\text{д.под}} = \frac{M}{W_{\text{под}}} = \frac{P_6 c}{l \delta_{\text{под}}} \leq \sigma_{\text{в фитинга}}$$

$$\frac{6}{6}$$

определяют толщину подошвы $\delta_{\text{под min}}$:

$$\delta_{\text{под min}} = \sqrt{\frac{P_6 c 6}{\sigma_{\text{в.Ф}} l}}, \quad (5)$$

где $\sigma_{\text{в.Ф}}$ — предел прочности материала фитинга.

Форму сечения и конструкцию фитинга (а также их количество) определяют в зависимости от сечения стрингера (уголок, тавр или П-образный профиль) и способа его крепления к стрингеру (болты, заклепки, сварка).

Варианты выполнения лабораторно-практической работы

Рассмотрим варианты конструкции перестыковки стрингера несимметричного сечения накладкой (вариант 1, заклепочный) и с помощью фитинга (вариант 2, болтовой).

Вариант 1.

Задан стрингер №410025, материал стрингера Д16Т, $\sigma_{\text{в}} = 420 \text{ МПа}$, площадь сечения $F = 52 \text{ мм}^2$, толщина $\delta = 1,5 \text{ мм}$ (см. приложение Б.3).

Эскиз возможной конструкции аналогичен показанному на рис. 2 (отличие — в данном варианте задан стрингер треугольного профиля, заклепки на который можно ставить только в один ряд).

1. *Определяем* усилие, действующее на стрингер при растяжении:

$$P_{\text{д}} = \sigma_{\text{в}} \cdot F = 21840 \text{ Н.}$$

2. *Определяем* необходимое количество заклепок.

Задаемся количеством заклепок n .

Пусть $n = 5$, тогда $P_3 = \frac{21840}{5} = 4368 \text{ Н}$ — сила среза, приходящаяся на одну заклепку. Принимаем диаметр заклепок $d_3 = 5 \text{ мм}$. Разрушающая нагрузка на срез $P_{\text{разр}} = 5300 \text{ Н}$ (материал заклепки Д19, см. приложение Б-III).

3. *Проверяем* прочность полки стрингера на смятие по формуле (1).

$$\sigma_{\text{д}}^{\text{см}} = \frac{P_3}{D_3 \cdot \delta} = \frac{4368}{5 \cdot 1,5} = 582 \text{ МПа.}$$

Допустимое значение 630 МПа.

Запас прочности по смятию листа: $\eta = \frac{630}{582} = 1,1$.

4. Проверяем прочность перемычки на срез по формуле (2):

$$\tau_d = \frac{P_3}{2m \cdot \delta} = \frac{4368}{2 \cdot 11 \cdot 1,5} = 132 \text{ МПа} < \tau_b.$$

Запас прочности по срезу перемычки: $\eta = \frac{252}{132} = 1,9$.

5. Определяем размер накладки.

Принимаем: материал накладки — Д16Т, $\delta = 1,5$ мм, шаг заклепок: $t = 15$ мм.

Проверку накладки на смятие и срез перемычки в сечении А—А не проводим, так как толщина и материал накладки те же, что у стрингера.

Из условия расстановки заклепок и необходимой прочности в сечениях А—А и В—В на разрыв, определяем размеры накладки, рис. 6.

Минимальную ширину накладки b_{min} в сечении А—А определяем из условия разрыва от действия силы на одну заклепку $P_3 = 4368$ Н, используя формулу (4):

$$b_{min\ A-A} = \frac{P_3 k}{\delta_h \sigma_{b,n}} + n_{3, \text{сеч}} d_3 = \frac{4368 \cdot 1,15}{1,5 \cdot 420} + 5 = 13 \text{ мм},$$

где $k = 1,15$ — коэффициент концентрации напряжений.

Принимаем размер сечения b_{AA} накладки равным ширине стрингера, то есть 18 мм.

Аналогично рассчитываем сечение В—В.

Суммарная сила, передаваемая всеми заклепками равна $P_{стР} = 21840$ Н, тогда ширина накладки в сечении А—А:

$$b_{minAA} = \frac{21840 \cdot 1,15}{1,5 \cdot 420} + 5 = 45 \text{ мм.}$$

6. Определяем длину заклепки.

Толщина пакета $S = 4,5$ мм, $d_3 = 5$ мм, поэтому выбираем длину заклепки из нормали, равную 11 мм (см. приложение Б.4).

7. Выполняем сборочный чертеж соединения с накладкой (рис. 6).

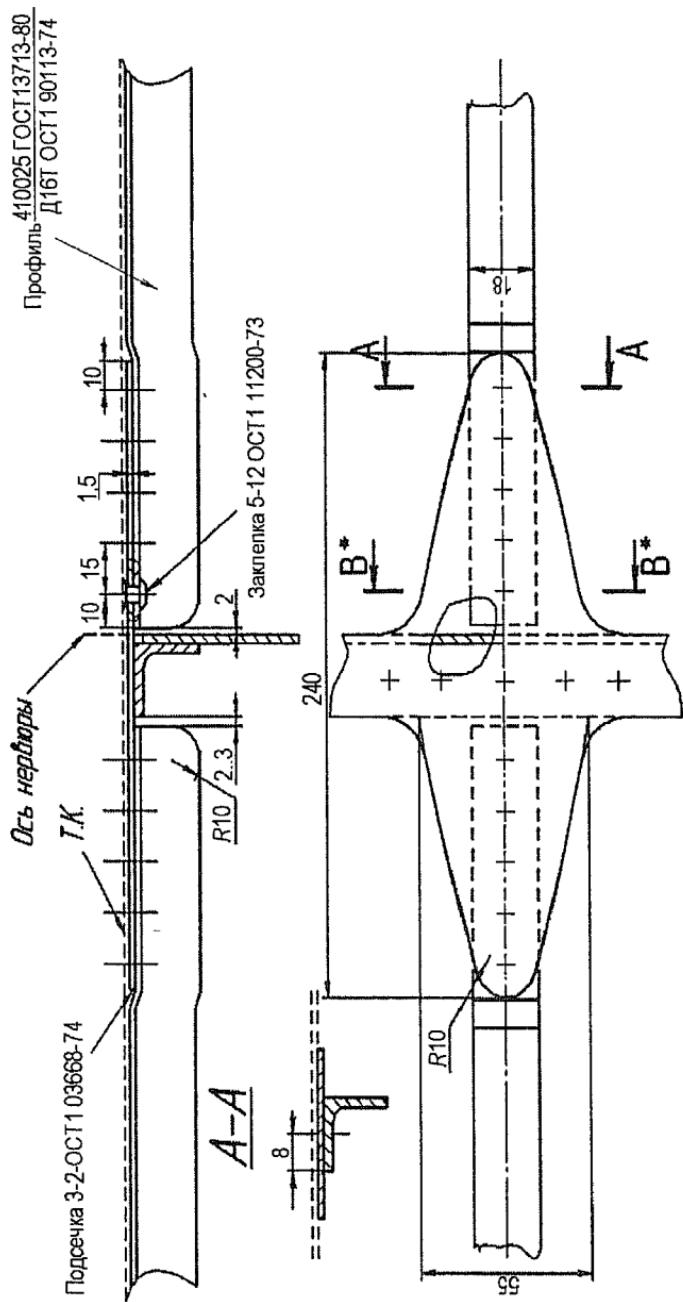


Рис. 6. Сборочный чертеж соединения с накладкой

Вариант 2.

Для перестыковки задан стрингер уголкового сечения № 410081 (см. приложение Б.3), $B = 30$ мм, $H = 30$ мм, $S = 3$ мм, $S_1 = 3$ мм, материал стрингера Д16Т, $\sigma_{\text{в}} = 420$ МПа, $F_{\text{сеч}} = 172$ мм². Максимальная нагрузка на стрингер $P_{\text{стр}} = \sigma_{\text{в}} F_{\text{стр}} = 72240$ Н.

Эскиз варианта перестыковки стрингера через нервюру приведен на рис 3 (отличие — в данном варианте задан стрингер треугольного профиля, заклепки на который можно ставить только в один ряд).

1. Определяем количество болтов, соединяющих стрингер с фитингом. Минимальное число болтов определяем из условия смятия стрингера ($\delta = 3$ мм), для чего задаемся диаметром болтов $d_6 = 6$ мм, разрушающая нагрузка на срез болта 19300 Н. Допускаемая нагрузка на смятие стрингера:

$$[\sigma]_{\text{см}} = \delta d_6 \sigma_{\text{в}} = 7560 \text{ Н},$$

$$\text{тогда количество болтов } n_{\text{б min}} = \frac{72240}{7560} = 9,55.$$

Принимаем число болтов $n = 10$, нагрузка на болт $72240/10 = 7224$ Н.

Поскольку ставить такое число болтов в один ряд вдоль стрингера недопустимо, присоединяем к стрингеру два фитинга (рис. 7). В этом случае четыре двухсрезных болта соединяют стенку стрингера и фитингов, а пять односрезных болтов крепят пояс стрингера к поясу одного из фитингов. В этом случае каждый из фитингов принимает половину нагрузки. Число срезов болтов $n_{\text{срезов}} = 13$. Действующая нагрузка на срез болта $72240/13 = 5556$ Н.

$$\text{Запас прочности болтов по срезу } \eta = \frac{19300}{5560} = 3,47.$$

$$\text{Запас прочности на смятие стрингера } \eta = \frac{7560}{5560} = 1,35, \text{ излишний}$$

запас прочности оставляем вследствие возможной неравномерности нагружения болтов из-за несимметричности передачи силы от стрингера к фитингам.

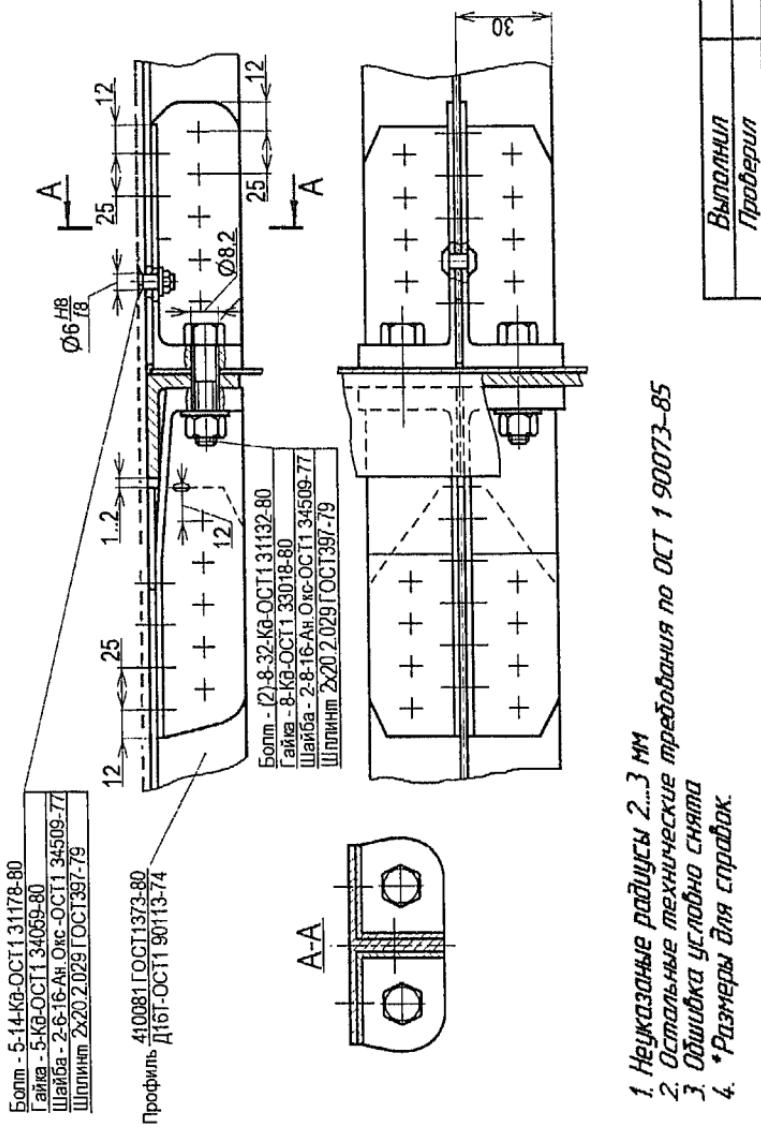


Рис. 7. Сборочный чертеж соединения с фитингом

Толщину фитинга из материала Д16Т, крепящегося болтами $d_6 = 6$ мм, из условий смятия принимаем не менее толщины стрингера, то есть $\delta = 3$ мм.

2. Прочность фитинга на разрыв и срез не проверяем, так как сечение одного фитинга примерно равно сечению стрингера, но таких сечений, воспринимающих силу $P_{\text{стр}}$, стало два.

3. Определяем длину болтов L_6 , работающих на срез.

Общая толщина пакета $S_{\text{пак}} = 6,5$ мм, $d_6 = 5$ мм. Выбираем односрезные болты с потайной головкой и двухсрезные — с шестигранной, гайка низкая, $H = 4,5$ мм, шайба 1,5 мм., тогда по нормали (см. приложение Б.4) определяем $L_6 = 14$ мм.

4. Выбираем болты, соединяющие фитинг с нервюрой.

Болты работают на растяжение, материал болтов 30ХГСА, $\sigma_b = 1100$ МПа. Количество болтов $n_6 = 2$, тогда $P_6 = 32760$ Н, принимаем $d_6 = 8$ мм, $P_{\text{разр}} = 37300$ даН. Запас прочности на разрыв

$$\eta = \frac{72240}{2 \cdot 37300} = 1.$$

5. Проводим расчет толщины подошвы фитинга.

Подошва фитинга (рис. 4 и 5) работает, в основном, на изгиб (напряжениями сдвига за их малостью можно пренебречь), тогда по формуле (5) определяем минимальную толщину подошвы.

Принимаем: длина возможной линии излома подошвы $l = 49$ мм (рис. 4), размер $R = 1,1S = 15$ мм (размер под ключ $S = 14$ мм), тогда по формуле (5) определяем:

$$\delta_{\text{под min}} = \sqrt{\frac{P_6 \cdot S \cdot 6}{\sigma_b l}} = \sqrt{\frac{32760 \cdot 15 \cdot 6}{420 \cdot 49}} = 12,7 \text{ мм.}$$

Отсюда минимальная толщина подошвы $\delta_n = 13$ мм.

6. Определяем длину болтов крепления фитинга.

Болты стягивают пакет общей толщиной $S_{\text{пак}} = 28,5$ мм (2 подошвы, толщина профиля и стенка нервюры), диаметр болтов $d_6 = 8$ мм, тогда $L_6 = 38$ мм, болты ставятся по свободной посадке (11-й квалитет).

Обозначения элементов крепежа (см. приложение Б.4):

Болт $d_6 = 8$ мм, обозначение — (2)-8-38-Кд-ОСТ 1 31132-80.

Гайка высокая, $H=9$ мм, обозначение — 8-Кд-ОСТ 1 33018-80.

Шайба $\delta = 1$ мм, обозначение — 1-8-16-Ан.Окс.-ОСТ 1 34509-77.

7. Выполняем чертеж конструкции соединения с фитингом (рис. 7).

ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №3.

Проектирование рациональных конструкций трубчатых стоек

Задание

1. Определить параметры сечения стойки, имеющей минимальную массу.

2. Подобрать из нормалей трубы и выполнить соединения концов стойки в виде ухо — вилка в двух вариантах: а) неподвижное разъемное и б) с подшипником.

Исходные данные

А. Обстановка (рис. 1). Длина стойки $l = 1000$ мм.

В. Нагрузка. Сжимающая нагрузка $P = 20000$ Н.

С. Лимит массы. Масса регулярной зоны трубчатой стойки минимально возможная.

Д. Требования, ограничения. Труба, выпускаемая промышленностью, материал трубы D16T:

$\sigma_b = 400$ МПа, $E = 72000$ МПа, $\rho = 2,7$ г/см³.

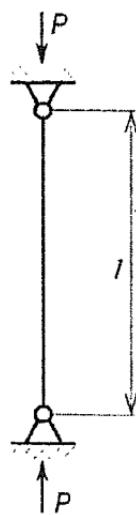


Рис. 1

Порядок действий

1. Оформить эскиз задания.

2. Нарисовать два-три варианта стоек.

3. Построить график зависимостей действующих и критических

напряжений от $\frac{D}{\delta}$.

4. Определить оптимальные значения параметров трубы $D_{\text{опт}}$, $\delta_{\text{опт}}$ и минимальную массу $M_{\text{опт}}$.

5. Подобрать по нормали (см. приложение Б.4) 2-3 трубы, и выбрать рациональную трубу наименьшей массы. Сравнить массу рациональной и теоретической трубы.

6. Разработать конструкцию неподвижного разъемного соединения конца трубы. Определить параметры уха и вилки для неподвижного соединения без подшипника.

7. Выполнить чертеж конца стойки с неподвижным соединением без подшипника в масштабе М 1:1.

8. Выбрать из нормалей подшипник, ухо, вилку, а также осадку конца трубы.

9. Выполнить чертеж концов стойки с подшипником в масштабе М 1:1.

10. Оформить пояснительную записку с расчетами параметров и характеристик элементов соединения и со схемами рассчитываемых мест.

Методика конструирования подвижных и неподвижных соединений, конструкции концов трубы приведена в гл. 9.

Методика определения оптимальных параметров сечения круглой стойки изложена в разд. 11.3.5.

Необходимо определить трубу, у которой значения D и δ обеспечивают равенство $\sigma_{\text{действ}} = \sigma_{\text{кр}}^{\text{общ}} = \sigma_{\text{кр}}^{\text{мест}}$ и, тем самым, минимальную массу трубы $M_{\text{опт}}$.

Действующие напряжения в сечении трубы:

$$\sigma_d = \frac{P}{\pi D \delta}. \quad (1)$$

Для трубчатого сечения стойки уравнение равенства действующих и критических напряжений имеет вид (см. гл. 12):

$$0,475l^2 = D^2 \left(\frac{D}{\delta} \right). \quad (2)$$

Решение системы уравнений (1) и (2) проводим в графическом виде, для чего задаемся значениями относительных параметров сечения стойки D/δ .

В стойке с неподвижным соединением ухо—вилка разрабатываем конструкцию соединения (может быть использована нормализованная осадка конца трубы, см. приложение Б.6).

В стойке с подшипником, ухо, вилку и осадку концов трубы — выбирают по согласованным нормалям (приложение Б.6), подшипник (приложение Б.7).

Вариант выполнения лабораторно-практической работы

1. Выполняем эскизы концов трубчатых стоек различных конструкций

Эскизы заделки наконечников стоек показаны на рис. 2.

2. Задаемся значениями относительных параметров сечения стойки D/δ .

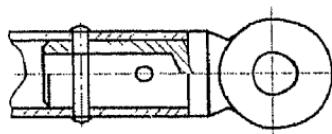
Расчеты по формулам (1) и (2) сводим в таблицу.

Согласно данным таблицы строим

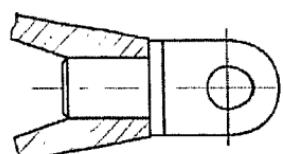
в масштабе зависимости σ_d и σ_{kp} от $\frac{D}{\delta}$
(рис. 3).

3. Определяем оптимальные параметры трубы.

На графике рис. 3 находим точку пересечения кривых действующих и критических напряжений, то есть вы-



a)



б)

Рис. 2. Эскизы заделки наконечников стоек:
а — клепаная конструкция;
б — сварная конструкция

Вид типовой таблицы

| $\frac{D}{\delta}$ | D^2 | D | δ | $F_{\text{сеч}}$ | σ_d | σ_{kp} | M |
|--------------------|-------|-----|----------|------------------|------------|---------------|-----|
| | | | | | | | |

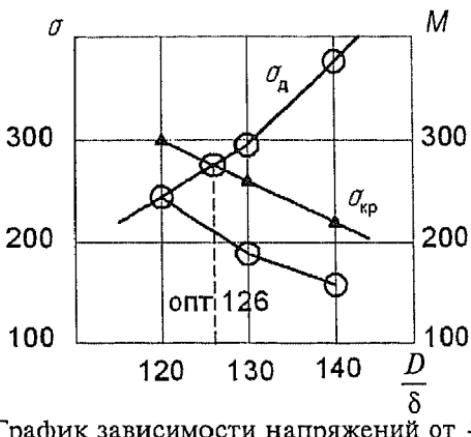


Рис. 3. График зависимости напряжений от $\frac{D}{\delta}$ трубы

полнение условия $\sigma_d = \sigma_{kp}^{\text{общ}} = \sigma_{kp}^{\text{мест}}$, и, следовательно, оптимальные значения $(D/\delta)_{\text{опт}}$, $D_{\text{опт}}$, $\delta_{\text{опт}}$, $M_{\text{опт}}$.

Согласно точке пересечения кривых σ_d и σ_{kp} оптимальным значениям соответствуют: $(D/\delta)_{\text{опт}} = 126$, отсюда $D_{\text{опт}} = 54,7$ мм, $\delta_{\text{опт}} = 0,434$ мм, $F_{\min} = 74,5$ мм² и $\sigma_{kp} = 290$ МПа.

Погонная масса оптимальной трубы при этом будет равна $M_{\text{опт}} = 201$ г/м.

4. Определяем рациональный вариант конструкции трубы.

По нормали «рациональным» вариантом трубы из Д16Т в зависимости от длины и нагрузки (см. приложение Б.6), будет труба с параметрами $D = 38$ мм и $\delta = 1,5$ мм или изготавливаемая по заказу трубы с $D = 42$ мм и $\delta = 1$ мм.

Масса трубы $38 \times 1,5$ равна $M_1 = 464$ г/м, масса трубы 42×1 — $M_2 = 338$ г/м.

Тогда соотношение масс конструкций труб рациональных к оптимальной будет: $M_1:M_2:M_{\text{опт}} = 464:338:201 = 2,3:1,68:1$.

5. Рассчитываем параметры неподвижного шарнирного соединения. Схема неподвижного соединения показана на рис. 4.

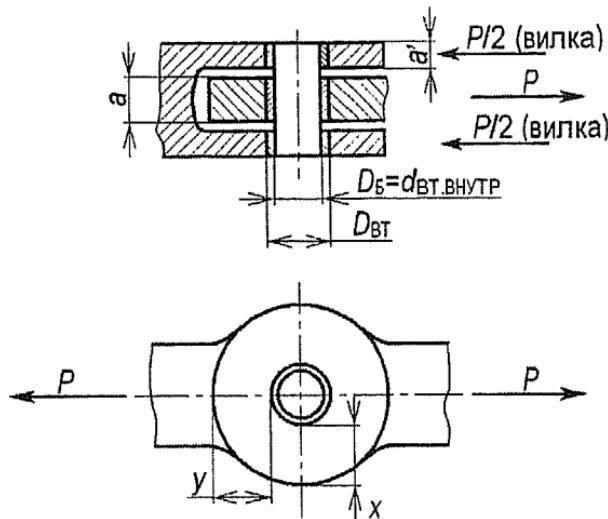


Рис. 4. Расчетная схема соединения

Для заданной нагрузки $P = 20000$ Н по нормали выбираем болт диаметром $d_6 = 8$ мм, $P_{\text{спрэз}} = 32500$ Н.

Минимальную толщину уха a рассчитываем из условия смятия. Для неподвижного разъемного болтового соединения $[\sigma]_{\text{см}} = \sigma_b$.

При установке втулки:

— при смятии болтом стальной втулки

$$a_{\min} = \frac{P}{d_6 \cdot [\sigma]_{\text{см.втулки}}} = \frac{20000}{8 \cdot 1100} = 2,3 \text{ мм};$$

— при смятии втулкой дюралевого уха

$$a_{\min} = \frac{P}{D_{\text{вт}} \cdot [\sigma]_{\text{см.уха}}} = \frac{20000}{10 \cdot 400} = 5 \text{ мм.}$$

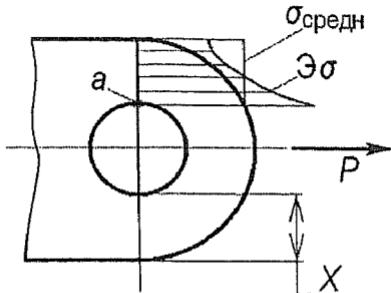


Рис. 5. Концентрации напряжений в проушине

Принимаем наибольшее значение $a = 5$ мм.

Запас прочности по смятию втулки под болтом $\eta = 5/2,3 = 2,17$.

Запас прочности по смятию уха под втулкой $\eta = 1$.

Размер X определяем из условия разрыва уха (вилки) с учетом концентрации напряжений в точке a , рис. 5.

Средние значения действующих напряжений:

$$\sigma_{d,cr} = \frac{P}{2Xa}, \quad (3)$$

с учетом концентрации напряжений

$$\sigma_{d,max} = K\sigma_{d,cr}. \quad (4)$$

Условие прочности

$$\sigma_{d,max} \leq \sigma_b.$$

Задаемся величиной коэффициента концентрации в первом приближении $K = 1,15$, тогда из формул (3) и (4) получим:

$$X = \frac{KP}{2\sigma_b \cdot a} = \frac{1,15 \cdot 20000}{2 \cdot 400 \cdot 5} = 5,75 \text{ мм.}$$

Размер уха Y выбираем из условия среза: $\tau_d = \frac{P}{2Ya} \leq \tau_{b,уха}$, тогда

$Y = \frac{20000}{2 \cdot 25 \cdot 5} = 8$ мм, для простоты конструкции проушины принимаем $Y = X = 8$ мм.

Запас прочности по срезу уха $\eta = 1$.

Запас прочности по разрыву уха $\eta = 8/5,75 = 1,39$.

Толщину вилки $a' = a/2$ принимаем 3 мм.

6. Разрабатываем конструкцию неподвижного разборного соединения конца стойки. На рис. 6 приведен чертеж трубчатой стойки для неподвижного разъемного соединения.

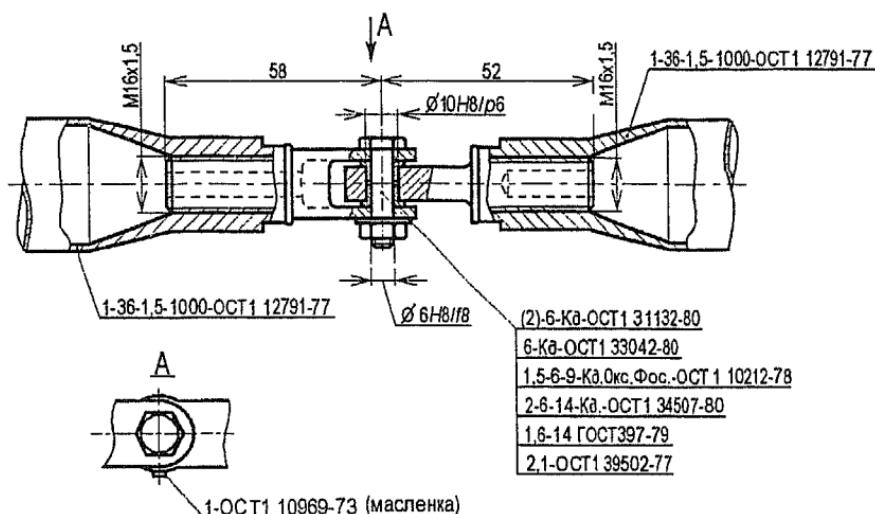


Рис. 6. Конструкция неподвижного разъемного соединения

7. Конструируем конец стойки с установкой подшипника. Схема установки подшипника показана на рис. 7.

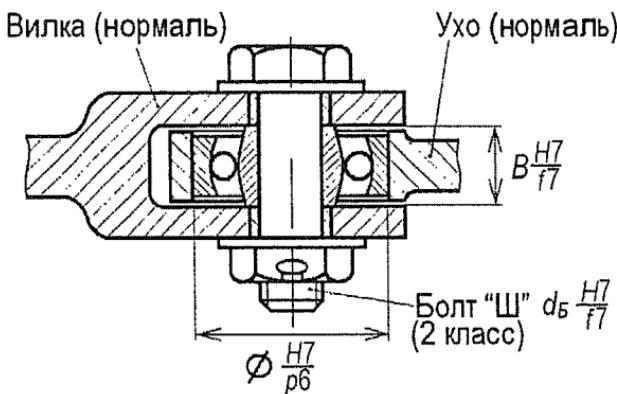


Рис. 7. Схема установки подшипника

Для рабочей нагрузки $P = 20000$ Н выбираем подшипник, ориентирующийся с выступающим внутренним кольцом 98106910УС2 ЕТУ 100/5 (приложение Б-7). Параметры подшипника: $d = 9$ мм, $D = 26$ мм. Толщина внешнего кольца $B = 11$ мм, толщина внутреннего кольца — 13 мм. Допускаемая нагрузка $P_{\text{разр}} = 21600$ Н.

Для заделки стандартных проушин в нормализованную трубу используем стандартную осадку конца трубы. Установке выбранного подшипника соответствуют стандартные проушины: ухо и вилка (нормаль, см. приложение Б.6).

На рис. 8 показан чертеж конструкции концов силовой стойки с установкой подшипника.

ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №4.

Проектирование подвижных и малоподвижных соединений

Задание

Сконструировать малоподвижное и подвижное соединения стержней А и В (рис. 1) для передачи вращательного движения моментом кручения $M_{\text{кр}}$.

Исходные данные

A. Обстановка.

Схема узла приведена на рис. 1.

B. Нагрузка на силовые элементы: крутящий момент $M_{\text{кр}} = 333000$ Н·мм. Длина стержней $L = 800$ мм.

C. Лимит массы не задан.

D. Требования, ограничения.

Угол допустимых перемещений стержня А при вращении — 60° .

Материал стержней — сталь 30ХГСА, $\sigma_b = 1100$ МПа.

Порядок действий

1. Разработать 2...3 эскиза конструктивно-силовой схемы узла.
2. Выбрать конструкцию соединения и материал деталей.

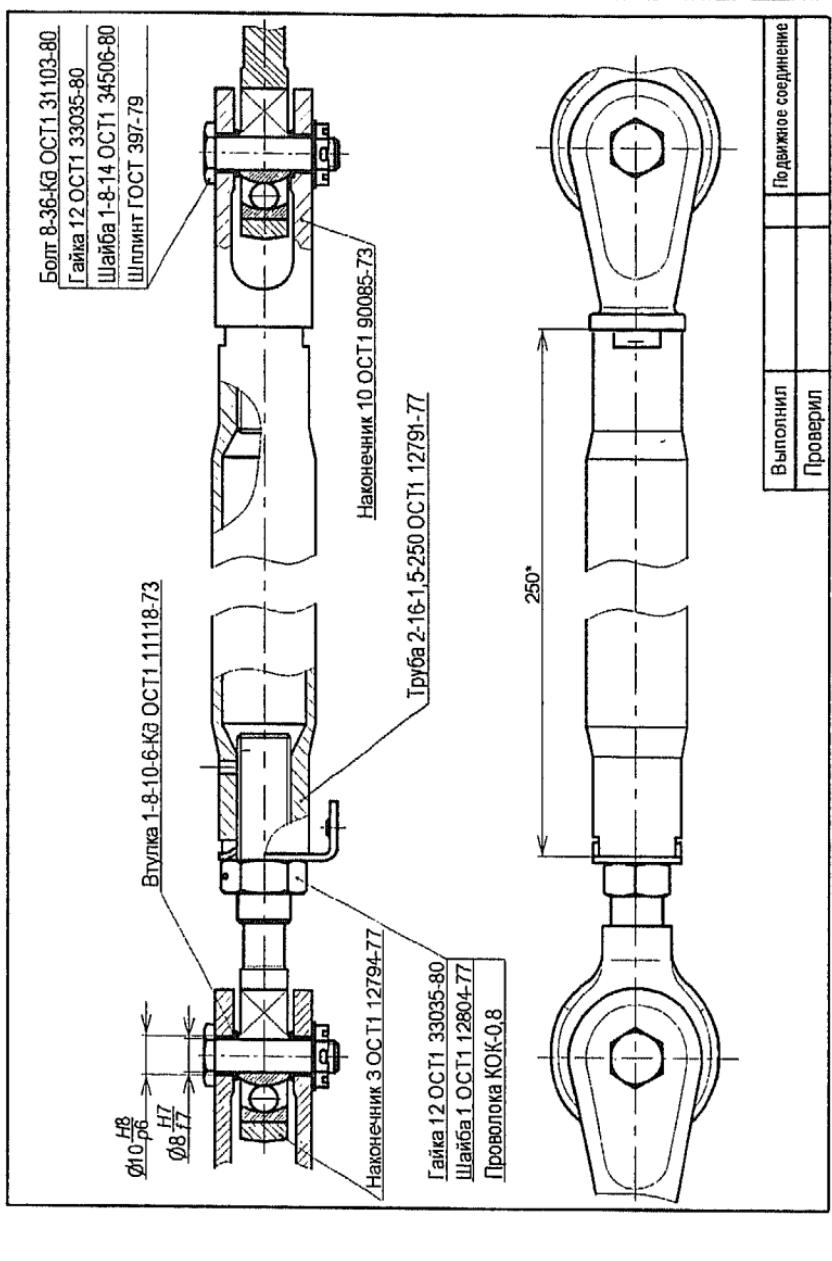


Рис. 8. Чертеж трубчатой стойки

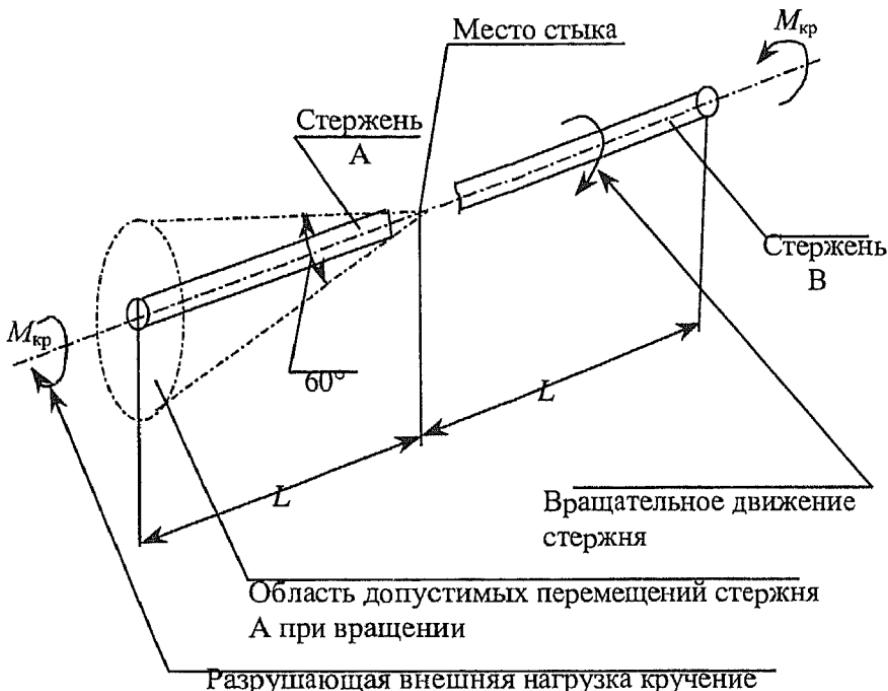


Рис. 1. Схема узла

3. Рассчитать параметры подвижного соединения.
4. Рассчитать параметры малоподвижного соединения.
5. Разработать общую конструкцию соединения.
6. Выполнить сборочный чертеж конструкции в масштабе М 1:1.
7. Провести анализ конструкции.
8. Оформить пояснительную записку с расчетами параметров и характеристик силовых элементов конструкции со схемами рассчитываемых мест.

Методика расчета и типовые конструкции подвижных и мало—подвижных соединений приведены в гл. 9.

*Вариант выполнения
лабораторно-практической работы*

1. Выбираем материал конструкции.

Принимаем материал для деталей, входящих в соединение — сталь 30ХГСА, $\sigma_b = 1100$ МПа. Для уменьшения трения ставим втулки из материала БрАЖ, $\sigma_b = 600$ МПа.

2. Выбираем варианты конструктивно-силовой схемы соединения.

Заданная схема узла (рис. 1) может быть реализована при применении двухосного шарнира (карданного соединения), допускающего поворот относительно двух взаимно перпендикулярных осей. Данную схему можно выполнить с помощью вариантов конструкции карданного соединения с разнесеными осями (рис. 2, а); с пересекающимися осями (рис. 2, б); со сближенными осями (рис. 2, в).

Принимаем наиболее простой в изготовлении вариант конструкции, приведенный на рис. 2, а (с разнесенными осями).

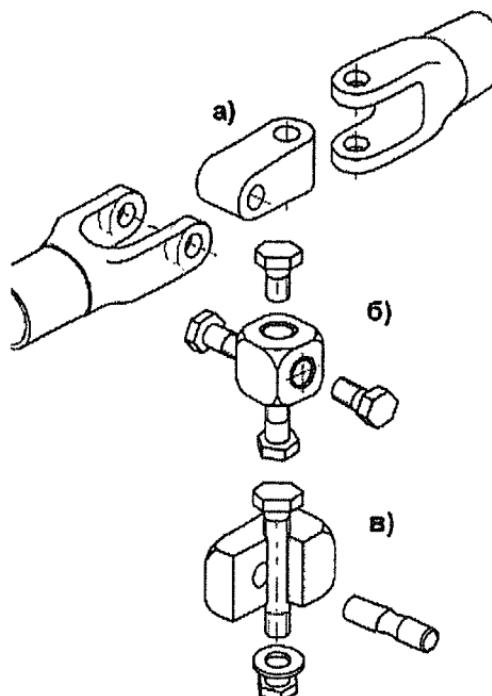


Рис. 2. Эскизы возможных конструкций соединения:

а — кардан с разнесенными осями; б — кардан с пересекающимися осями; в — кардан со сближенными осями

3. Расчитываем нагрузку на элементы карданного соединения.

Расчетная схема нагружения карданного соединения «ухо—вилка» приведена на рис. 3.

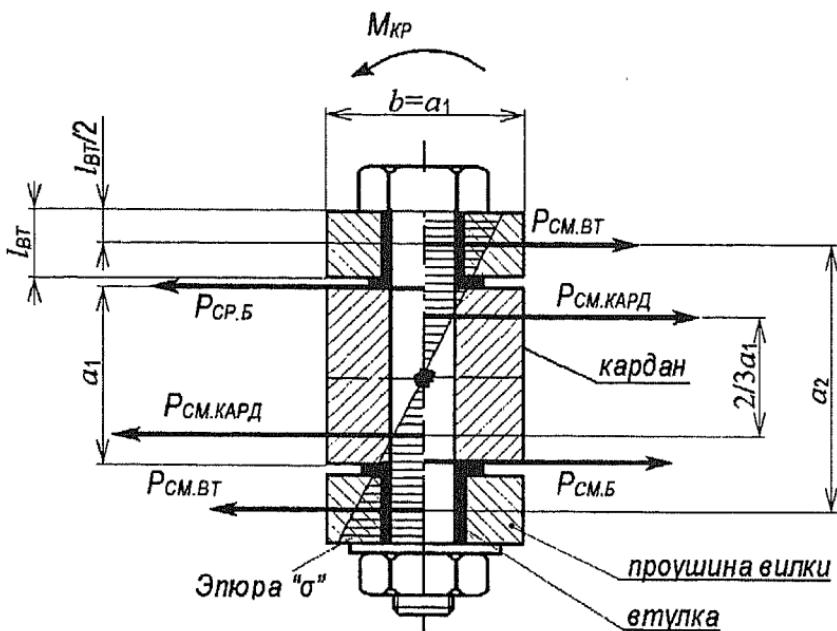


Рис. 3. Поперечное сечение карданного соединения, работающего на кручение

Нагрузка на элементы соединения:

$$P_{\text{см.кард}} = \frac{M_{\text{kp}}}{\frac{2}{3}a_1}; \quad P_{\text{срез.б}} = \frac{M_{\text{kp}}}{a_1}; \quad P_{\text{см.вт}} = \frac{M_{\text{kp}}}{a_2}.$$

Поскольку $P_{\text{см.кард}} > P_{\text{срез.б}} > P_{\text{см.вт}}$, подвижными целесообразно делать внешние проушины, так как они менее нагружены (материал втулок — БрАЖ).

Для уменьшения размеров кардана фиксируем болт относительно кардана (в этом месте соединение неподвижное, разборное и втулки из материала 30ХГСА).

4. Проектируем конструкцию при подвижном соединении.

Площадь поперечного сечения кардана определяем из условия нагружения деталей соединения при кручении. Принимаем сечение кардана в виде квадрата со стороной a_1 , тогда максимальные действующие напряжения в сечении равны [35, с. 183]:

$$\tau_{\max} = M_{kp} / 0,208a_1^3 \leq [\tau_B], \quad (1)$$

где $\tau_B = 0,63 \sigma_B = 690$ МПа. Минимальную величину a_1 получим из формулы (1):

$$a_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{kp}}{\geq [Jb] \cdot 0,208}} = \sqrt[3]{\frac{333000}{69 \cdot 0,208}} = 13,2 \text{ мм.} \quad (2)$$

Для уменьшения сил, действующих на проушины вилки, увеличиваем расстояние между проушинами до $a_1 = 20$ мм.

Определяем диаметр болта из условий среза на плече $a_1 = 20$ мм.

$$P_{cp,6} = M_{kp} / a_1 = 333000 / 20 = 16650 \text{ Н.}$$

Этой нагрузке соответствует болт диаметром $d_6 = 6$ мм, $P_{cp,6} = 19700$ Н.

$$\text{Запас прочности болта } \eta_6 = \frac{1970}{1665} = 1,18.$$

Проверяем проушину уха кардана на смятие под болтом (болт в кардане зафиксирован, плечо момента условно принимаем равным $2/3 a_1$, усилие смятия принимается половиной толщины кардана), тогда:

$$\sigma_{cm,kard} = \frac{P_{cm,kard}}{\frac{a_1}{2} d_6} \leq \sigma_B, \quad (3)$$

где

$$P_{cm,kard} = \frac{M_{kp}}{\frac{2}{3} a_1} = \frac{333000 \cdot 3}{2 \cdot 20} = 25000 \text{ Н; } \sigma_{cm} = \frac{25000 \cdot 2}{20 \cdot 6} = 416 \text{ МПа.}$$

Тогда из формулы (3)

$$a_1 = \sqrt{\frac{9M_{kp}}{2d_6 \cdot \sigma_B}} = \sqrt{\frac{9 \cdot 333000}{2 \cdot 6 \cdot 1100}} = 5,1 \text{ мм.} \quad (4)$$

Сравнивая результат, полученный по формулам (2) и (4), оставляем принятый размер $a_1 = 20$ мм, тогда запас прочности

$$\eta_{cm.yxa} = \frac{1100}{413} = 2,6.$$

Определяем длину втулки в вилке из условия смятия под болтом (соединение подвижное) $l_{bt} = \delta_{yxa}$:

$$F_{cm.bt} = l_{bt} d_6 = P_{cm.bt} / \sigma_{cm.bt},$$

где $\sigma_{cm.bt} = 0,2\sigma_B$ — допустимое напряжение смятия в подвижном соединении.

Поскольку от размера втулки l_{bt} зависит плечо силы, нагружающей втулку, в *первом приближении* принимаем $P_{cm.bt} = P_{cp.6}$, тогда

$$l_{bt} = P_{cp.6} / 0,2\sigma_B d_6 = 1665 / 0,2 \cdot 60 \cdot 6 = 23 \text{ мм.}$$

Во *втором приближении* принимаем: длина втулки 12 мм, толщина 1,5 мм, тогда:

$$P_{cm.bt} = \frac{M_{kp}}{a_1 + 2 \frac{l_{bt}}{2} + 2 \cdot 1,5} = \frac{333000}{20 + 2 \cdot \frac{12}{2} + 2 \cdot 1,5} = 9515 \text{ Н,}$$

$$l_{bt} = \frac{P_{cm.bt}}{0,2 \cdot \sigma_{B, bt} \cdot d_6} = \frac{9515}{0,2 \cdot 600 \cdot 6} = 13,2 \text{ мм.}$$

Окончательно принимаем: втулка 1,5-6-9-14 OCT1 11124-73, $d = 6$ мм; $D = 9$ мм; $l_{bt} = 14$ мм.

Запас прочности $\eta_6 = \frac{14}{13,2} = 1,06$.

Определяем размеры проушины вилки из условия прочности на разрыв (рис. 4).

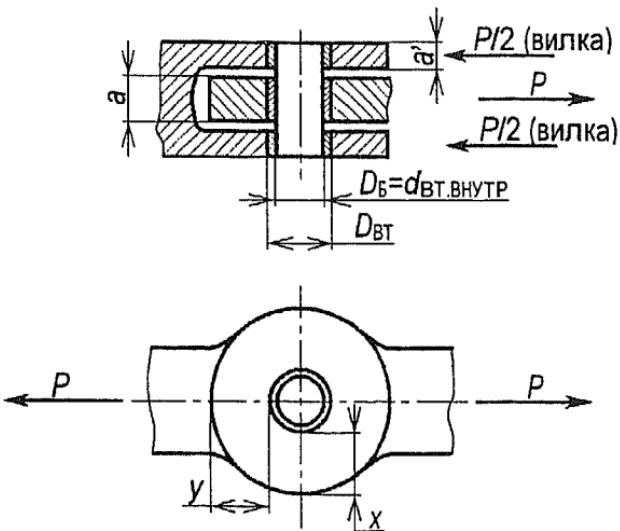


Рис. 4. Расчетная схема проушин

Принимаем по конструктивным соображениям $b = a_1$, $b/D_{BT} = 2,2$, тогда

$$X = Y = (b - D_{BT})/2 = (20 - 9)/2 = 5,5 \text{ мм},$$

в этом случае коэффициент концентрации $k' = 0,80$.

Проверяем прочность проушины вилки на разрыв (рис. 4, размер X):

$$\sigma_{\text{разр}}^{\text{действ}} = \frac{P_6}{2aX} = \frac{9510}{2 \cdot 14 \cdot 5,5} = 124 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{\text{разр}} = k' \sigma_{\text{в}} = 0,8 \cdot 1100 = 880 \text{ МПа} - \text{избыток прочности.}$$

Проверяем прочность проушины «вилки» на срез (рис. 4, размер Y):

$$\tau = \frac{P_6}{2Y \cdot l_{BT}} = \frac{951}{2 \cdot 5,5 \cdot 14} = 6,18 \text{ МПа};$$

$$[\tau] = \tau_{\text{в}} = 660 \text{ МПа} - \text{избыток прочности.}$$

Следовательно, при конструировании проушины можно уменьшить площадь ее сечения.

Таким образом, предварительный размер проушины вилки при подвижном соединении равен 14 мм.

5. Проектируем конструкцию малоподвижного соединения.

Длину втулки определяем из условия смятия под болтом, допустимое напряжение смятия в малоподвижном соединении $\sigma_{\text{см.вт}} = 0,65\sigma_{\text{в}}$, тогда

$$l_{\text{вт}} = P_{\text{ср.б}} / 0,65\sigma_{\text{в}} d_6 = 9515 / 0,65 \cdot 600 \cdot 6 = 4,06 \text{ мм.}$$

Принимаем: втулка 6-9-4 ОСТ1 11124-73, $d = 6$ мм; $D = 9$ мм; $l_{\text{вт}} = 4$ мм.

Проверяем потребную площадь разрыва проушины при условии $X = Y = 5,5$ мм

$$\begin{aligned} P_{\text{см.вт}} / k'\sigma_{\text{в}} &\leq 2Xl_{\text{вт}} = 9515 / 0,8 \cdot 1100 < 2 \cdot 5,5 \cdot 4,06 = \\ &= 10,8 \text{ мм}^2 < 44 \text{ мм}^2 \text{ — избыток прочности.} \end{aligned}$$

6. Проектируем конструкцию трубчатых стержней.

Принимаем: конструкция стержней — труба с наружным диаметром $D = 30$ мм, толщина трубы $\delta = 1,5$ мм, длина трубы $l = 800$ мм.

По соотношению $l/D = 800/30 = 26,7$ и $D/\delta = 20$ из графика [35, с. 181] определяем:

$$[\tau_{kp}] = 400 \text{ МПа.}$$

Условие прочности:

$$[\tau_{kp}] \geq \tau_{\max},$$

где $\tau_{\max} = M_{kp}D/1,6D_{cp}^3\delta$ (такой приближенный расчет справедлив при $D/\delta > 6$), тогда

$$\tau_{\max} = 333000 \cdot 30 / 1,6 \cdot 28,5^3 \cdot 1,5 = 180 \text{ МПа,}$$

то есть получили избыток прочности, так как $400 \text{ МПа} > 180 \text{ МПа.}$

Крепление трубы со стаканом вилки осуществляем болтами диаметром $d_6 = 6$ мм, $[P_{\text{ср.б}}] = 19800$ Н.

Усилие среза болта на плече $d_{\text{вн}} = 27$ мм:

$$P_{\text{ср.б}} = M_{\text{кп}} / d_{\text{вн}} = 333000 / 27 = 12330 \text{ Н.}$$

Из условий среза достаточно одного болта.

Определяем количество болтов из условия смятия трубы под болтами. Максимальная сила смятия под болтом

$$P_{\text{см}} = N d_6 \delta \sigma_{\text{см}},$$

где $\sigma_{\text{см}} = \sigma_{\text{в}} = 600$ МПа.

Действующая нагрузка на болт $P_{\text{см}} = M_{\text{кп}} / D_{\text{ср}} = 333000 / 28,5 = 11680$ Н, тогда можно рассчитать количество болтов:

$$n = P_{\text{см}} / d_6 \delta \sigma_{\text{см}} = 11680 / 6 \cdot 1,5 \cdot 700 = 1,9.$$

Таким образом, из условия смятия трубы необходимо два болта, запас прочности

$$\eta = \frac{2}{1,9} = 1,05.$$

Избыточная прочность трубы объясняется условием среза болтов карданом и смятия болтами крепления кардана трубы.

7. Разрабатываем конструкцию крепления стержней.

Конструкция крепления стержней в подшипниках показана на рис. 5, где стержень В монтируется в разъемных подшипниках скольжения.

8. Разрабатываем общую конструкцию соединения.

Общая конструкция стержней А и В и их соединения при передаче вращательного движения для случаев подвижного соединения показана на чертеже рис. 5.

9. Анализируем конструкцию и предложения по уменьшению запасов прочности.

1. При дальнейших итерациях конструирования малоподвижных проушин карданного соединения возможно уменьшить площадь сечения проушин, например, размеры X и Y (см. рис. 4).

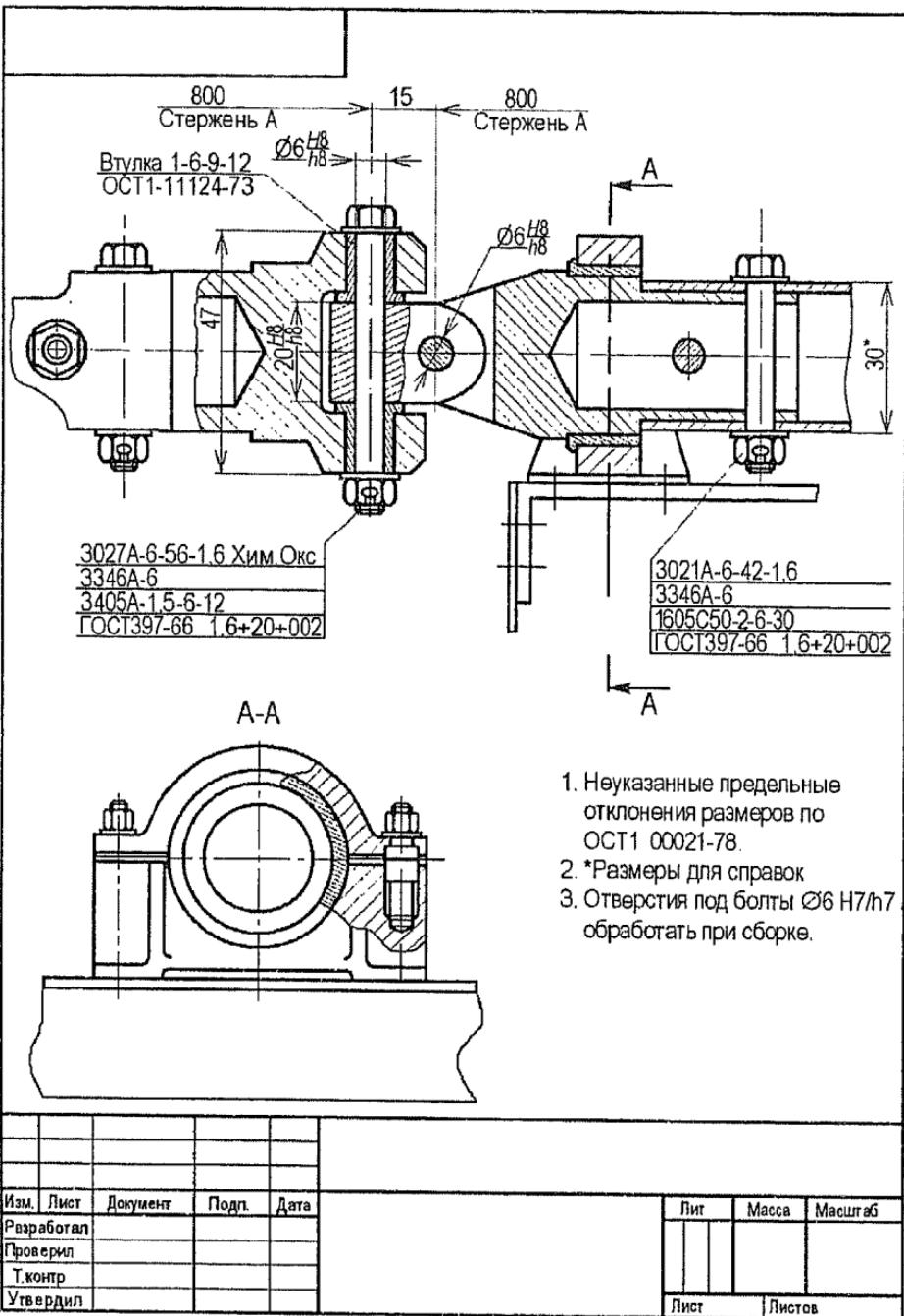


Рис. 5. Чертеж карданного соединения

2. Целесообразно заменить крепление втулки кардана в трубе болтами, работающими на смятие, сваркой встык, тогда размеры сечения труб можно уменьшить до $25 \times 1,5$ мм.

3. Соотношение толщин вилки в случаях подвижного и мало-подвижного соединения составляет 14/4,06, то есть для подвижного соединения проушины в 3,44 раза толще.

ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №5.

Проектирование кронштейнов навески органов управления

Задание

Спроектировать узел навески элерона с компенсацией горизонтальных перемещений точки крепления элерона.

Исходные данные

A. Обстановка и заданные установочные размеры приведены на рис. 1.

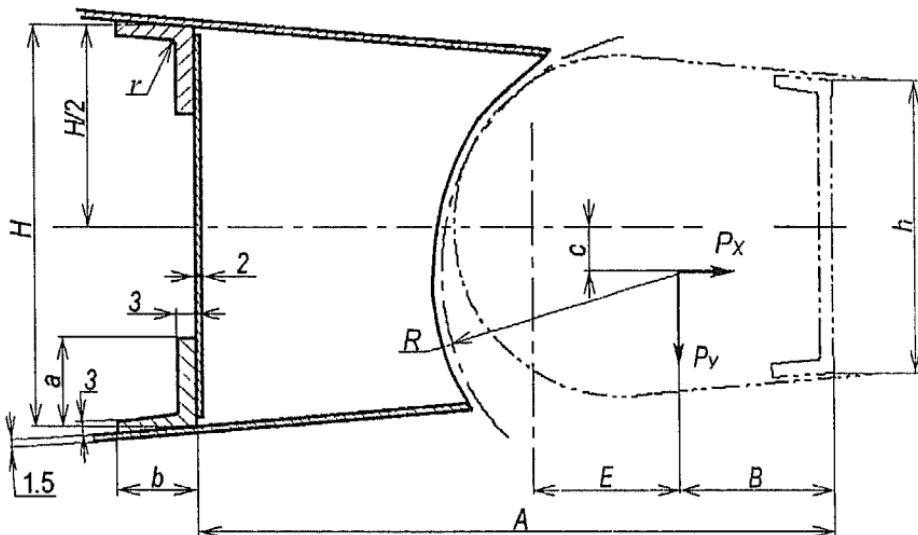


Рис. 1. Схема задания

В. Нагрузки:

$$P_y = 20000 \text{ H}; \quad P_x = 3500 \text{ H}.$$

С. Лимитная масса не задана.

Д. Ограничения:

Углы отклонения элерона $\pm 15^\circ$.

Порядок действий

1. Начертить упрощенную схему задания.
2. Нарисовать 2-3 эскиза кронштейнов, используя образцы конструкций, имеющиеся в ангаре.
3. Определить конструкцию кронштейна. Начертить в масштабе M1:1 схему кронштейна. Определить и нанести положение, форму и размеры расчетных сечений
4. По силе $\vec{P}_\Sigma = \vec{P}_y + \vec{P}_x$ выбрать подшипник, начертить схему конструкции его заделки в кронштейн и определить размеры уха кронштейна.
5. Провести расчет сечений кронштейна.
6. Определить схему установки болтов крепления кронштейна к лонжерону и нервюре и определить нагрузки на болты. Провести проверку прочности болтов при растяжении и срезе.
7. Разработать конструкцию элементов соединения кронштейна с нервюкой (фитинг, накладка) и расположение крепежа элементов (конструктивно).
8. Выполнить чертеж узла в M1:1 (стыковку кронштейна с нервюкой крыла, соединения с кронштейном элерона, внешний вид кронштейна элерона) в соответствии с ЕСКД, проставить сборочные размеры. Разработать спецификацию.
9. Оформить пояснительную записку со схемами рассчитываемых мест.

Расчет кронштейна

Методика расчета кронштейна на прочность подробно изложена в гл. 10.

*Вариант выполнения
лабораторно-практической работы*

1. Выполняем эскизы возможных конструкций кронштейнов.
Эскизы типовых конструкций кронштейнов приведены на рис. 2.

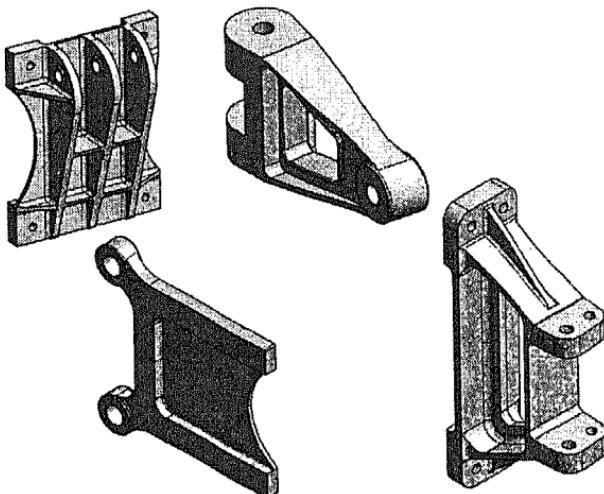


Рис. 2. Эскизы конструкций кронштейнов

2. Выбираем конструкцию кронштейна.

Внешний вид, расчетная схема кронштейна, положение и размеры расчетных сечений приведены на (рис. 3).

Кронштейн изготавливается штамповкой, материал — АК-8, $\sigma_b = 440 \text{ МПа}$, $\tau_b = 0,6 \cdot 440 = 264 \text{ МПа}$, $E = 0,72 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

3. Определяем суммарную нагрузку на подшипник:

$$\sqrt{P_y^2 + P_x^2} = \sqrt{20000^2 + 3500^2} = 20300 \text{ Н.}$$

4. Выбираем подшипник.

Подшипник: 98106910УС2 ЕТУ 100/5 (см. приложение Б.7), $d_6 = 9 \text{ мм}$, $D = 26 \text{ мм}$, $B_{\text{подш}} = 11 \text{ мм}$, $b_{\text{подш}} = 13 \text{ мм}$, ориентирующийся, сферический с выступающим внутренним кольцом (допускается незначительное ориентирование) и защитными шайбами для консистентной смазки (рис. 4).

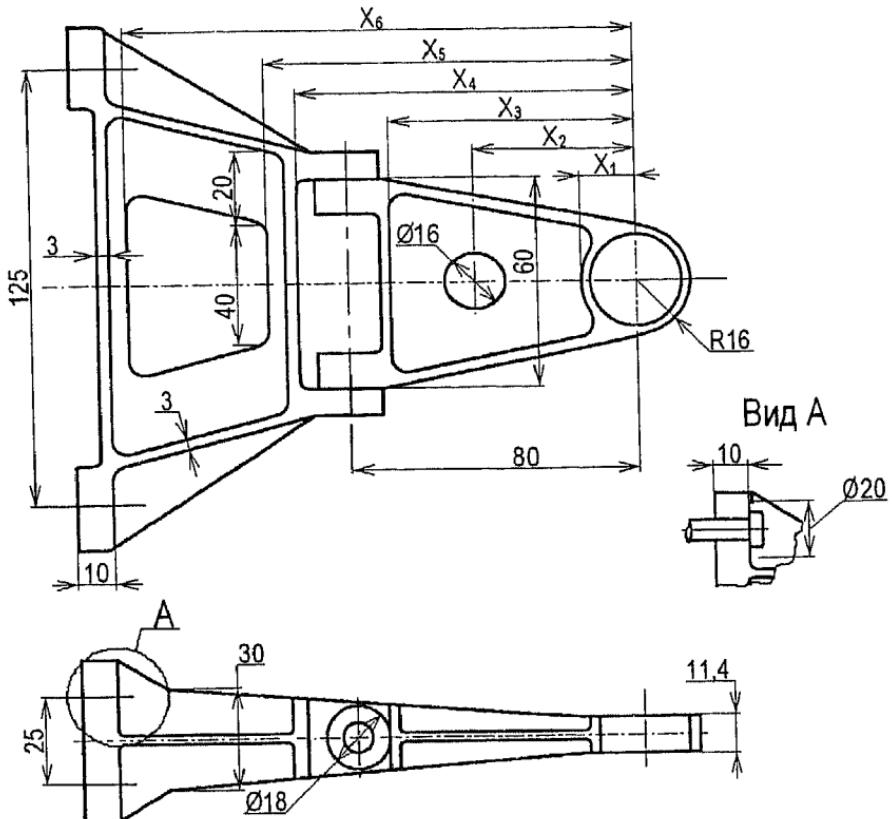


Рис. 3. Расчетная схема кронштейна

Допускаемая нагрузка $[P_{\text{разр}}] = 21600 \text{ Н.}$

Подшипник запрессовывается в проушину серьги, обжимается по специальной проточке по 4-2-ОСТ03841-76 на размере t (рис. 5).

Толщина проушины с учетом увеличения Δ для заделки подшипника:

$$a = B_{\text{подш}} + 2\Delta = 11 + 2 \cdot 0,2 = 11,4 \text{ мм.}$$

5. Проверяем заделку подшипника на прочность.

Размер перемычки из условия прочности при запрессовке подшипника принимаем $t = 3 \text{ мм}$ и проверяем площадь разрыва из условия

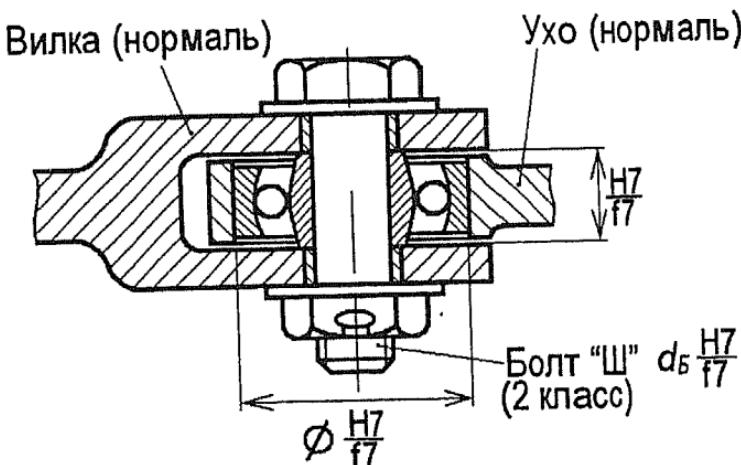


Рис. 4. Установка подшипника в проушину

$$F_{\text{разр}} = 2at \geq P_{\Sigma} / k'\sigma_{\text{в}},$$

где $k' = 1$ — коэффициент концентрации при запрессовке подшипника, тогда $2 \cdot 11,4 \cdot 3 > 20300/440$ или $69 \text{ mm}^2 > 46 \text{ mm}^2$.

Запас прочности по разрыву

$$\text{перемычки } \eta = \frac{69}{46} = 1,5.$$

6. Рассчитываем крепление серги к кронштейну.

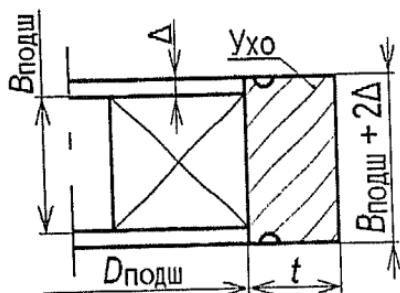
Изгибающий момент, действующий в плоскости крепления от действия силы P_y :

$$MP_y = 20000 \cdot 80 = 1600000 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

7. Определяем потребное расстояние между проушинами.

Минимальное потребное расстояние между проушинами $H_{\text{потреб}}$ определяем по условию среза болтов с учетом догрузки силой $P_x/2$:

$$H_{\text{потреб}} = MP_y / ([P_{\text{ср}}] + P_x/2) = 80 \cdot 20000 / (35000 + 1750) = 44 \text{ мм}$$



$\frac{H7}{f7}$ или легкопрессовая

Рис. 5. Заделка внешнего кольца подшипника

Принимаем в первом приближении $H_{\text{потр}} = 50$ мм, диаметр болта $d_6 = 8$ мм, $[P_{\text{ср}}] = 35000$ Н (нормаль).

8. Определяем толщину проушин серьги и кронштейна.

Толщину проушины определяем из условия смятия.

Толщина проушины серьги a_c :

$$a_c = N_c / d_6 [\sigma]_{\text{см}} = \frac{\frac{1600000}{50} + 1750}{8 \cdot 440} = 10 \text{ мм},$$

где $N_c = MP_y / H_{\text{потр}} + P_x / 2$; $[\sigma]_{\text{см}} = \sigma_b$ (соединение неподвижное, разъемное).

Тогда рассчитаем срез болта на плече $H_{\text{ср}}$:

$$H_{\text{ср}} = H_{\text{потр}} + 10 = 50 + 10 = 60 \text{ мм},$$

усилие среза $P_{\text{ср}} = 1600000/60 + 1750 = 28410$ Н. Запас прочности по срезу болта $\eta = 35000/28410 = 1,23$.

9. Определяем толщину проушины кронштейна a_{kp} :

$$a_{kp} = \frac{\frac{M_{Py}}{H_{\text{ср}}} + P_y}{d_6 \sigma_b} = \frac{\frac{1600000}{60} + 1750}{8 \cdot 440} = 7,5 \text{ мм},$$

принимаем $a_{kp1} = 8$ мм.

10. Проверяем размеры проушин серьги и кронштейна из условия прочности на разрыв.

Определяем размеры X и Y проушины (рис. 6).

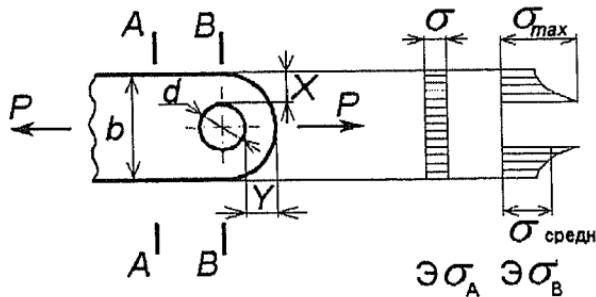


Рис. 6. Размеры X и Y проушины

Проверяем площадь разрыва. Задаемся $X = Y = 4,8$ мм и $b/d = 2,2$ и по формуле

$$k' = 0,565 + 0,48 \frac{Y}{X} - 0,1 \frac{b}{d} \quad (1)$$

определяем коэффициент концентрации напряжений $k' = 0,82$.

Тогда сила растяжения проушины *кронштейна*:

$$N_{kp} = 1600000/68 + 1750 = 25280 \text{ Н.}$$

Из условия:

$$F = N_{kp} / k' \sigma_b \leq 2aX, \quad (2)$$

или $25280/0,82 \cdot 440 < 2 \cdot 8 \cdot 4,8$, или $70 \text{ мм}^2 < 76,8 \text{ мм}^2$, и запас прочности по разрыву проушины $\eta_c = \frac{76,8}{70} = 1,1$;

сила растяжения проушины *серьги*:

$$N_c = 1600000/50 + 1750 = 33750 \text{ Н.}$$

тогда из условия (2): $33750/0,82 \cdot 440 < 2 \cdot 10 \cdot 4,8$; или $93,5 \text{ мм}^2 < 96 \text{ мм}^2$.
Запас прочности $\eta = 96/93,5 = 1,03$.

Принимаем для всех проушин $X = Y = 5$ мм.

11. Определяем толщину пояса и стенки серьги.

Сечение I-I, $x_1 = 16$ мм

Высота сечения равна 40 мм, высота стенки — 32 мм*.

Принимаем толщину пояса $\delta_p = 4$ мм, толщину стенки $\delta_{ct} = 3$ мм.

Площади элементов сечения:

$$F_p = b_p \cdot \delta_p = 11,5 \cdot 4 = 46 \text{ мм}^2;$$

$$F_{ct} = H_{ct} \cdot \delta_{ct} = 35 \cdot 3 = 105 \text{ мм}^2;$$

$$F_{ceq} = 2F_{ceq} + F_{ct} = 92 + 105 = 197 \text{ мм}^2.$$

* Размеры сечений и угол наклона поясов определяем графически из расчетной схемы (рис. 3).

Действующие напряжения (увеличение сил P_y и P_x в поясах от проекции на угол $\alpha = 10^\circ$, $\cos \alpha = 0,98$, не учитываем):

— от P_y :

$$\sigma_{изг} = \frac{P_y \cdot x}{H_n \cdot F_n} = \frac{20000 \cdot 16}{40 \cdot 46} = 174 \text{ МПа},$$

$$\tau_{сдв} = \frac{P}{F_{сеч}} = \frac{20000}{105} = 190 \text{ МПа},$$

— от P_x :

$$\sigma_{изг} = \frac{P_z}{F_{сеч}} = \frac{3500}{197} = 17,7 \text{ МПа},$$

и $\sigma_{\Sigma} = (174 + 17,7) = 191,7 \text{ МПа.}$

Запас прочности поясов $\eta = 440/191,7 = 2,29$.

Запас прочности стенки $\eta = 264/190 = 1,37$

Сечение II-II, $x_2 = 45 \text{ мм}$ (рис. 3, сечение с отверстием).

Определяем потребную высоту стенки из условия $H_{min\ ст} = H_{ст1} = 32 \text{ мм}$. Диаметр отверстия облегчения стенки $d_{об} = H_{ст2} - H_{ст1} = (52 - 32) : 1,2 = 16 \text{ мм}$, где 1,2 — необходимый избыток прочности.

Сечение III-III, $x_3 = (80 - 10) = 70 \text{ мм.}$

Проверяем прочность пояса в сечении x_3 , ширина пояса $b_{n3} = 22 \text{ мм}$, $H_{ст3} = 60 \text{ мм.}$

$$M_{изг} = P_y \cdot 70 \text{ мм} = 20000 \cdot 70 = 140000 \text{ Нмм.}$$

Сила растяжения пояса от $M_{изг}$:

$$N_{nx3} = \frac{M}{H_{н_{III-III}}} = \frac{140000}{60} = 23330 \text{ Н с учетом растяжения от силы}$$

P_x равна $23330 + 1750 = 25080 \text{ Н.}$

Напряжение $\sigma_{n3} = 25080/22 \cdot 4 = 285 \text{ МПа}$, запас прочности $\eta = 440/285 = 1,54$.

Полученные запасы прочности позволяют уменьшить толщины пояса серьги до $\delta_{\text{п}} = 3$ мм.

12. Определяем толщину пояса и стенки кронштейна. Принимаем толщину пояса $\delta_{\text{п}} = 4$ мм, толщину стенки $\delta_{\text{ст}} = 3$ мм.

Сечения IV-IV, $x_4 = 80 + 20 = 100$ мм.

В сечении x_4 , ширина пояса $b_4 = 22$ мм (диаметр проушины пояса), тогда напряжения в поясе от изгиба:

$$\frac{P}{H_{\text{п}} F_{\text{п}}} = \frac{20000 \cdot 100}{80 \cdot 22 \cdot 4} = 284 \text{ МПа, с учетом растяжения от силы } P_x$$

напряжения в поясе $\sigma_{\text{п4}} = 284 + 1750/22 \cdot 4 = 304$ МПа, запас прочности $\eta = 440/304 = 1,44$.

Сечение V-V, $x_5 = 110$ мм (начало выреза, рис. 3).

Размер облегчения $f = (H_{\text{ст5}} - H_{\text{мин}})/1,2 = (80 - 32)/1,2 = 40$ мм, где 1,2 — необходимый избыток прочности.

Тогда размер $h_{\text{ст}} = \frac{80 - 40}{2} = 20$ мм — по всему кронштейну.

Сечение VI-VI, $x_6 = 80 + 55 = 135$ мм, ширина пояса $b_6 = 40$ мм.

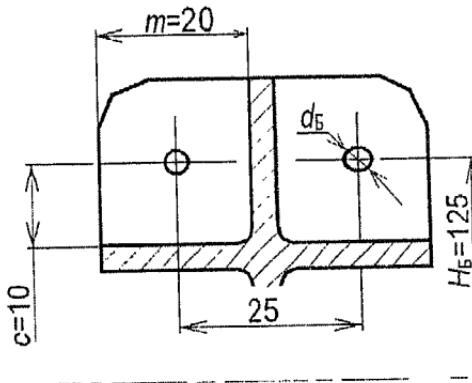
Согласно схеме на рис. 3, в сечении x_6 прочность поясов на растяжение и стенки на сдвиг достаточна, так как площадь сечения увеличена площадью вертикального ребра $\delta_{\text{реб}} = \delta_{\text{ст}} = 3$ мм.

В сжатом поясе соотношение размеров η и толщины пояса равно 5, то есть $\sigma_{\text{кр}} > \sigma_{\text{в}}$, и возможность местной ПУ отсутствует.

13. Рассчитываем болты крепления подошвы кронштейна.

Схема расположения болтов показана на рис. 7.

Рис. 7. Схема расположения болтов на подошве кронштейна



Принимаем расстояние между осями болтов крепления кронштейна к нервюре $H_6 = 125$ мм (рис. 7).

Определяем диаметр болтов.

Сила растяжения верхних болтов:

$$P_6 = \frac{P_y \cdot L}{n \cdot H_6} + \frac{P_x}{2 \cdot n} = \frac{20000 \cdot 158}{2 \cdot 125} + \frac{3500}{4} = 13520 \text{ Н},$$

где n — число болтов сверху и снизу.

Сила среза, воспринимаемая болтом:

$$P_{6, cp} = \frac{P_y}{2n} = \frac{20000}{2 \cdot 2} = 5000 \text{ Н.}$$

Принимаем болты диаметром $d_6 = 6$ мм, материал 30ХГСА, $\sigma_b = 1100$ МПа, площадь сечения $F_6 = 28,3 \text{ мм}^2$,

Допускаемые нагрузки на разрыв и срез: $[P_{разр}] = 21100 \text{ Н}; [P_{cp}] = 19700 \text{ Н};$

Проверяем болты на прочность.

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \sigma_b,$$

где $\sigma = \frac{P_6}{F_6}; \tau = \frac{P_{6, cp}}{F_6}$, тогда:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\left(\frac{13500}{28,3}\right)^2 + 4\left(\frac{5000}{28,3}\right)^2} \leq \sigma_b = 1100 \text{ МПа.}$$

Запас прочности $\eta = 1100/595 = 1,84$.

14. Определяем толщину подошвы основания $\delta_{под}$.

Из условия смятия подошвы под болтами имеем:

$$\delta_{под} = \frac{P_{cp, б}}{d_6 \sigma_{см}} = \frac{5000}{6 \cdot 1,3 \cdot 440} = 1,5 \text{ мм},$$

где $\sigma_{см} = 1,3 \sigma_b$.

Из условия местного изгиба подошвы:

$$\sigma = \frac{P_6 \cdot C}{W} = \frac{6 \cdot P_6 \cdot C}{l_{\Pi} \cdot \delta_{\text{осн}}^2} \leq \sigma_{\text{в}},$$

откуда $\delta_{\text{под}} = \sqrt{\frac{3P_6}{\sigma_{\text{в}}}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 13520}{440}} = 9,6$, где $l_{\Pi} = 2m$ — длина сечения, работающего на изгиб подошвы (рис. 7).

Принимаем толщину подошвы кронштейна $\delta_{\text{осн}} = 10 \text{ мм}$ (рис. 3).

15. Проектируем конструкцию силовой увязки крепления кронштейна.

Силовую увязку крепления кронштейна с поясами нервюры (см. рис. 7) выполняем конструктивно, из следующих условий.

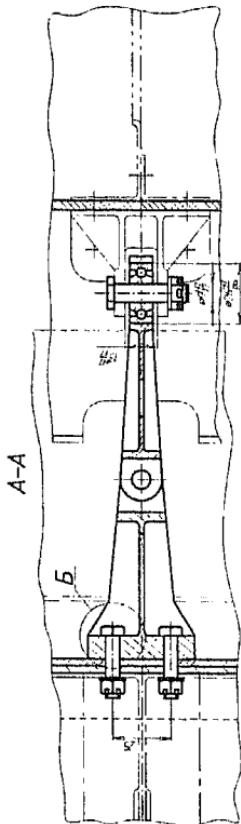
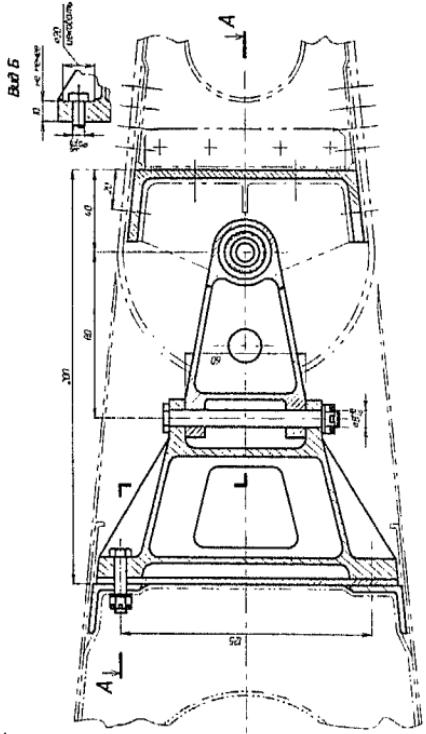
1. Изгибающий момент от крепления кронштейна элерона не должен восприниматься лонжеронами крыла, поэтому в плоскости кронштейна необходимо наличие усиленной нервюры, на пояс которой через фитинги (или на монолитную нервюру с подошвами для крепления кронштейна) следует передать осевые усилия.

2. Перерезывающую силу передаем на стенку нервюры через стенку лонжерона.

3. Конструкцию кронштейна элерона показываем только в сечении стыковки с подшипником серьги, остальное показываем условно.

Чертеж установки кронштейна на лонжероне и силовой нервюре приведен на рис. 8.

Общий вид кронштейна (3D) показан на рис. 9.



1. Теоретический контур братья с чертежа №...
2. Неуказанные предельные отклонения размеров по ОСТ 1 00021-78.
3. Отверстия под болты Ø6 H9/h9 и Ø9 H7/f7 обработать при сборке.
- 4.* Размеры для справок.

| Выполнил | | Установка кронштейна |
|----------|--|----------------------|
| Проверил | | |

Рис. 8. Чертеж установки кронштейна

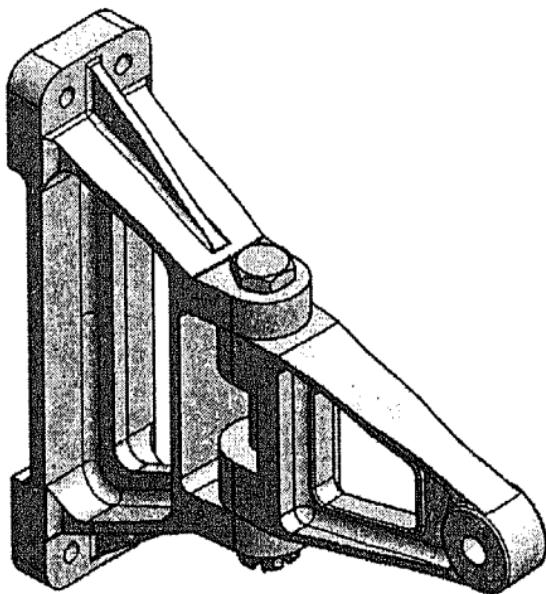


Рис. 9. Общий вид кронштейна

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

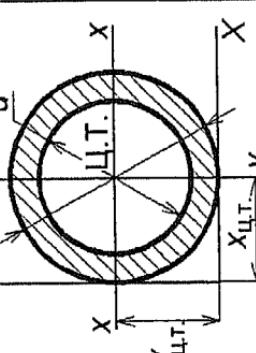
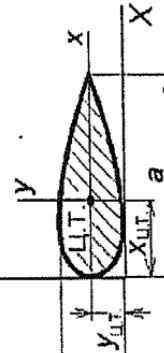
СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Б.1. Характеристики сечений и объемы фигур

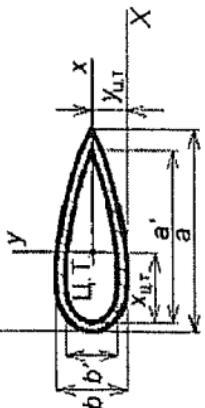
Б.1.1. Геометрические характеристики сечений

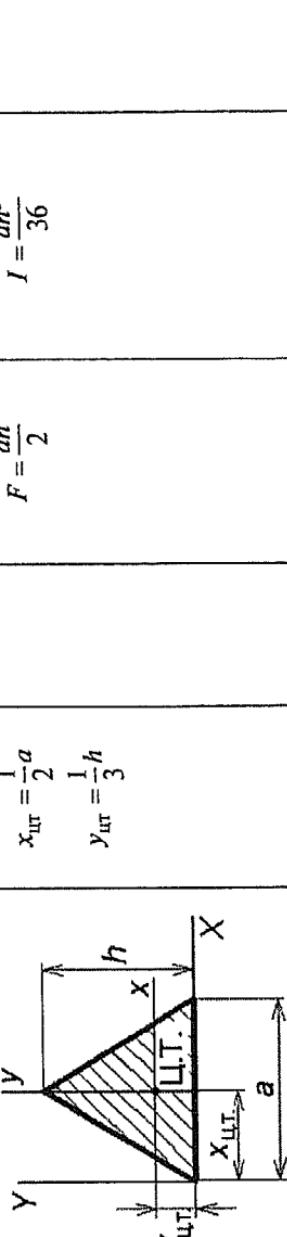
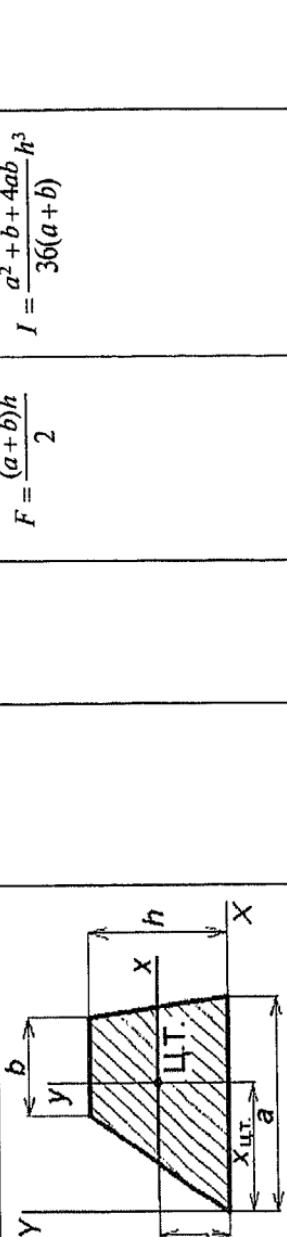
| Форма сечения | Положение центра тяжести | Положение центра жесткости | Площадь сечения | Момент инерции относительно $x - x$ | Полярный момент инерции |
|---------------|----------------------------------|--|-------------------------|--|--|
| 1 Круг | $x_{цт} = D/2$ $y_{цт} = D/2$ | $x_{цж} = x_{цт}$ $y_{цж} = y_{цт}$ | $F = \frac{\pi D^2}{4}$ | $I = \frac{\pi D^4}{64} = \frac{\pi R^4}{4}$ | $I_p = \frac{\pi D^4}{32} = \frac{\pi R^4}{2}$ |

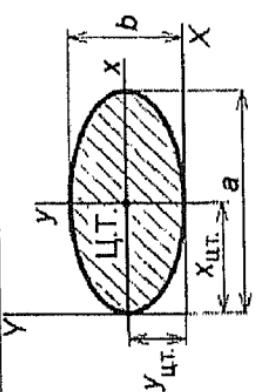
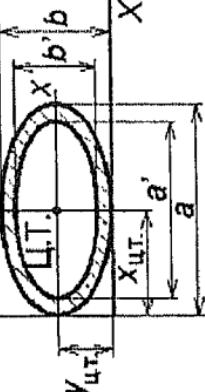
Круг

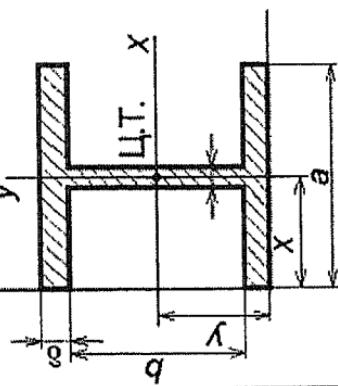
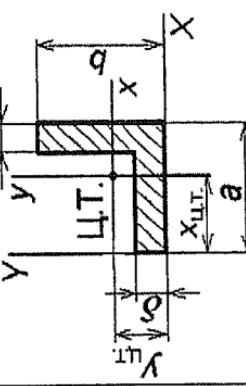
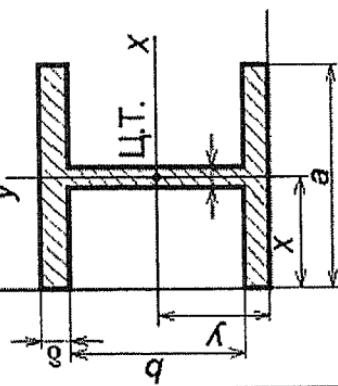
| | | | | | |
|---|---|---|---|---|-----------------------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|  $x_{цг} = D/2$ $y_{цг} = D/2$ $x_{цж} = x_{цг}$ $y_{цж} = y_{цг}$ | $F = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$ $I = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$ | | | | $I_P = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$ |
|  $x_{цг} = 0,479a$ $y_{цг} = 0,4a$ $x_{цж} = 0,4a$ $y_{цж} = 0,479a$ | $F \approx 0,761ab$ $I = 0,0457ab^3$ | | | | |

Удлиненный каплевидный профиль

| | | | | | | |
|--|---|--|----------------------------|-------------------------------|---|---|
| 1 | $X_{\text{ЦГ}} = 0,479a$ | $X_{\text{ЦЖ}} = 0,4a$ | $F \approx 0,7(ab - a b)$ | $I = (0,8a - 1,24b)b^2\delta$ | 5 | 6 |
|  <p>Полое каплевидное сечение</p> | $X_{\text{ЦГ}} = 0,479a$ $X_{\text{ЦЖ}} = 0,4a$ $F \approx 0,7(ab - a b)$ $I = (0,8a - 1,24b)b^2\delta$ | $X_{\text{ЦЖ}} = 0,5a$ $Y_{\text{ЦГ}} = 0,5b$ | $F = ab$ | $I = \frac{ab^3}{12}$ | | |

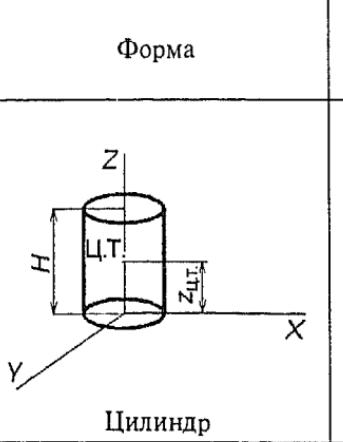
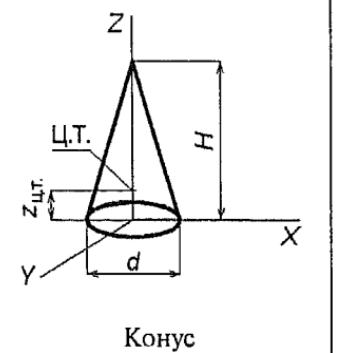
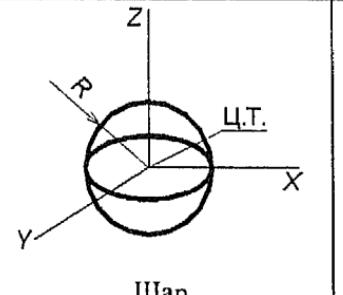
| | | | | | |
|--|---|-----------------------|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|  $x_{цг} = \frac{1}{2}a$ $y_{цг} = \frac{1}{3}h$ | $F = \frac{ah}{2}$ | $I = \frac{ah^3}{36}$ | | | |
| Треугольник |  $F = \frac{(a+b)h}{2}$ $I = \frac{a^2 + b + 4ab}{36(a+b)} h^3$ | Трапеция | | | |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|--|---|--------------------------|-------------------------------|---|---|
|  <p>$x_{цт} = 0,5a$ $y_{цт} = 0,5b$</p> <p>$x_{цк} = x_{цт}$ $y_{цк} = y_{цт}$</p> | $F = \pi ab$ | $I = \frac{\pi ab^3}{4}$ | | | |
| <p>Эллипс</p> | <p>$x_{цт} = 0,5a$ $y_{цт} = 0,5b$</p> <p>$x_{цк} = x_{цт}$ $y_{цк} = y_{цт}$</p> | $F = 0,785(ab - a_1b_1)$ | $I = 0,0491(ab^3 - a_1b_1^3)$ | |  <p>Эллиптическое кольцо</p> |

| | | | | | |
|--|---|---|--------------------------|--|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| $x_{\text{шт}} = \frac{a}{2}$ $y_{\text{шт}} = \frac{b}{2} + \delta_2$ | $x_{\text{шт}} = x_{\text{ЦТ}}$ $y_{\text{шт}} = y_{\text{ЦТ}}$ | $F = \delta(2a+b)$ | $F = \delta(2a+b)$ | $I = \frac{ab^3 - (a-\delta)b^3}{12}$ | |
|  <p>Двутавр (аналог. швеллер)</p> |  | $x_{\text{шт}} = \frac{a^2 + b\delta}{2(a+b)}$ $y_{\text{шт}} = \frac{h^2 + dt}{2(h+d)}$ | $F = \delta(a+b-\delta)$ | $I = \frac{ab^3 - (a-\delta)(b-\delta)^3}{12}$ |  |

Уголок с неравными стенками

Б.1.2. Объемы простейших фигур и тел

| Форма | Положение центра масс | Площадь боковой поверхности | Объем |
|--|------------------------|---|------------------------|
|  Цилиндр | $Z_{\text{цм}} = H/2$ | πdH | $\frac{\pi D^2}{4} H$ |
|  Конус | $Z_{\text{цм}} = 1/3H$ | $\pi \frac{d}{2} \sqrt{\left(\frac{d}{2}\right)^2 + H^2}$ | $\frac{\pi}{12} d^2 H$ |
|  Шар | $Z_{\text{цм}} = 0$ | $4\pi R^2$ | $\frac{\pi}{6} d^3$ |

Б.2. Чёрные и цветные конструкционные металлы и полуфабрикаты

| Марка материала | Полуфабрикаты | σ_b МПа | $\sigma_{0,2}$ МПа | δ , % | a | Технологические свойства и применение |
|------------------------------------|------------------------------|---------------------------------------|-------------------------|-------------------------|-----|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Легированные конструкционные стали | $\rho = 7,85 \text{ г/см}^3$ | $E = 200000 \dots 210000 \text{ МПа}$ | $G = 78000 \text{ МПа}$ | $\tau_h = 0,63\sigma_h$ | | |
| 30ХГСА - хромансиль | лист | 500 | - | 15 | - | Ответственные сварные и клепаные конструкции, допускается гибка |
| | прутки | 1100 | 850 | 10 | 5 | Ответственные сварные и обрабатываемые резанием детали; узлы шасси |
| | труба | 1100 | - | 10 | 5 | Рамы и фермы средней сложности |
| | профиль | 1100 | - | 7 | 6 | Пояса лонжеронов, бимсы, стрингеры |
| | поковки | 1100-1300 | 850 | 10 | 5 | Кронштейны, фитинги, узлы крепления |
| 30ХГСН2А | поковки | 1650 | 1400 | 9 | 6 | Нагруженные ответственные детали |
| 35ХГСЛ | литъе | 1000 | 850 | 8 | 2,5 | Высоконагруженные детали сложной формы (детали шасси, подкосы, уши) |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|---|-----------------|------------|------------|----------|-----|---|
| Коррозионностойкие теплоизоляционные стали $\rho=7,7 \dots 8,8 \text{ г/см}^3$; $E=190000 \dots 195000 \text{ МПа};$ | | | | | | |
| 12Х18Н10Т | поковки | 550 | 200 | 14 | - | Свариваемые детали средней прочности; $t \leq 800^\circ\text{C}$ |
| ХН60ВГ (ЭИ868) | поковки лист | 700 | - | 10 | - | Свариваемые обшивки и детали каркаса; $t \leq 500^\circ\text{C}$ |
| 07Х15Н7ЮМ2 (ЭП35, СН-4) | поковки лист | 1200 | 950 | 7 | - | Сварные и паяные конструкции $t \leq 1000^\circ\text{C}$ |
| ВНС-2У | профиль лист | 1250 | 950 | - | 8 | Свариваемые обшивки и детали каркаса; $t \leq 300^\circ\text{C}$ |
| Алюминиевые литьевые (лит.) и деформируемые (деф.) сплавы $\rho=2,78 \text{ г/см}^3$; $E=72000 \text{ МПа};$ | | | | | | |
| АЛ4 | литъе | 260 | 200 | 5 | 0,5 | Крупные средненагруженные детали. |
| АЛ19 | литъе | 340 | - | 6 | - | Нагруженные детали средней сложности. Хорошо свариваются; $t \leq 300^\circ\text{C}$. |
| ВАЛ-10 | литъе | 330 | 280 | 7 | - | Нагруженные кронштейны, качалки, штурвалы. |
| Д16АТВ | прутки лист | 420 400 | 300 300 | 10 10 | - | Основные элементы каркаса планера в растянутых зонах $t < 200^\circ\text{C}$. |
| Д19АТВ | профиль лист | 420 400 | 300 300 | 7 7 | - | Основные теплопрочные элементы каркаса планера |

| | | | | | | |
|---|---------|---------|-----|----|-----|--|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| B95 | профиль | 540 | 440 | 6 | - | Основные силовые элементы каркаса. |
| | лист | 580 | 460 | 5 | - | Предпочитительно в сжатой зоне. Чувствителен к концентрагорам напряжений. Низкие усталостные характеристики |
| Магниевые литьевые и деформируемые сплавы $\rho=1,8 \text{ г/см}^3$; $E=45000 \text{ МПа}$; $\tau_u=0,5\sigma_u$ | | | | | | |
| AMg2-H | литье | 200 | 100 | 15 | 2,5 | Сотовый заполнитель, силовые сварные элементы внутреннего набора. |
| | | | | | | Защищать от коррозии |
| MA8 | профиль | 230 | - | 10 | - | Для несвариваемых деталей, $t\leq 125^\circ\text{C}$. |
| | | | | | | Защищать от коррозии |
| Алюминиевые-литевые сплавы $\rho=2,8 \text{ г/см}^3$; $E=72000...79500 \text{ МПа}$; $G=28000 \text{ МПа}$, $\tau_u=0,6\sigma_u$ | | | | | | |
| 1201 | лист | 430 | 320 | 6 | - | Свариваемые конструкции. Герметичные емкости, кабины |
| | профиль | 420 | 260 | 6 | - | Свариваемые конструкции. Герметичные емкости, кабины |
| 1420 | лист | | | | | |
| | профиль | | | | | |
| 1460 | поковки | 500 | 440 | 5 | - | Свариваемые силовые конструкции |
| | лист | | | | | |
| Титановые сплавы $\rho=4,5 \text{ г/см}^3$; $E=110000 \text{ МПа}$; $G=44000 \text{ МПа}$, $\tau_u=0,5\sigma_u$ | | | | | | |
| BT1-0 | штампов | 400 | - | 15 | 5 | Соговый заполнитель; $t\leq 400^\circ\text{C}$ |
| | лист | 700-900 | - | 10 | - | Силовые легали внутреннего набора простых форм. |
| OT4-U | прутки | 700-900 | - | 10 | - | Детали, работающие при $t\leq 400^\circ\text{C}$. Удовлетворительно свариваются |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | |
|--|--------------------|--------------|------------|--------|---|---|
| ОГ4 | профиль | 700 | 600 | 8,5 | - | Детали каркаса. Свариваемость (АрДЭС, ТЭС) хорошая. |
| ОТ4-1 | лист | 600 | 490 | 9 | - | Поковки массой до 200 кг и толщиной до 250 мм |
| ВТ5Л | литье | 700 | 630 | 6 | 3 | Литые детали каркаса. Хорошие литейные свойства |
| ВТ6С | лист | 850-1000 | - | 12 | - | Силовые и сварные узлы; t≤400°C |
| ВТ20 | поковка профиль | 1000 | - | 6 | 4 | Детали каркаса. Площадь сечения меньше 50 см ² . Поковки массой до 200 кг |
| ВТ20Л | литье | 900 | 800 | 5 | 3 | Литые детали каркаса. Литейные свойства удовлетворительные. |
| ВТ15 | лист | 900 | 700 | 8 | - | Сотовый заполнитель, сварные конструкции для работы при повышенных температурах |
| ВТ-23 | лист прут.к.р. | 1100 1450 | 950 120 | 8 5 | 6 | Сварные и паяные конструкции, работающие при t≤500°C. |
| Медные сплавы ρ=4,5 г/см ³ ; E=110000 МПа; G=44000 МПа, τ _u =0,5σ _u | | | | | | Корпуса и емкости высокого давления |
| БрАЖМи 10-3-1,5 | прутки | 600 | 220 | 12 | - | Нагруженные детали, работающие на трение |

Примечание. В таблице размещены среднестатистические значения характеристик материалов, приведенные, в основном, в [32, 41, 43].

Б.3. Листы, плиты и профили

Б.3.1. Листы, плиты

Таблица 1

Габариты листов и плит

| Толщина | Габариты листов и плит, мм | | | |
|---------------|----------------------------|--------|----------------|------------------------|
| | Максимальная ширина | ширина | Толщина | Максимальная ширина |
| | | | | длина |
| 0,3; 0,4 | 1200 | 3000 | 10; 12; 14 | 2200 |
| 0,5; 0,6 | 1600 | 7000 | | 8000 |
| 0,8 | 2000 | 7000 | 16; 18; 20 | 2400 |
| 1,0; 1,2; 1,5 | | | 22; 25; 30 | 8000 |
| 2,0; 2,5; 3,0 | 1500 | 7000 | | 2500 |
| 3,5; 4,0; 4,5 | | | 36; 40; 50; 60 | 8000 |
| 5,0; 6,0; 7,0 | 2000 | 7000 | | 2600 |
| 8,0; 9,0 | | | | 8000 |

Таблица 2

ГОСТы на материалы листов и плит

| Материал листа, плиты | Технические условия на поставку | Сортамент |
|---|------------------------------------|---------------------------------|
| Легированные конструкционные стали | ГОСТ 11269-76 | Горячекатаные ГОСТ 19903-74 |
| Коррозионностойкие теплопрочные стали | ТУ № ... | Холоднокатаные ГОСТ 19904-74 |
| Листы конструкционные высокой прочности из алюминиевых сплавов | | ОСТ 1 90070-72 |
| Листы конструкционные средней прочности из свариваемых алюминиевых сплавов | | ГОСТ 21631-76 |
| Титановые сплавы | ОСТ 1 90218-76 | ГОСТ 22178-76 |
| Медные сплавы | | ГОСТ 495-77 |
| Плиты авиационные из алюминиевых сплавов: Д16Чт, В95пчТ1 В95пчТ2, В95пчТ3 | ОСТ 1 90124-74 ОСТ 1 90125-74 | ГОСТ 17232-71 ГОСТ 17232-71 |

Обозначение листа толщиной 2 мм: Лист Д16АМО — 2 ОСТ 90070-72

Обозначение плиты толщиной 20 мм: Плита Д16ЧТ — 20 ОСТ I 90124-74

B.3.2. Профили прессованные

Максимальная длина профиля из алюминиевых сплавов 16000 мм, из титановых сплавов и сталей 8000 мм.

3.2.1. Профили прессованные прямоугольного равнополочного уголкового сечения из алюминиевых сплавов по ГОСТ 13737-90 (рис. 1 и табл. 3)

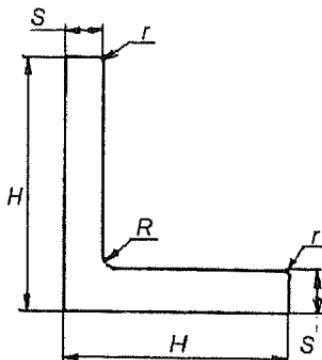


Рис. 1. Эскиз профиля прямоугольного равнополочного уголкового сечения

Таблица 3

| № пп | Номер профиля | <i>H</i> | <i>S</i> | <i>S₁</i> | <i>R</i> | <i>r</i> | Площадь сечения, мм ² | Масса профиля, кг/м | Моменты инерции, см ⁴ | |
|---------|------------------|----------|----------|----------------------|----------|----------|--|---------------------------|--|----------------------|
| | | | | | | | | | <i>I_x</i> | <i>I_y</i> |
| мм | | | | | | | | | | |
| 1 | 410003 | 12,0 | 1,0 | 1,0 | 1,5 | 0,5 | 0,234 | 0,067 | 0,03 | 0,03 |
| 2 | 410013 | 15,0 | 1,5 | 1,5 | 2,0 | 0,7 | 0,434 | 0,124 | 0,09 | 0,09 |
| 3 | 410018 | 15,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 1,0 | 0,564 | 0,161 | 0,11 | 0,11 |
| 4 | 410025 | 18,0 | 1,5 | 1,5 | 2,0 | 0,7 | 0,524 | 0,149 | 0,16 | 0,16 |
| 5 | 410038 | 20,0 | 1,5 | 1,5 | 2,0 | 0,7 | 0,584 | 0,166 | 0,22 | 0,22 |
| 6 | 410040 | 20,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 1,0 | 0,764 | 0,218 | 0,28 | 0,28 |
| 7 | 410053 | 25,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 1,0 | 0,964 | 0,275 | 0,57 | 0,57 |
| 8 | 410065 | 25,0 | 4,0 | 4,0 | 4,0 | 2,0 | 1,857 | 0,529 | 1,01 | 1,01 |
| 9 | 410068 | 25,0 | 5,0 | 5,0 | 3,0 | 2,5 | 2,242 | 0,639 | 1,50 | 1,50 |
| 10 | 410080 | 30,0 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 1,5 | 1,441 | 0,410 | 1,22 | 1,22 |
| 11 | 410081 | 30,0 | 3,0 | 3,0 | 3,0 | 1,5 | 1,720 | 0,490 | 1,43 | 1,43 |
| 12 | 410113 | 40,0 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 1,2 | 1,945 | 0,554 | 3,01 | 3,01 |
| 13 | 410119 | 40,0 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 1,5 | 2,694 | 0,767 | 4,07 | 4,07 |
| 14 | 410121 | 40,0 | 4,0 | 4,0 | 4,0 | 2,0 | 3,057 | 0,871 | 4,54 | 4,54 |
| 15 | 410128 | 45,0 | 4,0 | 4,0 | 4,0 | 2,0 | 3,457 | 0,985 | 6,59 | 6,59 |

Пример обозначения: 410003ГОСТ13737-90
Д16 ОСП90113-74.

3.2.2. Профили прессованные прямоугольного неравнополочного уголкового сечения из алюминиевых сплавов по ГОСТ 13738-91
(рис. 2 и табл. 4)

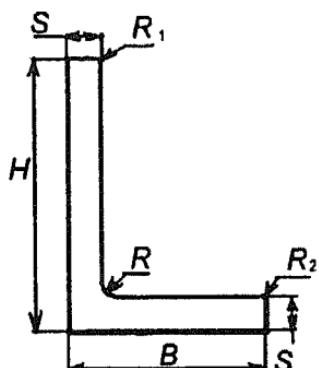


Рис. 2. Эскиз профиля прессованного прямоугольного неравнополочного уголкового сечения

Таблица 4

| № п п | Номер профиля | <i>H</i> | <i>B</i> | <i>S</i> | <i>S₁</i> | <i>R</i> | <i>R₁</i> | <i>R₂</i> | Площадь сечения, мм ² | Масса, кг/м | Момент инерции, см ⁴ | |
|----------|------------------|----------|----------|----------|----------------------|----------|----------------------|----------------------|--|----------------|---------------------------------------|----------------------|
| | | | | | | | | | | | <i>I_x</i> | <i>I_y</i> |
| мм | | | | | | | | | | | | |
| 1 | 410535 | 20 | 8 | 2,0 | 2,0 | 0,5 | - | - | 0,521 | 0,148 | 0,05 | 0,04 |
| 2 | 410517 | 16 | 13 | 1,6 | 1,6 | 1,6 | 0,8 | 0,8 | 0,441 | 0,126 | 0,15 | 0,13 |
| 3 | 410549 | 20 | 15 | 2,0 | 1,5 | 2,0 | 0,7 | 1,0 | 0,600 | 0,171 | 0,24 | 0,10 |
| 4 | 410596 | 25 | 18 | 2,5 | 2,0 | 2,5 | 1,0 | 1,2 | 0,943 | 0,269 | 0,59 | 0,22 |
| 5 | 410600 | 25 | 20 | 1,2 | 1,2 | 2,0 | 0,5 | 0,5 | 0,533 | 0,152 | 0,34 | 0,19 |
| 6 | 410640 | 30 | 18 | 3,0 | 2,5 | 3,0 | 1,2 | 1,5 | 1,286 | 0,367 | 1,16 | 0,28 |
| 7 | 410650 | 30 | 20 | 2,5 | 2,0 | 3,0 | 1,2 | 1,5 | 1,111 | 0,317 | 1,02 | 0,32 |
| 8 | 410661 | 30 | 25 | 3,0 | 2,5 | 3,0 | 1,2 | 1,5 | 1,461 | 0,416 | 1,31 | 0,75 |
| 9 | 410721 | 35 | 22 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 1,7 | 1,7 | 1,886 | 0,538 | 2,28 | 0,69 |
| 10 | 410765 | 38 | 25 | 6,0 | 3,0 | 4,0 | - | - | 2,884 | 0,822 | 4,18 | 0,95 |
| 11 | 410772 | 38 | 32 | 5,0 | 5,0 | 4,0 | 2,5 | 2,5 | 3,258 | 0,928 | 4,38 | 2,81 |
| 12 | 410809 | 40 | 25 | 4,0 | 3,0 | 4,0 | 1,5 | 2,0 | 2,251 | 0,642 | 3,66 | 0,94 |
| 13 | 410824 | 40 | 30 | 4,0 | 3,0 | 4,0 | 1,5 | 2,0 | 2,401 | 0,684 | 3,90 | 1,61 |

Пример обозначения: 410535ГОСТ13738-91
Д16 ОСТ190113-74.

3.2.3 Профили прессованные бульбообразные уголкового сечения из алюминиевых сплавов по ГОСТ 13617-97
(рис. 3 и табл. 5)

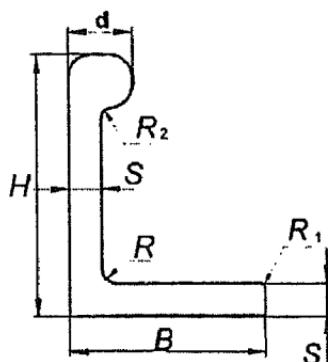


Рис. 3. Эскиз профиля прессованного бульбообразного уголкового сечения

Таблица 5

| № пп | Номер профиля | <i>H</i> | <i>B</i> | <i>S</i> | <i>d</i> | <i>R</i> | <i>R₁</i> | <i>R₂</i> | Площадь сечения, мм^2 | Масса, кг/м | Момент инерции, см^4 | |
|---------|------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------------------|----------------------|--------------------------------------|----------------|-------------------------------------|----------------------|
| | | | | | | | | | | | <i>I_y</i> | <i>I_v</i> |
| мм | | | | | | | | | | | | |
| 1 | 710003 | 15 | 12 | 1,0 | 3,0 | 1,5 | 1,0 | 1,0 | 0,371 | 0,106 | 0,06 | 0,03 |
| 2 | 710010 | 20 | 13 | 1,0 | 3,0 | 1,5 | 0,5 | 1,5 | 0,372 | 0,106 | 0,19 | 0,04 |
| 3 | 710012 | 20 | 15 | 1,5 | 5,0 | 2,0 | 0,75 | 2,5 | 0,651 | 0,186 | 0,34 | 0,09 |
| 4 | 710017 | 20 | 20 | 1,5 | 3,5 | 1,5 | 0,75 | 1,75 | 0,634 | 0,181 | 0,30 | 0,22 |
| 5 | 710020 | 23 | 13 | 1,2 | 4,0 | 2,0 | 0,6 | 2,0 | 0,517 | 0,147 | 0,36 | 0,05 |
| 6 | 710022 | 25 | 18 | 1,5 | 5,0 | 2,0 | 0,75 | 2,5 | 0,771 | 0,220 | 0,64 | 0,17 |
| 7 | 710025 | 25 | 20 | 2,0 | 6,0 | 2,0 | 1,0 | 3,0 | 1,061 | 0,302 | 0,85 | 0,30 |
| 8 | 710027 | 25 | 25 | 2,5 | 6,5 | 2,5 | 1,25 | 3,0 | 1,348 | 0,384 | 0,98 | 0,70 |
| 9 | 710033 | 30 | 20 | 1,5 | 5,0 | 2,0 | 0,75 | 2,5 | 0,876 | 0,250 | 1,06 | 0,25 |
| 10 | 710034 | 30 | 20 | 2,0 | 6,0 | 2,0 | 1,0 | 3,0 | 1,161 | 0,331 | 1,36 | 0,32 |
| 11 | 710036 | 32 | 25 | 2,5 | 6,5 | 2,0 | 1,25 | 3,0 | 1,520 | 0,433 | 2,01 | 0,33 |
| 12 | 710039 | 40 | 25 | 2,5 | 7,0 | 2,5 | 1,25 | 3,5 | 1,825 | 0,520 | 3,74 | 0,79 |
| 13 | 710042 | 50 | 25 | 3,0 | 10,0 | 3,0 | 1,5 | 9,0 | 2,784 | 0,793 | 9,00 | 0,99 |

Пример обозначения: 710003ГОСТ13617-97
Д16 ОСП90113-74.

3.2.4. Профили прессованные прямоугольные равнополочного таврового сечения из алюминиевых сплавов по ГОСТ 13622-91 (рис. 4 и табл. 6)

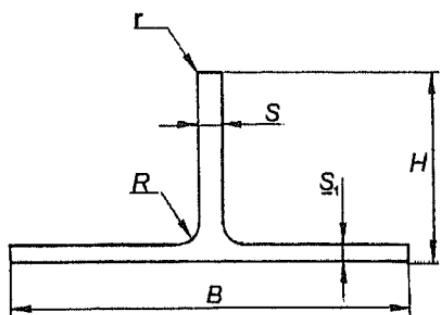


Рис. 4. Эскиз профиля прессованного прямоугольного равнополочного таврового сечения

Таблица 6

| № п п | Номер профиля | <i>H</i> | <i>B</i> | <i>S</i> | <i>S₁</i> | <i>R</i> | <i>r</i> | Площадь сечения, мм^2 | Масса, кг/м | Момент инерции, см^4 | |
|----------|------------------|----------|----------|----------|----------------------|----------|----------|--------------------------------------|----------------|-------------------------------------|----------------------|
| | | | | | | | | | | <i>I_x</i> | <i>I_y</i> |
| мм | | | | | | | | | | | |
| 1 | 420138 | 25 | 50 | 2,0 | 2,0 | 3,0 | - | 1,499 | 0,427 | 0,70 | 2,08 |
| 2 | 420266 | 35 | 40 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 1,0 | 1,473 | 0,420 | 1,68 | 1,05 |
| 3 | 420069 | 20 | 30 | 2,0 | 1,5 | 2,0 | 1,0 | 0,833 | 0,237 | 0,30 | 0,32 |
| 4 | 420126 | 25 | 35 | 2,5 | 2,0 | 2,5 | 1,2 | 1,302 | 0,371 | 0,73 | 0,70 |
| 5 | 420159 | 26 | 40 | 3,0 | 4,5 | 2,5 | - | 2,472 | 0,704 | 1,44 | 1,05 |
| 6 | 420202 | 30 | 40 | 1,5 | 1,5 | 2,0 | 0,7 | 1,043 | 0,297 | 2,81 | 1,33 |
| 7 | 420075 | 20 | 38 | 1,5 | 2,0 | 2,0 | - | 1,047 | 0,298 | 0,27 | 0,91 |
| 8 | 420150 | 25 | 66 | 2,5 | 3,0 | 3,0 | - | 2,569 | 0,732 | 0,90 | 7,19 |
| 9 | 420209 | 30 | 45 | 4,0 | 6,5 | 5,0 | - | 3,972 | 1,132 | 2,13 | 4,96 |
| 10 | 420325 | 40 | 50 | 3,5 | 6,5 | 4,0 | - | 4,491 | 1,280 | 4,65 | 6,78 |

Пример обозначения: 710003ГОСТ13617-97
Д16 ОСП90113-74.

3.2.5. Профили прессованные прямоугольные равнополочного зетового сечения из алюминиевых сплавов ГОСТ 13620-90
(рис. 5 и табл. 7)

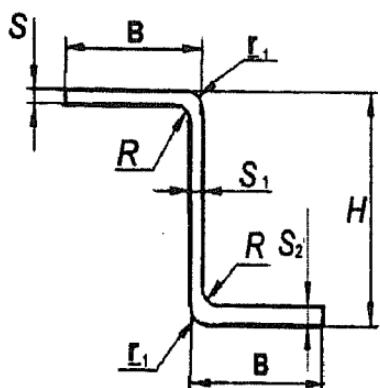


Рис. 5. Эскиз профилей прессованного прямоугольного равнополочного зетового сечения

Таблица 7

| № пп | Номер профиля | <i>H</i> | <i>B</i> | <i>S</i> | <i>S₁</i> | <i>S₂</i> | <i>R</i> | <i>r₁</i> | Площадь сечения, мм^2 | Масса, $\text{кг}/\text{м}$ |
|---------|------------------|----------|----------|----------|----------------------|----------------------|----------|----------------------|--------------------------------------|--------------------------------|
| | | мм | | | | | | | | |
| 1 | 450011 | 24,5 | 18,0 | 1,5 | 1,5 | 2,0 | 2,0 | - | 0,962 | 0,274 |
| 2 | 450013 | 25,0 | 18,0 | 2,0 | 1,5 | 2,0 | 2,0 | - | 1,052 | 0,300 |
| 3 | 450016 | 25,0 | 20,0 | 3,0 | 2,0 | 3,0 | 3,0 | 0,5 | 1,618 | 0,461 |
| 4 | 450021 | 30,0 | 25,0 | 2,5 | 2,0 | 2,5 | 2,5 | - | 1,777 | 0,506 |
| 5 | 450026 | 34,0 | 25,0 | 2,5 | 3,5 | 3,5 | 1,0 | 0,5 | 2,763 | 0,787 |
| 6 | 450028 | 35,0 | 20,0 | 3,0 | 3,0 | 3,0 | 4,0 | 0,5 | 2,138 | 0,609 |
| 7 | 450038 | 40,0 | 25,0 | 2,0 | 1,5 | 2,0 | 2,0 | - | 1,557 | 0,444 |
| 8 | 450040 | 40,0 | 25,0 | 3,0 | 2,0 | 3,0 | 3,0 | 0,5 | 2,218 | 0,632 |
| 9 | 450060 | 50,0 | 35,0 | 5,0 | 4,0 | 5,0 | 5,0 | 0,5 | 5,206 | 1,484 |

Пример обозначения: 450011ГОСТ13620-90
 B95. OCT1 90113-74.

3.2.6. Профили прессованные прямоугольные равнополочные двутаврового сечения из алюминиевых сплавов по ГОСТ 13621-90 (рис. 6 и табл. 8)

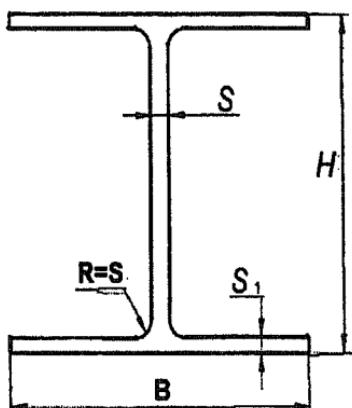


Рис. 6. Эскиз профиля прессованного прямоугольного равнополочного двутаврового сечения из алюминиевых сплавов

Таблица 8

| № п п | Номер профиля | <i>H</i> | <i>B</i> | <i>S</i> | <i>S₁</i> | Площадь сечения, мм^2 | Масса, кг/м | Момент инерции, см^4 | |
|----------|------------------|----------|----------|----------|----------------------|--------------------------------------|----------------|-------------------------------------|----------------------|
| | | | | | | | | <i>I_x</i> | <i>I_y</i> |
| 1 | 430022 | 30 | 30 | 1,5 | 2 | 1,61 | 0,46 | 2,61 | 0,88 |
| 2 | 430025 | 35 | 30 | 2,0 | 2,5 | 2,14 | 0,61 | 4,49 | 1,09 |
| 3 | 430041 | 40 | 50 | 2,0 | 3,5 | 4,23 | 1,20 | 12,4 | 7,13 |
| 4 | 430053 | 50 | 50 | 2,5 | 4,0 | 5,15 | 1,46 | 23,1 | 8,13 |
| 5 | 430062 | 60 | 70 | 3,0 | 5,0 | 8,66 | 2,46 | 57,0 | 27,9 |

Пример обозначения: 430022ГОСТ13621-90
595 ОСП 90113-74.

3.2.7. Профили прессованные прямоугольные равнополочного швеллерного сечения из алюминиевых сплавов по ГОСТ 13623-90
(рис. 7 и табл. 9)

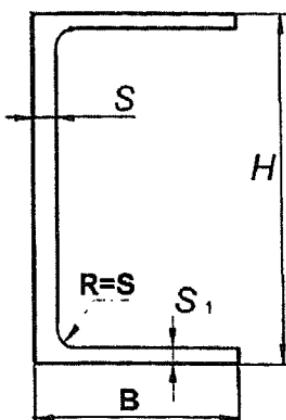


Рис. 7. Эскиз профиля прессованного прямоугольного равнополочного швеллерного сечения

Таблица 9

| № п п | Номер профиля | <i>H</i> | <i>B</i> | <i>S</i> | <i>S₁</i> | Площадь сечения, мм ² | Масса, кг/м | Момент инерции, см ⁴ | |
|----------|------------------|----------|----------|----------|----------------------|--|----------------|---------------------------------------|----------------------|
| | | | | | | | | <i>I_x</i> | <i>I_y</i> |
| 1 | 440079 | 25 | 15 | 1,5 | 1,5 | 0,79 | 0,22 | 0,77 | 0,17 |
| 2 | 440126 | 25 | 20 | 2,5 | 2,5 | 1,52 | 0,43 | 1,45 | 0,58 |
| 3 | 440108 | 30 | 18 | 1,5 | 1,5 | 0,96 | 0,27 | 1,36 | 0,30 |
| 4 | 440112 | 40 | 18 | 2,0 | 2,0 | 1,45 | 0,41 | 3,14 | 0,42 |
| 5 | 440114 | 40 | 18 | 3,0 | 3,0 | 2,12 | 0,60 | 4,76 | 0,58 |
| 6 | 440185 | 40 | 25 | 3,0 | 3,0 | 2,54 | 0,72 | 6,20 | 1,50 |

Пример обозначения: 440079 ГОСТ 13623 - 90
В95 ОСП 90113 - 74.

Б.3.3. Виды подсечек, отбортовок и рифтов

3.3.1. Подсечки прессованных профилей по ОСТ1 03668-74

Стандарт распространяется на подсечки прессованных профилей из алюминиевых сплавов. Размеры подсечек должны соответствовать указанным на рис. 8 и в табл. 10.

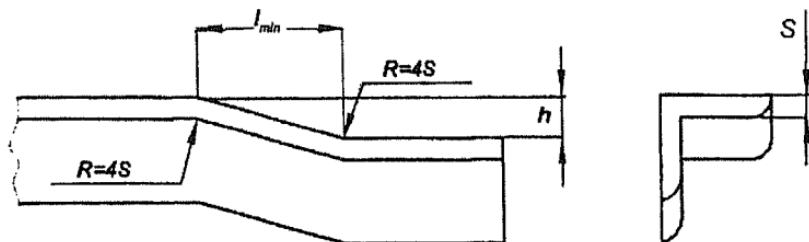


Рис. 8. Эскиз подсечки прессованного профиля по ОСТ1 03668-74

Таблица 10

| Высота подсечки, h , мм | Предельное отклонение | S , мм | | | | | | |
|---------------------------|-----------------------|----------------|----------------|--------------|------------|------------|------------|-------------|
| | | до 1,5 | св. 1,5 до 2,0 | св. 2,0 до 3 | св. 3 до 4 | св. 4 до 6 | св. 6 до 8 | св. 8 до 10 |
| | | I_{min} , мм | | | | | | |
| Св. 0,6 до 1,5 | $\pm 0,15$ | 6 | 8 | 10 | 13 | 16 | - | - |
| Св. 1,5 до 2,0 | $\pm 0,15$ | 8 | 10 | 13 | 16 | 19 | 22 | 25 |
| Св. 2,0 до 3,0 | $\pm 0,20$ | 10 | 13 | 16 | 19 | 22 | 25 | 28 |
| Св. 3,0 до 4,0 | $\pm 0,20$ | 13 | 16 | 19 | 22 | 25 | 28 | 32 |
| Св. 4,0 до 6,0 | $\pm 0,20$ | 16 | 19 | 22 | 26 | 28 | 32 | 36 |
| Св. 6,0 до 8,0 | $\pm 0,20$ | 19 | 22 | 25 | 28 | 32 | 36 | 40 |
| Св. 8,0 до 10 | $\pm 0,20$ | 22 | 25 | 28 | 32 | 36 | 40 | 45 |
| Св. 10 до 12 | $\pm 0,20$ | 25 | 28 | 32 | 36 | 40 | 45 | 52 |
| Св. 12 до 14 | $\pm 0,20$ | 28 | 32 | 36 | 40 | 45 | 52 | 60 |
| Св. 14 до 16 | $\pm 0,20$ | 32 | 36 | 40 | 45 | 52 | 60 | 70 |

В пределах области h св. 0,6 до 4,0 подсечки профилей из сплавов марок В95, Д16, Д19, АК4-1 производить без подогрева.

Подсечки профилей из сплавов марки В95 в области h св. 1,5 до 4,0 производить с подогревом в зоне подсечки до температуры 140°С.

Подсечки профилей из сплавов АК4-1 в области h св. 1,5 до 16 производить инструментом с радиусом $R = 6S$ без подогрева.

Пример обозначения подсечки прессованного профиля $h = 3$ мм и $S = 2$ мм: подсечка 3-2-ОСТ1 03668-74.

3.3.2. Отбортовка

Отбортовка — отверстие с вогнутыми бортами: нормальная, имеющая сгиб под углом 90° (рис. 9 и табл. 11); тарельчатая, имеющая дно с отверстием диаметра d .

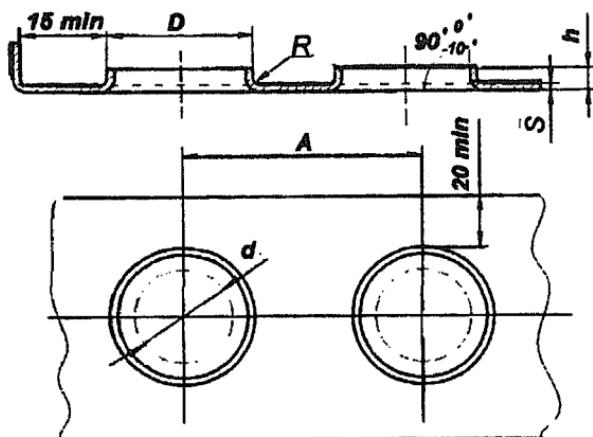


Рис. 9. Эскиз отбортовки нормальной

Таблица 11

| D | d | S | R | h | A , не менее |
|-----|------|--------------------|-----|-----|----------------|
| ММ | | | | | |
| 16 | 12,5 | 0,5 | 0,5 | 2,5 | 30 |
| | | 1,0 | 2,5 | 3,5 | |
| | | 1,2 | 3,0 | 4,0 | |
| | | 1,5 | 3,5 | 4,0 | |
| 20 | 15,0 | 0,5 | 1,0 | 3,0 | 40 |
| | | 1,0 | 2,5 | | |
| | | 1,2 | 3,0 | 4,0 | |
| | | 1,5 | 3,5 | | |
| 30 | 25,0 | 0,5; 0,6; 0,8; 1,0 | 3,0 | 4,0 | 45 |
| | | 1,2; 1,5 | 4,0 | 5,0 | |
| 40 | 35,0 | 0,5; 0,6; 0,8; 1,0 | 3,0 | 4,0 | 55 |
| | | 1,2; 1,5 | 4,0 | 6,0 | |
| 58 | 50,0 | 0,5 | 3,0 | 5,0 | 75 |
| | | 0,6; 0,8; 1,0 | | 5,5 | |
| | | 1,2; 1,5; 1,8; 2,0 | 6,0 | 7,0 | |
| 70 | 60,0 | 0,5; 0,6 | 3,0 | 6,0 | 90 |
| | | 0,8; 1,0 | 4,0 | 7,0 | |
| | | 1,2; 1,5; 1,8; 2,0 | 6,0 | 8,0 | |

Пример условного обозначения отбортовки нормальной с диаметром отбортовки $D = 25$ мм: 1-1-20 ГОСТ 17040-80.

3.3.3. Рифт по ГОСТ 17040-80 (рис. 10 и табл. 12)

Рифт — длинная неглубокая ($h < 0,3 B$) выдавка, концы которой не выходят за кромку детали.

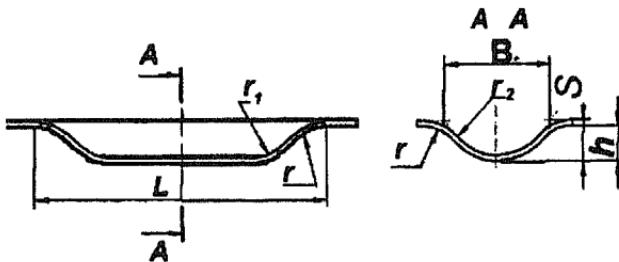


Рис.10. Эскиз рифта

Таблица 12

| Номер рифта | S | h | r_1 | r_2 | r | B |
|----------------|---------------|-----|-------|-------|-----|------|
| | мм | | | | | |
| 1 | от 0,5 до 0,6 | 2 | 25 | 4 | 3 | 7 |
| 2 | от 0,6 до 0,8 | 3 | 35 | 6,5 | 4 | 11 |
| 3 | от 0,8 до 1,0 | 4 | 45 | 9 | 5 | 13,5 |
| 4 | от 1,0 до 1,2 | 5 | 55 | 11,5 | 6 | 19 |
| 5 | от 1,2 до 1,5 | 7 | 70 | 15 | 8 | 25,5 |
| 6 | от 1,5 до 1,8 | 9 | 85 | 19 | 10 | 32,5 |
| 7 | от 1,8 до 2,0 | 11 | 100 | 23 | 12 | 39 |
| 8 | от 2,0 до 2,5 | 13 | 115 | 27 | 14 | 46,5 |

Пример условного обозначения рифта номера 2:

3-1-2 ГОСТ 17040-80.

3.3.4. Вырезы под стрингеры по ОСТ 1 03948-79

В зависимости от используемых профилей (стрингеров) применяются различные типы стрингерных вырезов. На рис. 11 и в табл. 13 представлен тип 3, на рис. 12 и в табл. 14 — тип 4, на рис. 13 и в табл. 15 — тип 7.

Тип 3

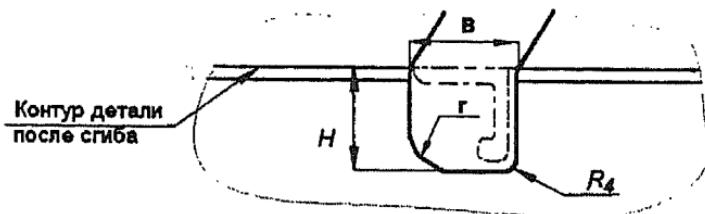


Рис. 11. Эскиз стрингерного выреза типа 3

Таблица 13

| Типоразмер | B | H | r |
|------------|----|----|----|
| | мм | | |
| 1 | 20 | 16 | 10 |
| 2 | 21 | 19 | |
| 3 | 22 | 23 | 14 |
| 4 | | 26 | |
| 5 | | 19 | |
| 6 | 24 | 23 | 18 |
| 7 | | 28 | |
| 8 | 25 | 41 | 19 |
| 9 | 26 | 18 | |
| 10 | | 28 | |
| 11 | | 35 | 22 |
| 12 | | 41 | |
| 13 | | 23 | 13 |

Пример условного обозначения выреза под стрингер типа 3 типоразмера 5: Вырез 3-5-ОСТ 1 03948-79.

Тип 4

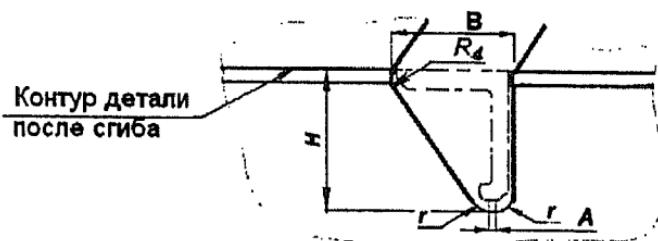


Рис. 12. Эскиз стрингерного выреза типа 4

Таблица 14

| Типоразмер | <i>B</i> | <i>H</i> | <i>r</i> |
|------------|----------|----------|----------|
| | мм | | |
| 1 | 20 | 17,0 | 4,0 |
| 2 | | 18,0 | |
| 3 | | 24,0 | |
| 4 | | 29,0 | |
| 5 | | 19,5 | |
| 6 | | 23,5 | |
| 7 | | 28,5 | |
| 8 | 23 | 24,0 | 5,0 |
| 9 | | 28,5 | |
| 10 | | 35,0 | |
| 11 | | 43,5 | |
| 12 | | 53,5 | |

Пример условного обозначения выреза под стрингер типа 4 типоразмера 5: Вырез 4-5-ОСТ 1 03948-79.

Тип 7

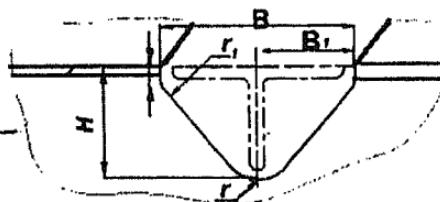


Рис. 13. Эскиз
стрингерного выреза
типа 7

Таблица 15

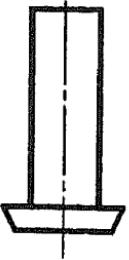
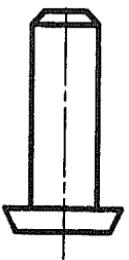
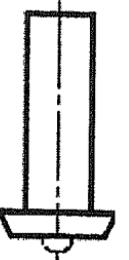
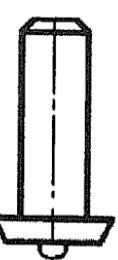
| Типоразмер | <i>B</i> | <i>B₁</i> | <i>H</i> | <i>r</i> | <i>r₁</i> |
|------------|----------|----------------------|----------|----------|----------------------|
| | мм | | | | |
| 1 | 31 | 15,5 | 18 | 6,0 | 6,0 |
| 2 | 54 | 27,0 | 28 | | |
| 3 | 35 | 17,5 | 23 | | |
| 4 | 36 | 18,0 | 38 | | |
| 5 | 38 | 19,0 | 28 | | |
| 6 | 41 | 20,5 | 23 | | |
| 7 | 43 | 21,5 | 23 | | |
| 8 | 46 | 23,0 | 48 | | |
| 9 | 72 | 36,0 | 28 | | |
| 10 | 46 | 23,0 | 29 | | |
| 11 | | | 33 | | |

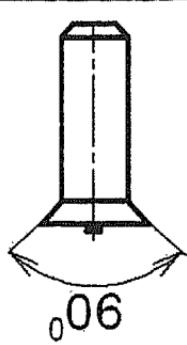
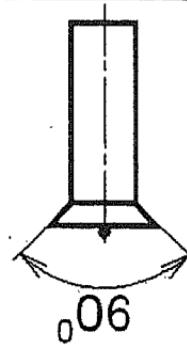
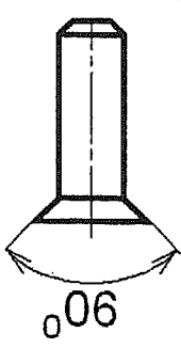
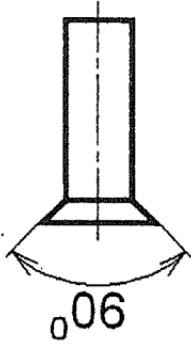
Пример условного обозначения выреза под стрингер типа 7 типоразмера 5: Вырез 7-5-ОСТ 1 03948-79.

Б.4. Болтовые и заклепочные соединения

Б.4.1. Заклепочные соединения

4.1.1. Заклепки с двусторонним подходом для клепки

| Наименование | Шифр | Материал | Эскиз |
|--|--|--|---|
| С плоской головкой: для ручной клёпки | OCT I 34076-85 OCT I 34077-85 OCT I 34078-85 OCT I 34079-85 OCT I 34073-85 OCT I 34075-85 | |  |
| для автоматической клёпки | OCT I 34035-78 | B65 AMg5П Д18 Д19П Ст 10 12Х18Н9Т |    |



С погайной головкой 90°:

для ручной клёпки

ОСТ I 34087-85
ОСТ I 34088-85
ОСТ I 34089-85
ОСТ I 34090-85
ОСТ I 34084-85
ОСТ I 34086-85

для автоматической клёпки

ОСТ I 34037-78

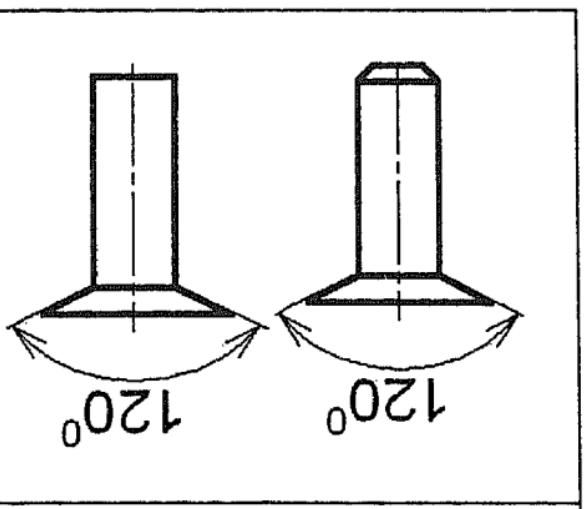
B65
AMr5II
Д18
Д19II
Cr10
I2X18H9T

с компенсатором для ручной
клёпки

ОСТ I 12020-75

с компенсатором для
автоматической клёпки

ОСТ I 34039-79

| | | |
|---------------------------|---|---|
| С потайной головкой 120°: | <p>для ручной клёпки</p> <p>ОСТ И 34098-85 ОСТ И 34099-85 ОСТ И 34101-85 ОСТ И 34097-85</p> <p>для автоматической клёпки</p> <p>с компенсатором для ручной клёпки</p> |  <p>ОСТ И 34038-78 ОСТ И 34047-80</p> <p>В65 АМгП Д19П 12Х18Н9Т</p> |
|---------------------------|---|---|

Примеры обозначения заклепок из В65 диаметром $d = 4$ мм и длиной $L = 12$ мм:
 4-12-ОСТ И 34035-78.

4.1.2. Расчетные разрушающие нагрузки соединения заклепками с двусторонним подхолом для клепки при нормальных температурах

| Разрушающие усилия среза заклёпок по одной плоскости при $\Gamma=20^\circ$, Н | | | | | | | |
|--|------------------------------|--------------------|-------|-------|-------|-------|---------------|
| Диаметр заклёпки d , мм | Площадь среза, мм^2 | Алюминиевые сплавы | | | | | Сталь IX18Н9Т |
| | | AMg5П | D18П | B65 | D19П | I0;I5 | |
| 3,0 | 7,07 | 1200 | 1410 | 1910 | 1980 | 2470 | 3110 |
| 3,5 | 9,63 | 1640 | 1920 | 2600 | 2690 | 3370 | 4230 |
| 4,0 | 12,56 | 2140 | 2510 | 3390 | 3520 | 4400 | 5530 |
| 5,0 | 19,64 | 3340 | 3930 | 5300 | 5500 | 6870 | 8650 |
| 6,0 | 28,30 | 4810 | 5650 | 7630 | 7920 | 9900 | 12440 |
| 7,0 | 38,50 | 6540 | 7700 | 10390 | 10390 | 13470 | 16930 |
| 8,0 | 50,30 | 8550 | 10050 | 13570 | 13570 | 17230 | 22120 |
| Сопротивление срезу, МПа | | 170 | 200 | 270 | 280 | 350 | 440 |

| Разрушающие нагрузки на отрыв головки заклёпок, Н | | | | | | |
|---|----------------------|------|------|------|------|------|
| Тип заклёпок | Диаметр заклёпок, мм | | | | | |
| | 3,5 | 4,0 | 5,0 | 5,0 | 5,0 | 5,0 |
| С полой головкой $< 90^\circ$ | 3700 | - | 5000 | - | 7500 | - |
| С полой головкой $< 120^\circ$ | - | 2750 | - | 3500 | - | 5300 |
| С плоской и полукруглой головками | - | - | 3940 | - | 5020 | - |
| | | | | | | 7860 |

| Материал листа | Толщина пакета, мм | Разрушающие нагрузки на прорыв листа, Н | | | | | | | |
|----------------|--------------------|---|------|------|------|------|------|------|------|
| | | 1,0 | 1,2 | 1,5 | 1,8 | 2,0 | 2,5 | 3,0 | 3,5 |
| Д6АТ | 1,0 | 1250 | 1500 | 1800 | 1600 | 1750 | 2100 | 1950 | 2000 |
| | 1,2 | 1520 | 1750 | 2200 | 1900 | 2050 | 2500 | 2340 | 2400 |
| | 1,5 | 1900 | 2250 | 2750 | 2400 | 2600 | 3100 | 2930 | 3000 |
| | 1,8 | 2300 | 2700 | 3250 | 2900 | 3080 | 3650 | 3510 | 3600 |
| | 2,0 | 2560 | 3200 | 3600 | 3200 | 3400 | 4050 | 3900 | 4000 |
| | 2,5 | 3200 | | | 4000 | | 5000 | 4880 | 5000 |
| | 3,0 | | | | 4800 | | | 5850 | |
| | 3,5 | | | | | | | 6810 | |
| В95АТ | 1,0 | 1560 | 1720 | 2210 | 1930 | 2050 | 2530 | 2380 | 2340 |
| | 1,2 | 1900 | 2110 | 2650 | 2290 | 2600 | 3010 | 2900 | 2890 |
| | 1,5 | 2400 | 2670 | 3420 | 2950 | 3130 | 3790 | 3600 | 3780 |
| | 1,8 | 2920 | 3120 | | 3580 | | 4500 | 4380 | 4380 |
| | 2,0 | | | | 3940 | | 5090 | 4920 | 4810 |
| | 2,5 | | | | | | | 5640 | |
| | 3,0 | | | | | | | 7000 | |

4.1.3. Расчетные разрушающие усилия на срез заклепок из Д19П при повышенных температурах $P_{ср}$, Н

| Диаметр заклёпки d , мм | Площадь среза F , мм ² | Температура, °C | | | |
|---------------------------|-------------------------------------|-----------------|------|------|------|
| | | 15 | 200 | 250 | 300 |
| 4 | 12,57 | 3520 | 2750 | 2300 | 1250 |
| 5 | 19,63 | 5500 | 4300 | 3600 | 2000 |
| 6 | 28,27 | 7920 | 6200 | 5200 | 2850 |

4.1.4. Расчетные разрушающие нагрузки смятия листа под заклепкой

| Диаметр заклёпки <i>d</i> , мм | Материал листа | Толщина листа, мм | | | | | | | |
|--------------------------------------|-------------------|-------------------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | 0.6 | 0.8 | 1.0 | 1.2 | 1.5 | 1.8 | 2.0 | 2.5 |
| Разрушающие нагрузки смятия листа, Н | | | | | | | | | |
| 3.0 | Д16АТ | 1080 | 1440 | 1800 | 2520 | 2150 | 3780 | - | - |
| | В95АТ | 1260 | 1680 | 2100 | 3240 | 4050 | 4860 | - | - |
| | 30ХГСА | 2700 | 3500 | 4500 | 5400 | 6750 | 8100 | - | - |
| 3.5 | Д16АТ | 1260 | 1680 | 2100 | 2940 | 3670 | 4410 | 4900 | 6120 |
| | В95АТ | 1470 | 1960 | 2450 | 3780 | 4720 | 5670 | 6300 | 7870 |
| | 30ХГСА | 3150 | 4200 | 5250 | 6300 | 7970 | 9450 | 10500 | 13120 |
| 4.0 | Д16АТ | 1440 | 1920 | 2400 | 3960 | 4200 | 5040 | 5600 | 7000 |
| | В95АТ | 1680 | 2240 | 2800 | 4320 | 5400 | 6480 | 7200 | 8000 |
| | 30ХГСА | 3600 | 4800 | 6000 | 7200 | 9000 | 10800 | 12000 | 15000 |
| 5.0 | Д16АТ | 1800 | 2400 | 3000 | 4200 | 5250 | 6300 | 7000 | 8750 |
| | В95АТ | 2100 | 2800 | 3500 | 5400 | 6750 | 8300 | 9000 | 11250 |
| | 30ХГСА | 4500 | 6000 | 7500 | 9000 | 11250 | 13500 | 15000 | 18750 |
| 6.0 | Д16АТ | - | 2880 | 3600 | 5040 | 6300 | 7560 | 8400 | 10500 |
| | В95АТ | - | 3350 | 4200 | 6480 | 8100 | 9720 | 10800 | 13500 |
| | 30ХГСА | - | 7200 | 9000 | 10800 | 13500 | 16200 | 18000 | 22500 |

4.1.5. Выбор длины заклепки

| $L, \text{мм}$ | Диаметр заклёпки $d, \text{мм}$ | | | | | |
|----------------|---------------------------------|------------|------------|-------------|-------------|---|
| | 3 | 3,5 | 4 | 5 | 6 | |
| 6,5 | 1,7...3,2 | 1,3...2,7 | - | - | - | - |
| 8,0 | 3,2...4,7 | 2,7...4,2 | 2,2...3,7 | - | - | - |
| 9,5 | 4,7...6,2 | 4,2...5,7 | 3,7...5,2 | 2,7...4,2 | - | - |
| 11,0 | 6,2...7,7 | 5,7...7,2 | 5,2...6,7 | 4,2...5,7 | 2,7...4,2 | - |
| 12,5 | 7,7...9,2 | 7,2...8,7 | 6,7...8,2 | 5,7...7,2 | 4,2...5,7 | - |
| 14,0 | - | 8,7...10,2 | 8,2...9,7 | 7,2...8,7 | 5,7...7,2 | - |
| 15,5 | - | - | 9,7...11,2 | 8,7...10,2 | 7,2...8,7 | - |
| 17,0 | - | - | - | 10,2...11,7 | 8,7...10,2 | - |
| 18,5 | - | - | - | 11,7...13,2 | 10,2...11,7 | - |
| 20,0 | - | - | - | 13,2...14,7 | 11,7...13,2 | - |
| 21,5 | - | - | - | - | 13,2...14,7 | - |

Б.4.2. Болтовые соединения

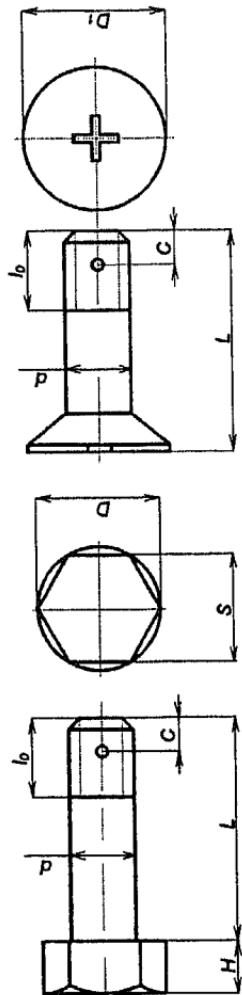
4.2.1. Отраслевые стандарты болтов

| Тип болта | Эскиз | Материал | Поле допуска | d , мм | Стандарт | Взамен нормали |
|--|-------|--------------------|--------------|--------------------|-----------------------------------|----------------|
| Болты, работающие на растяжение | | | | | | |
| | | 303ХГСА I4Х17Н2 | $h12$ | 3...24 3...18 | ОСТ I 33003-80 ОСТ I 33004-80 | 3003A 3007A |
| | | 303ГСА | $h12$ | 3...14 | ОСТ I 33003-80 | 4929A |
| | | 30ХГСА I4Х17Н2 | $h12$ | 4... 10 4... 10 | ОСТ I 330067-80 ОСТ I 33004-80 | 3072A 3075A |
| Д | | 30ХГСА | $h11$ | 4... 10 | ОСТ I 33078-80 | 4996A |
| | | 30ХГСА | $h11$ | 4... 10 | ОСТ I 33095-80 | 3088A |
| | | 30ХГСА | $h11$ | 4... 10 | ОСТ I 33058-80 | 4991A |

| Болты, работающие на срез | | | | | | |
|--|--|---------------------------|----------------|----------------------------|--|-------------------------|
| Д | | 30ХГСА | р6 | 5...22 | ОСТ I 33037-80 | 5004А |
| К | | 30ХГСА 30ХТСА ВТ16 | h8 | 5...24 5...22 5...16 | ОСТ I 33032-80 ОСТ I 33098-80 | 3024А 5009А 5916А |
| Д | | 30ХГСА | р6 | 5...20 | ОСТ I 33090-80 | 5014А |
| К | | 30ХГСА 30ХТСА ВТ16 | h8 р6 р6 | 5...20 5...10 5...16 | ОСТ I 33080-80 ОСТ I 33098-80 | 3083А 5020А 5928А |
| Болты, работающие на растяжение и срез | | | | | | |
| Д | | 30ХГСА ВТ16 | р9 | 5...24 5...16 | ОСТ I 33024-80 ОСТ I 10829-72 | 3021А 5910А |
| К | | 30ХГСА 14Х17Н2 ВТ16 | р9 | 5...24 5...18 5...16 | ОСТ I 3И25-80 ОСТ I 3И26-80 ОСТ I 10831-72 | 4916А 4918А 5919А |
| УК | | 30ХГСА | р9 | 5...12 | ОСТ I 3И29-80 | 4923А |
| Д | | 30ХГСА ВТ16 | р9 | 5...20 5...16 | ОСТ I 3И84-80 ОСТ I 10832-72 | 3080А 5934А |
| К | | ВТ16 | р9 | 5...16 | ОСТ I 10833-72 | 5926А |
| УК | | 30ХГСА | р9 | 5...12 | ОСТ I 3И88-80 | 4968А |
| Болты для шарнирных соединений | | | | | | |
| Ш | | 30ХГСА 14Х17Н2 | р7 | 4...22 4...22 | ОСТ I 3И33-80 ОСТ I 3И34-80 | 3027А 3029А |

Пример обозначения болта с шестигранной головкой с резьбой М6 и длиной $L = 24$ мм из стали 30ХГСА, кадмированного, без отверстия под шплинт: 6-24-Кд-ОСТ I 33032-80. То же с отверстием под шплинт: (2)-6-24-Кд-ОСТ I 33098-80.

4.2.2. Размеры болтов



| Тип болта | d | Размеры, мм | | | | | | | | | | 20 |
|--------------|-----------|-------------|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|----|
| | | 4 | 5 | 6 | 9 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | | |
| A | H | 2,8 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 9 | 10 | 11 | 12 | |
| A | S | 7 | 8 | 10 | 14 | 17 | 19 | 22 | 24 | 27 | 30 | |
| A | D | 8,1 | 9,2 | 11,5 | 16,2 | 19,6 | 21,9 | 25,4 | 27,7 | 31,2 | 34,6 | |
| D | D_1 | 8 | 10 | 12 | 16 | 20 | 22 | 25 | 27 | 30 | 32 | |
| D | t_b | 9 | 10 | 12 | 14 | 18 | 20 | 22 | 24 | 26 | 28 | |
| D | L_{min} | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 24 | 26 | 28 | 30 | |
| D | c | 2,5 | 3 | 3 | 4 | 4 | 4,5 | 4,5 | 5 | 5 | 5,5 | |

| | | | | | | | | | | | |
|-----|------------------------|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | <i>H</i> | - | 2,5 | 2,5 | 3 | 4 | 4 | 4 | 5 | 5 | 5 |
| | <i>S</i> | - | 8 | 10 | 12 | 14 | 17 | 19 | 22 | 24 | 27 |
| | <i>D</i> | - | 9,2 | 11,5 | 13,8 | 16,2 | 19,6 | 21,9 | 25,4 | 27,7 | 31,2 |
| | <i>D₁</i> | - | 10 | 12 | 16 | 20 | 22 | 25 | 27 | 30 | 32 |
| K | <i>t₀</i> | - | 8 | 9 | 11 | 13 | 15 | 16 | 18 | 19 | 21 |
| | <i>L_{min}</i> | - | 12 | 14 | 16 | 20 | 22 | 24 | 26 | 28 | 30 |
| | <i>c</i> | - | 3 | 3 | 4 | 4 | 4,5 | 4,5 | 5 | 5 | 5,5 |
| | <i>H</i> | - | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | - | - | - | - |
| | <i>S</i> | - | 8 | 10 | 12 | 14 | 17 | - | - | - | - |
| | <i>D</i> | - | 9,2 | 11,5 | 13,8 | 16,2 | 19,6 | - | - | - | - |
| YK | <i>D₁</i> | - | 10 | 12 | 16 | 20 | 22 | - | - | - | - |
| | <i>t₀</i> | - | 6 | 7 | 8 | 10 | 11 | - | - | - | - |
| | <i>L_{min}</i> | - | 10 | 10 | 12 | 14 | 16 | - | - | - | - |
| | <i>d</i> | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 12 | 14 | 16 |
| | <i>H</i> | 2 | 2,5 | 2,5 | 3 | 3 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| | <i>S</i> | 7 | 8 | 10 | 12 | 14 | 17 | 19 | 22 | 22 | 22 |
| | <i>D</i> | 8,1 | 9,2 | 11,5 | 13,8 | 16,2 | 19,6 | 21,6 | 25,4 | 25,4 | 25,4 |
| III | <i>t₀</i> | 7 | 8 | 9 | 11 | 12 | 13 | 13 | 14 | 14 | 14 |
| | <i>L_{min}</i> | 14 | 16 | 20 | 22 | 26 | 32 | 38 | 46 | 46 | 46 |
| | <i>c</i> | 2,5 | 3 | 3,5 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4,5 | 4,5 | 4,5 |
| | Резьба | M4 | M5 | M6 | M8 | M10 | M12 | M14 | M16 | M16 | M16 |

4.2.3. Расчетные разрушающие нагрузки болтов и винтов при нормальной температуре

| d, мм | Болтов и винтов на разрыв | | | | Болтов на срез по одной плоскости | | | |
|------------------------------------|--|-----------------|---------|---------------------------------------|--|----------|---------------|--|
| | Площадь сечения по нарезке, мм ² | Материал | | | Площадь сечения, мм ² | Материал | | |
| | | ЗОХГСА | I4ХI7Н2 | ВТИ6 | | ЗОХГСА | ВТИ6 16ХСН | |
| Разрушающие нагрузки, T=20°C, Н | | | | Разрушающие нагрузки, T=20°C, Н | | | | |
| 4 | 7,2 | 8340 | 6380 | 8500 | 12,6 | 8340 | 7800 | |
| 5 | 11,9 | 14500 13200* | 10790 | 13600 | 19,6 | 13400 | 12300 | |
| 6 | 16,7 | 20700 18600* | 15200 | 1940 | 28,3 | 19300 | 17600 | |
| 7 | 24,7 | - | - | - | 38,5 | 26400 | - | |
| 8 | 30,8 | 37300 34300* | 28000 | 35020 | 50,3 | 34300 | 31900 | |
| 10 | 49,2 | 58900 54400* | 44100 | 55300 | 78,5 | 53900 | 50000 | |
| 12 | 77,2 | 87700 | 67700 | 824000 | 113,1 | 77500 | 72100 | |
| 14 | 111,5 | 122600 | 95600 | 115200 | 153,9 | 105000 | 98100 | |
| 16 | 152,1 | 166800 | 128500 | 156900 | 201,1 | 137300 | 127500 | |
| 18 | 199,0 | 217800 | 166800 | - | 254,5 | 174600 | - | |
| 20 | 252,0 | 275700 | 211900 | - | 314,2 | 214800 | - | |
| 22 | 311,5 | 340400 | 261900 | - | 380,1 | 260000 | - | |
| 24 | 377,2 | 411000 | 316900 | - | 452,4 | 310000 | - | |

* Для болтов и винтов с полупотайной головкой < 120°.

Размер d болтов и винтов, работающих на разрыв, соответствует диаметру резьбы болтов.

Размер d болтов, работающих на срез, соответствует диаметру гладкой части стержня болта.

Для болтов из титанового сплава ВТИ6 с короткой резьбовой частью расчетные разрушающие нагрузки на разрыв составляют: при диаметре 5...10 мм включительно 90%, при диаметре 12 и 14 мм — 60%, для болтов диаметром 16 мм — 50% от указанных в стандарте.

4.2.4. Расчетные разрушающие усилия на срез болтов при повышенных температурах, Н (марка стали 30ХГСА)

| Диаметр болта, мм | Разрушающие усилия, Н | | |
|----------------------|-----------------------|-----------|-------|
| | 20°C | 100-300°C | 400°C |
| 4 | 8700 | - | - |
| 5 | 13700 | - | - |
| 6 | 19800 | 19700 | 16800 |
| 8 | 35300 | 35000 | 29800 |
| 10 | 54900 | 54900 | 46500 |

4.2.5. Размер мест под гаечные ключи по ГОСТ 13682-68 (рис. 1)

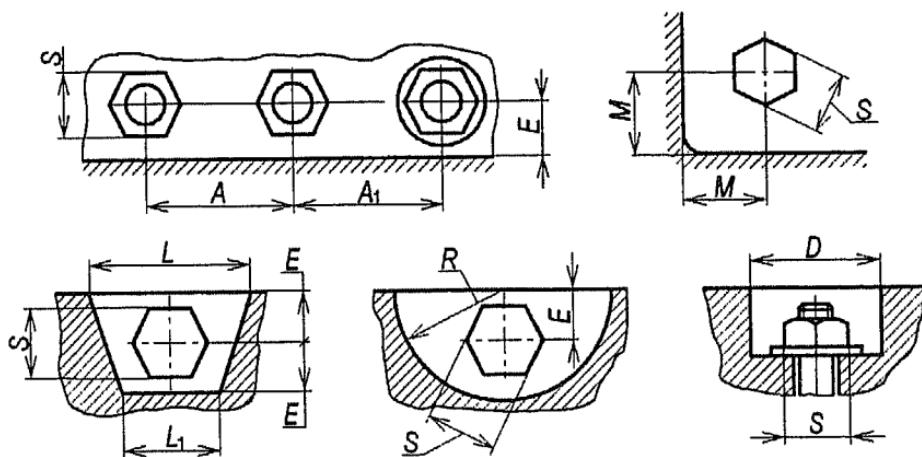


Рис. 1. Размеры под ключ:

$$A = A_1 = 2S; E = 0,75S; M = 1,1S; L = 3,6S; L_1 = 2,8S; R = 1,8S; D = 2S$$

4.2.6. Подбор гаек к болтам (табл. 1 и 2)

Таблица 1

| Тип болта | Материал болта и гайки | Гайки | |
|-----------|------------------------|----------------|----------------|
| | | обычные | под шплинт |
| Д | 30ХГСА | OCT I 33018-80 | OCT I 33042-80 |
| | I4Х17Н2 | OCT I 33019-80 | OCT I 33043-80 |
| | ВТ16 | OCT I 10635-72 | OCT I 10636-72 |
| | 30ХГСА | - | OCT I 33042-80 |
| К | I4Х17Н2 | - | OCT I 33043-80 |
| | ВТ16 | - | OCT I 10636-80 |
| | УК | 30ХГСА | OCT I 33026-80 |
| III | I4Х17Н2 | OCT I 33027-80 | - |
| | ВТ16 | OCT I 12140-78 | - |
| | 30ХГСА | - | OCT I 33048-80 |
| | I4Х17Н2 | - | OCT I 33049-80 |

* Материалы гаек 07Х16Н6.

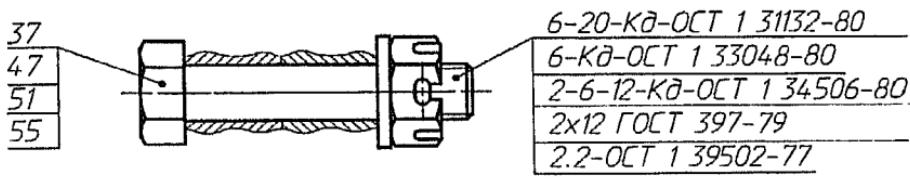
Таблица 2

| <i>S</i> – диаметр подкладки, мм | OCT I 33018..80 | | OCT I 33026..80 | | OCT I 33042..80 | | OCT I 33048..80 | | OCT I 33055..80 | | OCT I 33069..80 | | OCT I 33063..80 | | OCT I 33068..80 | |
|-----------------------------------|--------------------|----------|--------------------|----------|---------------------------------|--------|--------------------|--------|--------------------|--------|--------------------|--------|--------------------|--------|--------------------|---------|
| | обычные | | высокие | | высокие | | высокие | | высокие | | высокие | | высокие | | высокие | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | |
| корончат.прорезн. самоконтрашаися | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <i>D</i> – диаметр головки, мм | | | | | | | | | | | | | | | | |
| диаметр резьбы | <i>S</i> | <i>D</i> | <i>s</i> | <i>d</i> | 4...24 | 5...24 | 5...24 | 5...24 | 5...24 | 5...24 | 3...10 | 6...10 | 6...10 | 6...10 | 12...24 | 12...24 |
| | | | | | Допускаемые диаметры резьбы, мм | | | | | | | | | | | |
| | | | | | Высота гайки <i>H</i> , мм | | | | | | | | | | | |
| M4 | 7 | 7,8 | 7 | 7,8 | 4 | – | 5 | 4 | 5 | 5 | – | – | – | – | – | – |
| M5 | 8 | 8,8 | 8 | 8,8 | 4,5 | 3,5 | 6 | 4,5 | 5,5 | – | – | – | – | – | – | – |
| M6 | 10 | 10 | II | II | 5,5 | 4,5 | 7 | 4,5 | 7 | 6 | 7,5 | – | – | – | – | – |
| M8 | I2 | I3,2 | I2 | I3,2 | 7 | 5 | 9 | 5 | 9 | II | 8,5 | – | – | – | – | – |
| M10 | I4 | I5,5 | I4 | I5,5 | 8,5 | 6 | II | 6 | – | – | – | – | – | – | – | – |
| M12X1,5 | I7 | I8,8 | I7 | I8,8 | 10 | 7 | I3 | 7 | – | – | – | – | – | – | – | – |
| M14X1,5 | I9 | I21,1 | I19 | I21,1 | III,5 | 8 | I4 | 8 | – | – | – | – | – | – | – | – |
| M16X1,5 | 24 | 26,8 | 22 | 24,6 | I3 | 9 | I6 | 9 | – | – | – | – | – | – | – | – |
| M18X1,5 | 27 | 30,2 | 24 | 26,8 | I4,5 | 10 | I8 | 10 | – | – | – | – | – | – | – | – |
| M20X1,5 | 30 | 33,6 | 27 | 30,2 | I6,5 | 12 | I9 | 12 | – | – | – | – | – | – | – | – |
| M22X1,5 | 32 | 35,8 | 30 | 33,6 | I8 | I3 | 21 | I3 | – | – | – | – | – | – | – | – |
| M24X1,5 | 36 | 40,3 | 32 | 35,8 | 20 | I4 | 22 | I4 | 14 | – | – | – | – | – | – | – |

Пример обозначения гайки из ЗХЧС катанированной с резьбой M6: Гайка 6-КП-ОСТ I 33018-80.
 То же из титанового сплава ВТ16 анодированной: Гайка 6-АН.Окс.-ОСТ I 10635-72.

4.2.7. Обозначение элементов болтового крепления на чертеже

Элементы крепления на сборочном чертеже нумеруют в соответствии с номерами позиций, указанными в спецификации. Для группы крепежных деталей, относящихся к одному и тому же месту крепления, проводится общая линия-выноска, при этом полки для номеров позиций располагаются колонкой и соединяются тонкой линией (рис. 2, а). Стопорение болтового соединения указывается в технических требованиях чертежа. При оформлении учебного чертежа допускается проставлять вместо номеров позиций непосредственно шифры крепежных деталей (рис. 2, б). Для болтового соединения указываются шифры болта, гайки, шайбы, шплинта и стопорения.



а)

б)

Рис. 2. Обозначение болтового крепления на чертеже:
а — по ЕСКД; б — допускается в учебном чертеже

4.2.8. Стопорение болтов, винтов и гаек

Тип стопорения определяется ОСТ I 39502-77.

1. Стопорение деформацией металла (кернением).

1.1. Кернение с торца (рис. 3).

Применять при выступании болта на величину $0,5\dots1,5\ S$ (S -шаг резьбы)

1.2. Кернение боковое (рис. 4).

Применять при невозможности кернения с торца и выступание болта более $1,5S$ (S -шаг резьбы)

Примечание. Стопорить кернением болты и винты из титанового сплава не разрешается.

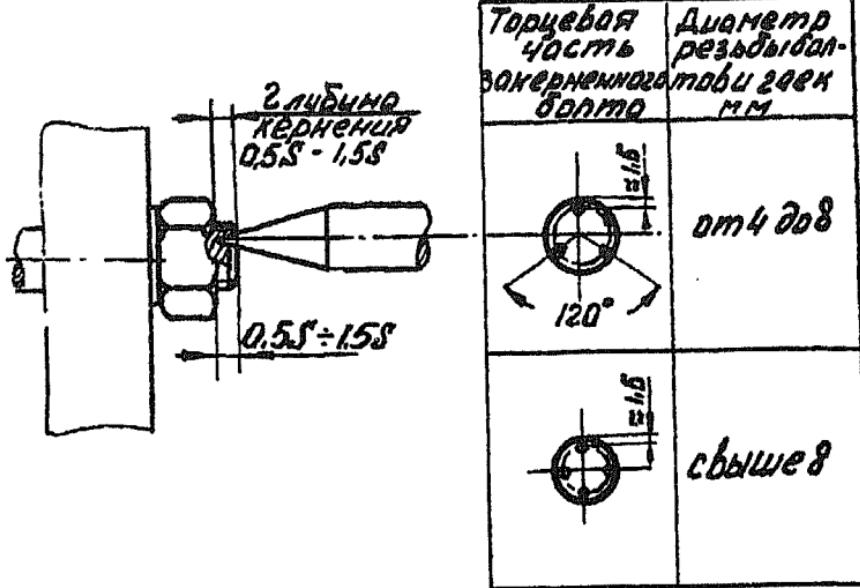


Рис. 3. Кернение с торца

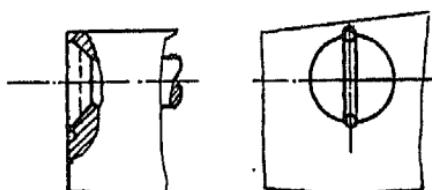
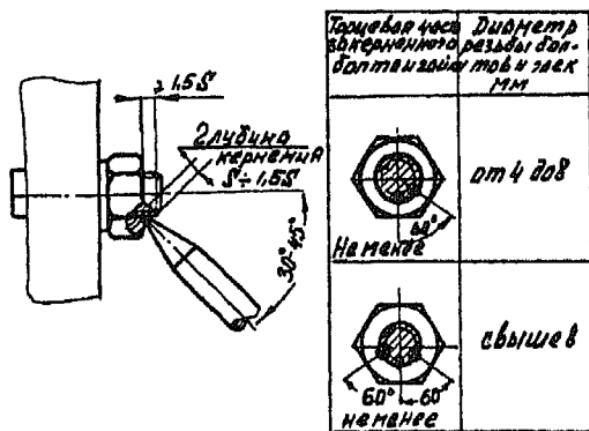


Рис. 4. Кернение боковое

2. Стопорение шплинтами.

Таблица 3

| Диаметр резьбы | Исполнение 1 | | Исполнение 2 | |
|-------------------|-------------------------------------|--------|--------------|--------|
| | Типы гаек и шплинтов | | | |
| | высокие | низкие | высокие | низкие |
| | Размеры шплинта $d_0 \times L$, мм | | | |
| M4 | 1x12 | 1x12 | 1x12 | 1x12 |
| M5 | 1,6x14 | 1,6x14 | 1,6x14 | 1,6x14 |
| M6 | 1,6x20 | 1,6x20 | 1,6x14 | 1,6x14 |
| M8 | 2x20 | 2x20 | 2x16 | 2x16 |
| M10 | 2,5x25 | 2,5x25 | 2,5x20 | 2,5x20 |
| M12x1,5 | 2,5x32 | 2,5x32 | 2,5x25 | 2,5x25 |
| M14x1,5 | 2,5x32 | 2,5x32 | 2,5x25 | 2,5x25 |
| M16x1,5 | 3,2x40 | 3,2x36 | 3,2x28 | 3,2x28 |
| M18x1,5 | 3,2x45 | 3,2x40 | 3,2x36 | 3,2x28 |

d_0 - условный диаметр шплинта, равный диаметру отверстий
 Основной тип стопорения – исполнение 1
 В кабинах и особых ответственных соединениях применять стопорение исполнения 2

3. Стопорение самоконтрящимися гайками (рис. 5 и 6).

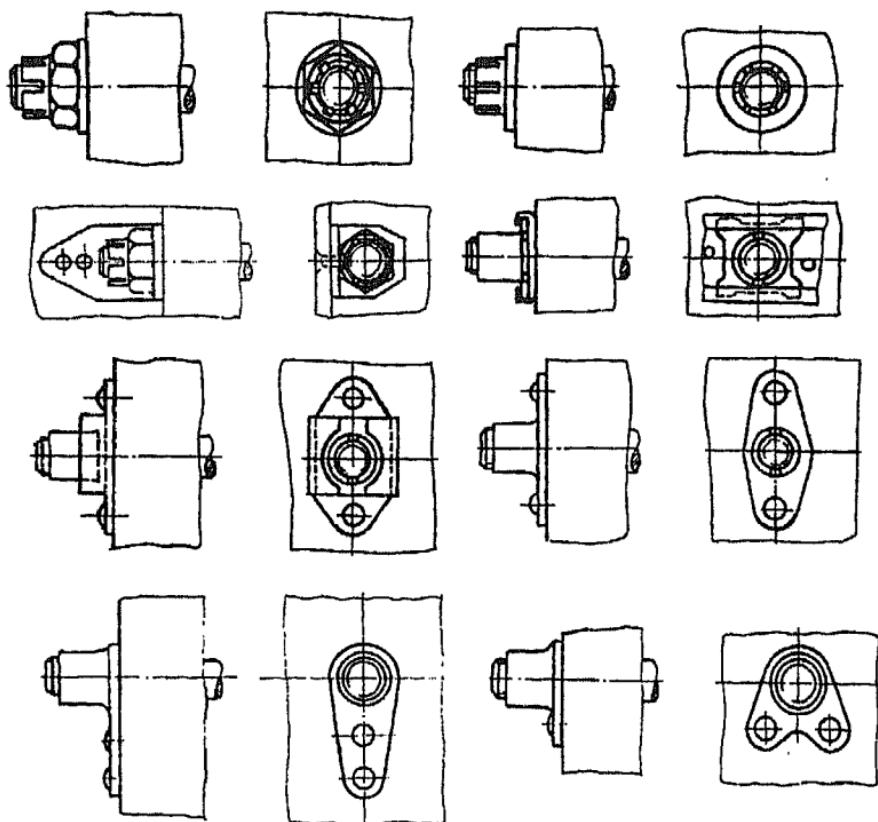


Рис. 5. Стопорение для негерметичных соединений

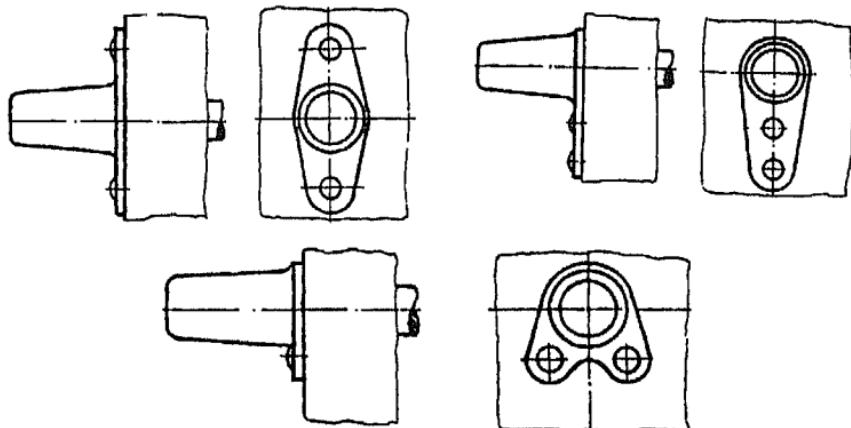


Рис. 6. Стопорение для герметичных соединений

4. Стопорение контровочными шайбами (рис. 7).

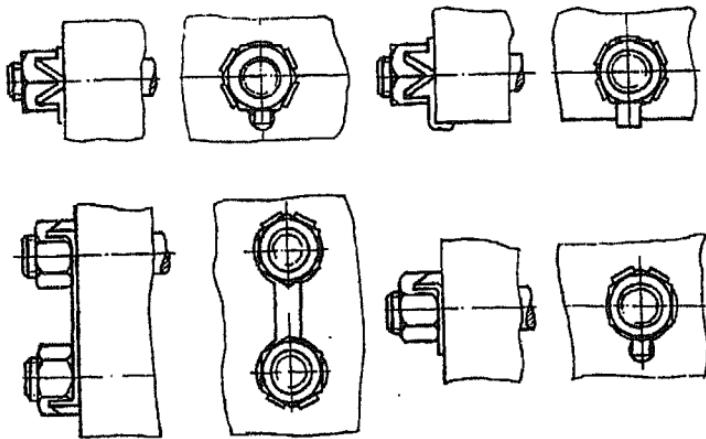


Рис. 7. Стопорение контровочными шайбами

5. Стопорение проволокой (рис. 8).

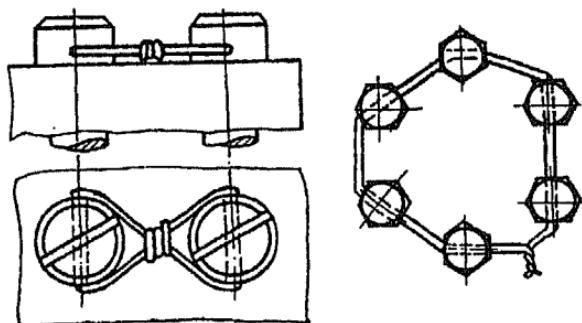


Рис. 8. Стопорение проволокой

4.2.9. Технические требования на чертежах сборочно-клепанных конструкций по ОСТ I 02504-84

1. Теоретический чертеж ____.
2. Требования к обводам и поверхностям ____.
3. Изготовление и контроль по ____.
4. Для БЧ деталей:
 - 4.1. Поз. ____ масса ____ КИМ ____.
 - 4.2. Дет. поз. ____ ____ МПа). Группа контроля ____ ____ Дет. поз. ____ ____ (указать термообработку). Группа контроля ОСТ I 00021-78.

- 4.3. Подсечки дет. ____ по ____ .
- 4.4. Шероховатость обработанных поверхностей дет. ____ — ____ .
- 4.5. Неуказанные предельные отклонения размеров дет. ____ — ____ по ОСТ I 00022-80.
- 4.6. Покрытие дет. ____ .
5. Сборку шарнирных и болтовых соединений (при необходимости разделить) производить на смазке ____ (грунте ____ и т.п.) .
- 5.1. Отверстия под болты поз. ____ обработать ____ (например, Н9).
- 5.2. Затяжка болтов поз. ____ = ____ МПа (по ОСТ I 00017-89).
- 5.3. Болты поз. ____ — стопорение ____ ОСТ I 39502-77.
6. Клепка ____ прессовая, автоматическая, ручная.
- 6.1. Установку заклепок поз. ____ производить по ____ .
7. Склейивание поз. ____ — по ____ .
8. Герметизацию (внутришовную, поверхностную, в месте расположения люков) производить герметиком ____ по ____ .
- 8.1. Контроль герметичности — по ____ .
9. Зазор(ы) ____ (по указанию конструктора) заполнить герметиком (грунтом, шнуром).
10. На внешние поверхности шарнирных соединений, включая гайки и головки болтов, нанести смазку ____ .
11. Размер для справок.

Б.5. Сварные соединения

Б.5.1. Конструкции и прочность точечных и роликовых сварных соединений

Схема и размеры точечных и роликовых сварных соединений приведены на рис. 1 и в табл. 1, где

N — величина нахлеста;

t — минимальное расстояние между ТЭС;

b — минимальное расстояние между рядами ТЭС;

$c = (0,3...0,5)b$ — величина перекрытия двухрядного роликового шва.

Минимальные размеры точечных и роликовых сварных соединений приведены в табл. 1.

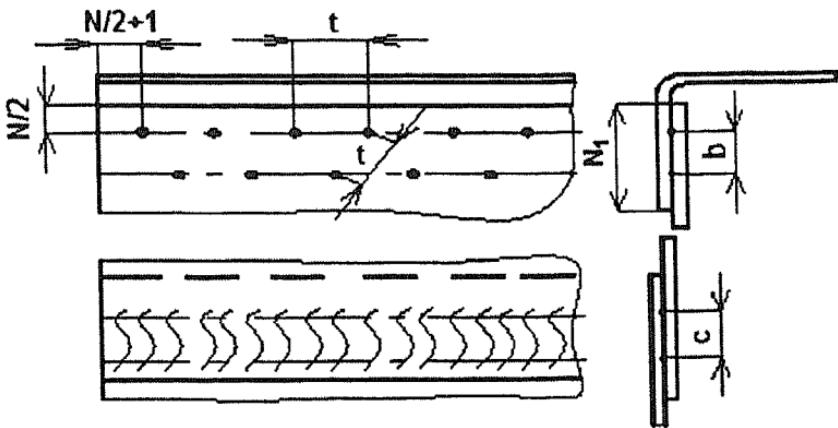


Рис. 1. Схема точечных и роликовых сварных соединений

Таблица 1

| δ | Точечная сварка | | | | | | | Роликовая сварка | | | | |
|----------|-----------------|----|------|-----|----|------|-----|------------------|-----|------|----|----|
| | d | N | | t | CT | $N1$ | b | d | N | | | |
| | | A | C,Ст | | | | | | A | C,Ст | | |
| 0,3 | 2,5 | 10 | 6 | 8 | 8 | 7 | 17 | 7 | 2,5 | 10 | 6 | 13 |
| 0,5 | 3 | 10 | 8 | 10 | 10 | 9 | 19 | 9 | 3 | 10 | 8 | 13 |
| 0,6 | 3,2 | 10 | 8 | 10 | 10 | 9 | 19 | 9 | 3,2 | 10 | 8 | 13 |
| 0,8 | 3,5 | 12 | 10 | 13 | 13 | 11 | 23 | 11 | 3,5 | 12 | 10 | 16 |
| 1,0 | 4 | 14 | 11 | 15 | 14 | 12 | 27 | 13 | 4 | 14 | 11 | 18 |
| 1,2 | 5 | 16 | 13 | 15 | 15 | 13 | 29 | 13 | 5 | 16 | 13 | 20 |
| 1,5 | 6 | 18 | 14 | 20 | 17 | 15 | 35 | 17 | 6 | 18 | 14 | 23 |
| 1,8 | 6,5 | 19 | 15 | 22 | 19 | 17 | 37 | 19 | 6,5 | 19 | 15 | 24 |
| 2,0 | 7 | 20 | 17 | 25 | 21 | 18 | 42 | 22 | 7 | 20 | 17 | 26 |
| 2,5 | 8 | 22 | 19 | 30 | 23 | 20 | 48 | 26 | 7,5 | 22 | 19 | 28 |
| 3,0 | 9 | 26 | 21 | 35 | 28 | 24 | 56 | 30 | 8 | 26 | 21 | 33 |
| 3,5 | 10,5 | 28 | 24 | 40 | 32 | 28 | 62 | 35 | 9 | 28 | 24 | 36 |
| 4,0 | 12 | 30 | 28 | 45 | 37 | 32 | 69 | 39 | 10 | 30 | 28 | 38 |

Обозначения: δ — толщина тонкой детали, входящей в соединение; d — диаметр литого ядра точки или ширина роликового шва; А — алюминиевые и магниевые сплавы; С — низкоуглеродистые, низко- и среднелегированные стали; СТ — нержавеющие, жаропрочные стали и титановые сплавы.

B.5.2. Разрушающие усилия сварных точек ТЭС на срез при нормальной температуре

Разрушающие усилия сварных точек приведены в табл. 2.

Таблица 2

| Толщина тонкой детали, мм | Минимальный диаметр точки, мм | AMг6 | Прочность основного материала σ_b , МПа | | |
|---------------------------|-------------------------------|-------|--|------------|-------|
| | | | 500...600 | 700... 800 | > 900 |
| | | | Разрушающие усилия на срез, Н | | |
| 0,3 | 2,5 | 350 | 1000 | 1300 | 1600 |
| 0,5 | 3,0 | 550 | 1750 | 2300 | 2850 |
| 0,8 | 3,5 | 1250 | 3450 | 4500 | 5600 |
| 1,0 | 4,0 | 1600 | 4800 | 6250 | 7750 |
| 1,2 | 5,0 | 2200 | 6550 | 8550 | 10600 |
| 1,65 | 6,0 | 3300 | 9500 | 12350 | 15350 |
| 2,0 | 7,0 | 4800 | 13750 | 17850 | 22200 |
| 2,5 | 8,0 | 6700 | 17500 | 22750 | 28250 |
| 3,0 | 9,0 | 8900 | 21250 | 27600 | 34300 |
| 4,0 | 12,0 | 15000 | 33000 | 43500 | 51800 |

Прочность швов роликовой сварки приведена в табл. 3.

Таблица 3

| Толщина тонкой детали, мм | Прочность основного материала, σ_b , МПа | | | |
|---------------------------|---|---------|------|--------------|
| | Алюминиевые сплавы | | | Стали, титан |
| | <15 | 24...32 | >32 | |
| 0,3 | 1000 | 900 | 700 | Не менее 900 |
| 0,5 | 1000 | 850 | 650 | 900 |
| 0,8 | 1000 | 800 | 600 | 900 |
| 1.0 | 1000 | 800 | 600 | 900 |
| 1.5 | 1000 | 750 | 550 | 900 |
| 2.0 | 1000 | 700 | 450 | Не менее 800 |
| 3.0 | 1000 | 600 | 400 | 800 |
| 4.0 | 1000 | 500 | 350 | Не менее 700 |
| 5.0 | 1000 | 45 | 3000 | - |

Б.5.3. Прочность соединений, выполненных ТЭС внахлестку при повышенных температурах

Данные для сплава ОТ4 приведены в табл. 4, а для стали ЭИ654 в табл. 5.

Таблица 4

| Сочетание толщин материала, мм | Средний диаметр точки, мм | Разрушающая нагрузка при температуре 320°, Н |
|--------------------------------|---------------------------|--|
| 0,8+0,8 | 4,4 | 4430 |
| 1+1 | 5,2 | 9800 |
| 1,2+1,2 | 5,5 | 11500 |
| 1,5+1,5 | 6,5 | 14900 |
| 1,5+4 | 6,7 | 22870 |

Таблица 5

| Сочетание толщин, мм | Разрушающая нагрузка на одну точку при температуре °С, Н | | | |
|----------------------|--|------|------|------|
| | 200 | 300 | 350 | 400 |
| 0,5+0,5 | 2660 | 2450 | 2300 | 2100 |
| 0,8+0,8 | 4170 | 3840 | 3600 | 3110 |
| 1,0+1,0 | 6000 | 5520 | 5160 | 4760 |
| 1,2+1,2 | 6890 | 6320 | 5940 | 5450 |
| 1,5+1,5 | 9550 | 8800 | 8250 | 7600 |

Б.5.4. Технические требования на чертежах сварных конструкций

По ОСТ I 02504-88 рекомендуются следующие формулировки изложения технических требований на чертежах сварных конструкций.

Общие технические требования

1. Сварка по инструкции ПИ-..., категория ... Указывается способ сварки, номер инструкции, номер категории шва. Например, ДЭС по ПИ-77-77 НИАТ, ТЭС по 1.4.853-81

- Группа контроля основного материала ПИ-1.4.732-80
- Контроль рентгеновский сварных швов по инструкции ПИ...
- Покрытие ...
- + Размер для справки
- Неуказанные предельные отклонения размеров — по ОСТ I 00022-80.

Б.6. Стандартные элементы трубчатых стоек

Б.6.1. Выбор стандартных труб

Выбор стандартных труб проводят по графикам [18], представленным на рис. 1 в зависимости от нагрузки и длины трубы.

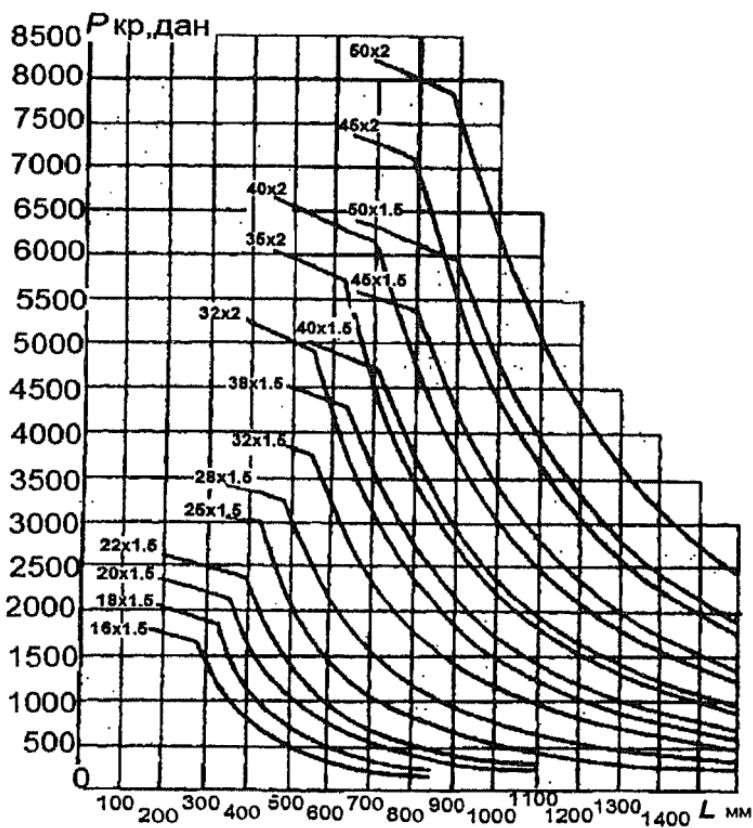


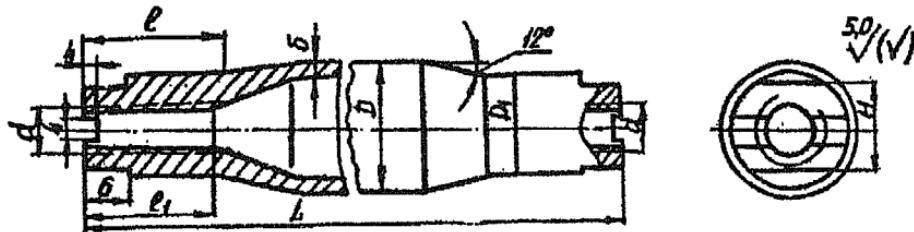
Рис. 1. График критических нагрузок для труб

Материал — алюминиевый сплав Д16ЧТ ОСТ 1 90038-71,
 $E = 21000$ МПа:

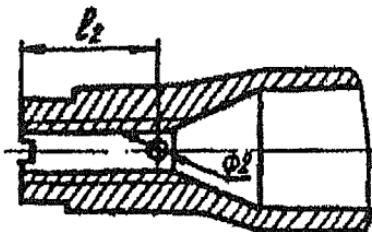
- для труб с наружным диаметром до 22 мм $\sigma_{0,2} = 270$ МПа;
- $\sigma_{п.ц} = 230$ МПа;
- для труб с наружным диаметром более 22 мм $\sigma_{0,2} = 290$ МПа;
- $\sigma_{п.ц} = 260$ МПа.

Б.6.2. Осадка концов трубы

Типовые размеры осадки концов трубы под стандартные наконечники приведены на рис. 2 и в табл. 1.



Исполнение 1 — оба наконечника регулируемые



Исполнение 2 — нерегулируемый наконечник

Рис. 2. Осадка концов труб по ОСТ 1 12791 — 77

Пример обозначения: $D = 32$ мм, $\delta = 2$ мм, $L = 455$ мм — труба
1-32-2.0-455-ОСТ 1 12791-77

Таблица 1

| Размер, мм | | | | | | | | | Площадь сечения, мм^2 |
|------------|----------------|-----------------|---|-----------------------|----|----------------|----------------|----|--------------------------------|
| D | D ₁ | d | δ | L | I | I ₁ | I ₂ | H | |
| 16 | 14 | M8-5H6H | 1,5 | 200-1000 Кратное 5 | 15 | 15 | 13 | 12 | 68,33 |
| 18 | | M10-5H6H | | | | | | | 77,75 |
| 20 | 19 | M12x1,5 5H6H | 25 | 200-1800 Кратное 5 | | | | 17 | 87,20 |
| 22 | | | | | 24 | | 22 | | 96,6 |
| 25 | 22 | M16x1,5 5H6H | 2 | 400-1800 Кратное 5 | | | | | 110,74 |
| 28 | | | | | | | | | 124,88 |
| 32 | 26 | M18x1,5 5H6H | 1,5 2 1,5 2 1,5 2 1,5 | 30 30 28 22 | | | | | 143,73 |
| 36 | | | | | | | | | 188,49 |
| 40 | 28 | M18x1,5 5H6H | 2 1,5 2 1,5 2 1,5 | 35 34 32 24 | | | | | 162,5 |
| 45 | | | | | | | | | 213,52 |
| 50 | | | 2 | | | | | | 181,43 |
| | | | 1,5 | | | | | | 238,76 |
| | | | 2 | | | | | | 205 |
| | | | 1,5 | | | | | | 270,18 |
| | | | 2 | | | | | | 228,56 |
| | | | 2 | | | | | | 301,60 |

Б.6.3. Стандартные наконечники труб под подшипники

Стандартные наконечники показаны на рисунках в табл. 2 [18].

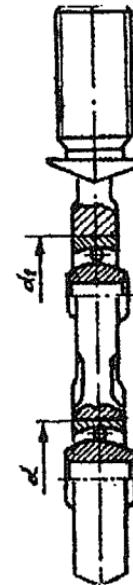
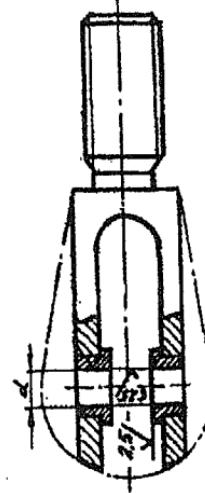
6.3.1. Наконечники ушковые

Стандартные регулируемые наконечники ушковые из стали 30ХГСА и их размеры под конкретные подшипники приведены на рис. 3 и в табл. 3.

Пример наименования и обозначения ушкового наконечника типоразмера 2 из стали: Наконечник 2-ОСТ 1 90085-73

Стандартные нерегулируемые наконечники ушковые из стали 30ХГСА и сплава АК4, их размеры под конкретные подшипники приведены на рис. 4 и в табл. 4.

Таблица 2

| Тип обозначения | Пример обозначения | Эскиз | Нормаль наконечника |
|--|------------------------------|---|--|
| Ушковые нерегулируемые с шарико- подшипником | Наконечник ОСТ 1 12792-77 |  | Из стали 30ХГСА ОСТ 1 12796-77 Из сплава АК 4-1 ОСТ 1 12797-77 |
| Ушковые съевыеные нерегулируемые с шарико- подшипником | Наконечник ОСТ 1 12733-77 |  | Из стали 30ХГСА ОСТ 1 12798-77 Из сплава АК 4-1 ОСТ 1 12799-77 |
| Ушковые регулируемые с шарико- подшипником | Наконечник ОСТ 1 12794-77 |  | Из стали 30ХГСА ОСТ 1 12800-77 |
| Нерегулируемые вильчатые со втулками | Наконечник ОСТ 1 12795-77 |  | Из стали 30ХГСА ОСТ 1 12802-77 Из сплава АК 4-1 ОСТ 1 12801-77 Из стали 30ХГСА ОСТ 1 12803-77 |

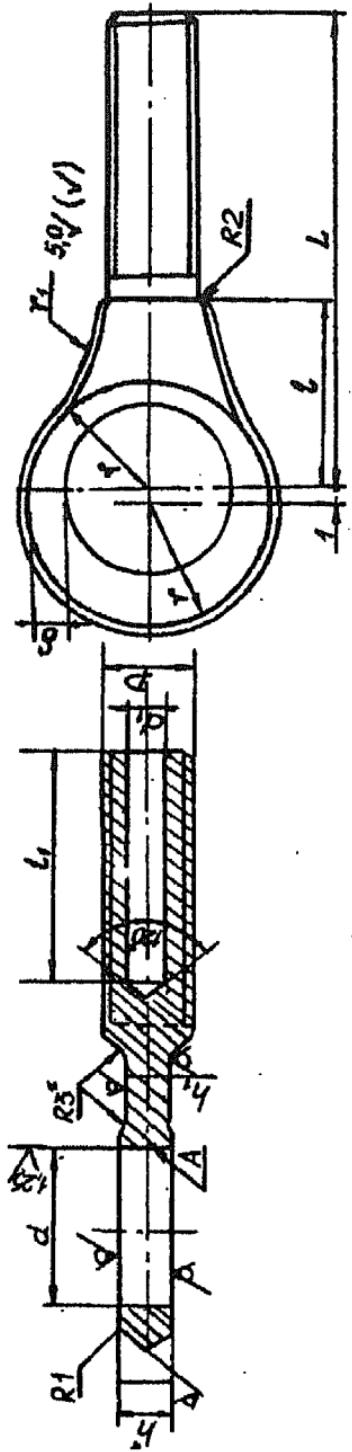


Рис. 3. Наконечники ушковые регулируемые из стали 30ХГСА

Таблица 3

| Типоразмер | <i>d</i> | <i>d_i</i> | <i>D</i> | <i>r</i> | <i>h</i> | <i>h₁</i> | δ_{min} | <i>L</i> | <i>l</i> | <i>t₁</i> |
|------------|----------|----------------------|--------------|----------|----------|----------------------|----------------|----------|----------|----------------------|
| 1 | 20 | | M8-6e-R | 13,5 | 25 | 7,3 | 7,3 | 55 | 20 | |
| | | | M12x1,5-6e-R | 16,0 | | 9,5 | | 70 | | |
| 2 | 2 | | M16x1,5-6e-R | 30 | 10,5 | 8,0 | 3 | 80 | 30 | - |
| | | | | | | | | | | |
| 3 | 30 | 8 | M18x1,5-6e-R | 20,0 | 12,6 | 10,0 | 4 | 90 | 35 | 42 |
| | | | | | | | | | | |
| 4 | 37 | 10 | M18x1,5-6e-R | 25,0 | 13,8 | 13,8 | 6 | 100 | 40 | 46 |
| | | | | | | | | | | |
| 5 | 42 | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| 6 | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| 7 | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| 8 | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| 9 | | | | | | | | | | |

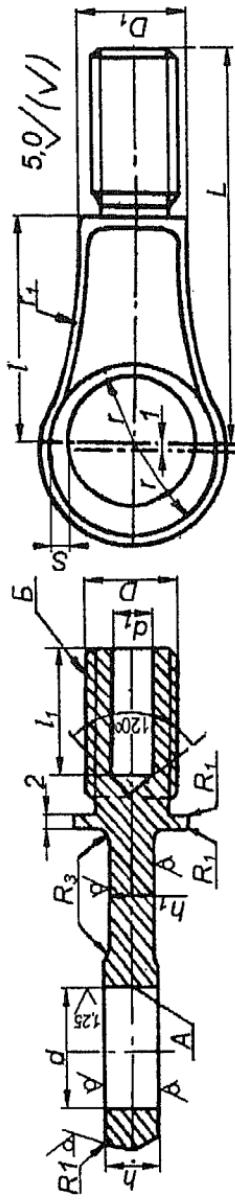


Рис. 4. Наконечники ушковые нерегулируемые

Таблица 4

| Типо-размер | d | D | D_1 | r | S_{\min} | | | L | l | l_1 |
|-------------|-----|---------|---------|------|-------------------------------------|----------------|---------|-------|-----|-------|
| | | | | | Пределные откл. 30 ХГСА по К7 | АК4-1 по N7 | 30 ХГСА | АК4-1 | | |
| 1 | | M8 | 12 | 13.5 | 15 | 25 | 7.3 | 7.3 | 35 | 20 |
| 2 | 20 | | | | | | | | 45 | 30 |
| 3 | | | | | | | | | 4 | 40 |
| 4 | | | | | | | | | 55 | 30 |
| 5 | | | | | | | | | 65 | 40 |
| 6 | 24 | M12x1.5 | 16 | | | | | | | |
| 7 | | | | 16 | 18 | 9.5 | 8 | 30 | | |
| 8 | | | | | | | | | | |
| 9 | | 8 | M16x1.5 | 22 | | | | | | |
| 10 | | | | | 20 | 23 | | 10.5 | | |
| 11 | | | | | | | | | 4 | 7 |
| 12 | 37 | 10 | M18x1.5 | 25 | | | | | 67 | 35 |

Из стали 30ХГСА – ОСТ 1 12796-77, из сплава АК4-1 – ОСТ 1 12797-77.
 Пример наименования и обозначения ушкового наконечника типоразмера 5 из стали: Наконечник 5 – ОСТ 1 12796-77

6.3.2. Наконечники вильчатые

Стандартные нерегулируемые наконечники вильчатые из сплава АК4 и их конкретные размеры приведены на рис. 5, и в табл. 5.
 Стандартные нерегулируемые наконечники вильчатые из стали 30ХГСА и их конкретные размеры приведены на рис. 6 и в табл. 6.

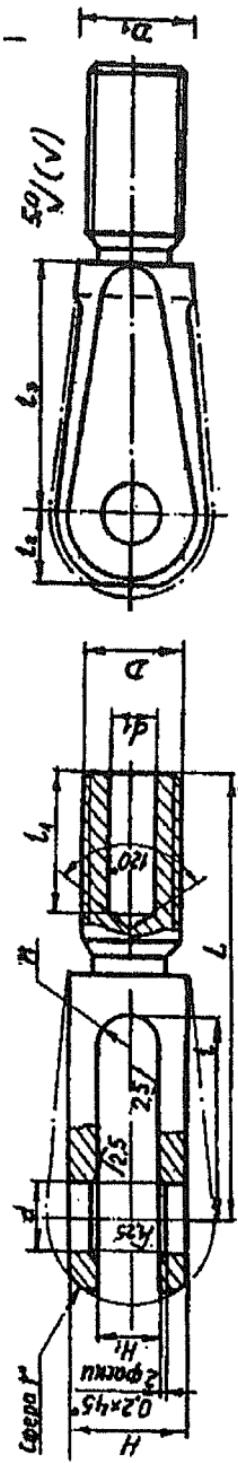


Рис. 5. Наконечник вильчатый нерегулируемый из сплава АК-4, ОСТ 1 12801-77

Таблица 5

| Типоразмер | d предельное отклонение H_l | d_i | D | D_i | | H | H_i | L | l | l_i | l_2 | l_3 | r | r_i |
|------------|------------------------------------|-------|--------------|----------------------|----|-------|--------|-----|-----|-------|-------|-------|-----|-------|
| | | | | Пределные отклонения | | $H11$ | $+0,2$ | | | | | | | |
| 1 | | | | | | | | 45 | 25 | | | | 30 | |
| 2 | 7 | | M8-6H-P | 19 | 19 | 10 | | 65 | 45 | | | | 50 | 12 |
| 3 | | | - | | | | | 55 | 25 | - | | | 30 | 5 |
| 4 | | | M12x1,5-6H-P | | | | | 75 | 45 | | | | 50 | |
| 5 | | | | | | | | 60 | 30 | | | | 35 | |
| 6 | 9 | | | 22 | 22 | 14 | | 75 | 45 | | | | 50 | 15 |
| 7 | | | | | | | | 67 | 30 | | | | 35 | 7 |
| 8 | | 8 | M16x1,5-6H-P | | | | | 82 | 45 | | | | 50 | |
| 9 | 10 | | | 24 | 24 | 19 | | 72 | 35 | | | | 15 | 18 |
| 10 | 12 | | | 28 | 28 | 18 | | 75 | | | | | 40 | 20 |
| 11 | | | M18x1,5-6H-P | 32 | 32 | 20 | | 80 | 40 | 30 | | | 18 | 45 |
| 12 | 15 | 10 | | | | | | | | | | | 22 | 10 |

Пример обозначения наконечник 11-ОСТ 1 12801-77

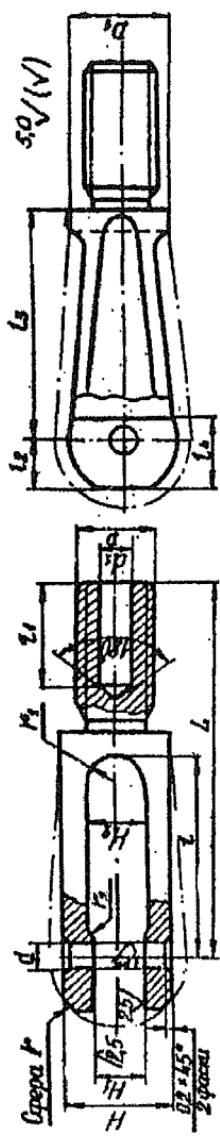


Рис. 6. Наконечник вильчатый нерегулируемый из стали 30ХГСА, ОСТ 1 12802-77

Таблица 6

| Типо-размер | d' (поле допуска G6) | d_1 | D | D_1 | H | H_1 | L | l | l_1 | l_2 | l_3 | r | r_1 | H_2 | P , H |
|-------------|------------------------|-------|---------------|-------|-----|-------|-----|-----|-------|-------|-------|-----|-------|-------|------------|
| 1 | | | M8-6e-R | | | 45 | 25 | | | 30 | | | | | 29000 |
| 2 | 5 | | | 19 | 19 | 8 | 65 | 45 | 10 | 50 | 12 | 5 | 10 | | 43000 |
| 3 | | - | M12x1,5-6e-R | | | 75 | 45 | 15 | | 50 | | | | | |
| 4 | | | | | | 60 | 30 | | | 35 | | | | | 54000 |
| 5 | | | | 22 | 22 | 12 | 75 | 45 | | 50 | 15 | 7 | 14 | | |
| 6 | 7 | | | | | 67 | 30 | | - | 35 | | | | | |
| 7 | | | M16x1,65-6e-R | | | 82 | 45 | 25 | | 50 | | | | | |
| 8 | 8 | | | 24 | 24 | 14 | 72 | | | 13 | 18 | 8 | 16 | 88000 | |
| 9 | 8 | | | | | 35 | | | | | | | | | 94000 |
| 10 | 10 | | | 28 | 28 | 16 | 75 | | | 14 | 40 | 20 | 9 | 20 | |
| 11 | | 10 | M18x1,5-6e-R | 32 | 32 | 17 | 80 | 40 | 30 | 16 | 45 | 22 | 10 | 20 | 110000 |
| 12 | 12 | | | | | | | | | | | | | | |

Пример обозначения наконечника 5-ОСТ 1 12802-77

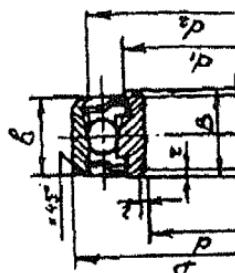
Б.7. Подшипники

Рекомендации по применению подшипников и технические требования по установке подшипников изложены в [18]. Предельные отклонения размеров посадочного отверстия в детали должны соответствовать:

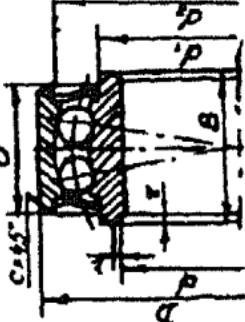
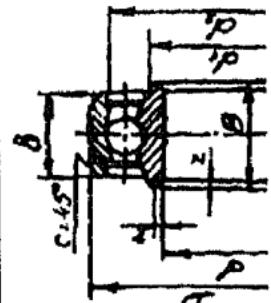
— для деталей из материала с пределом прочности $\sigma_b \leq 600$ МПа, посадка — M7;

— для деталей из материала с пределом прочности $\sigma_b > 600$ МПа, посадка — K7.

| Эскиз | Условное обозначение подшипника | Размеры, мм | | | | | Нагрузка, Н | Допустимая при 25000 качаниях |
|--|---------------------------------|-------------|----------|----------|----------|----------------------|-------------|-------------------------------|
| | | <i>d</i> | <i>D</i> | <i>b</i> | <i>B</i> | <i>d₁</i> | | |
| 1 | 2 | 3 | | | | | 4 | 5 |
| Шарикоподшипники радиальные с внутренним кольцом (для ступицы рычагов и качалок) | | | | | | | | |
| 980065Ю, 980085Ю | 5 16 5,5 7 8 10 16,9 | | | | | | 12000 18950 | 5000 7900 |
| 980077ЮУС2 | 5 20 7 6 8 12 16,9 | | | | | | 21600 | 6500 |
| 980067Ю | 7 19 6 9 12 16 21,3 | | | | | | 27000 | 11300 |
| 980079ЮУС2 | 7 24 9 12 16 21,3 | | | | | | 32400 | 10000 |
| 980800Ю, 980700Ю | 9 24 7 9 13 14 26,5 | | | | | | 32000 | 13600 |
| 980704Ю4С2 | 10 30 12 16 16 24,4 | | | | | | 53000 | 22000 |
| 980705Ю, 80701Ю | 10 37 11 10 15 31,1 38,1 | | | | | | 57000 | 24200 |
| 80702Ю | 20 42 12 15 15 46,5 | | | | | | 72000 | 31000 |
| | 12 30 8 10 10 22000 | | | | | | 22000 | 9000 |
| | 15 35 11 14 14 29000 | | | | | | 29000 | 12600 |

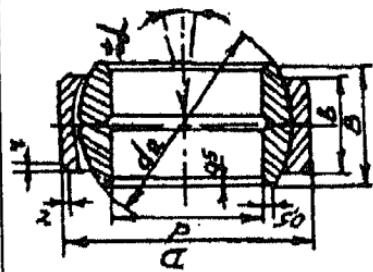


| 1 | 2 | <i>d</i> | <i>D</i> | <i>b</i> | <i>B</i> | <i>d₁</i> | <i>d₂</i> | 4 | 5 |
|--|---|----------|----------|----------|----------|----------------------|----------------------|-------|-------|
| Шарикоподшипники радиальные сферические однорядные с двумя защитными шайбами и выступающим внутренним кольцом | | | | | | | | | |
| | 981065ЮУС2 | 5 | 20 | 7 | 8 | 7,1 | 17,3 | 10890 | 3000 |
| | 981067ЮУС2 | 7 | 24 | 9 | 12 | 9,3 | 20,7 | 17000 | 4700 |
| | 981068Ю 981700Ю | 8 | 30 | 10 | 14 | 11,6 | 26,5 | 29500 | 7400 |
| | 981701Ю 981702Ю | 10 | 37 | 12 | 16 | 13,6 | 32,5 | 32000 | 8000 |
| | | 12 | 42 | 13 | 17 | | | 42000 | 9700 |
| | | 15 | 52 | 15 | 20 | 28,2 | 45,2 | 73000 | 18300 |
| Примечание. Допустимый угол перекоса $\pm 5^\circ$. | | | | | | | | | |
| Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные с двумя защитными шайбами и выступающим внутренним кольцом | | | | | | | | | |
| | 97Г067Ю | 7 | 24 | 12 | 18 | 10,5 | 20,5 | 24000 | 7000 |
| | Примечание. Допустимый угол перекоса $\pm 5^\circ$. | | | | | | | | |



Подшипники шарнирные

| 1 | 2 | <i>a</i> | <i>D</i> | <i>b</i> | <i>B</i> | <i>d₂</i> | $\pm\alpha$ | 4 | 5 | Масса, 1шт, кг |
|---|-----------|----------|----------|----------|----------|----------------------|-------------|--------|--------|-------------------|
| | ШС6Ю2УТ | 6 | 14 | 4 | 6 | 10 | 13 | 20000 | 9000 | 0,005 |
| | ШС8Ю2УТ | 8 | 17 | 5 | 8 | 13 | 15 | 32000 | 10400 | 0,008 |
| | ШС10Ю2УТ | 10 | 20 | 6 | 9 | 16 | 12 | 48000 | 21600 | 0,012 |
| | 2Ш10 | 10 | 30 | 10 | 14 | 11 | 11 | 110000 | 55000 | |
| | ШС12Ю2УТ | 12 | 22 | 7 | 10 | 18 | 11 | 63000 | 27350 | 0,016 |
| | 2ШС12Ю2УТ | 12 | 32 | 12 | 16 | 24 | 11 | 144000 | 64800 | 0,064 |
| | ШС15Ю2УТ | 15 | 28 | 8 | 12 | 22 | 8 | 92000 | 41400 | 0,035 |
| | 2ШС15Ю2УТ | 15 | 35 | 14 | 18 | 27 | 11 | 188000 | 94000 | 0,082 |
| | ШС17Ю2УТ | 17 | 32 | 10 | 14 | 25 | 10 | 130000 | 58500 | 0,047 |
| | 2ШС17Ю2УТ | 17 | 40 | 14 | 21 | 31 | 15 | 216000 | 97200 | 0,148 |
| | ШС20Ю2УТ | 20 | 35 | 12 | 16 | 29 | 9 | 174000 | 78000 | 0,065 |
| | 2ШС20Ю2УТ | 20 | 47 | 15 | 26 | 22 | | | 131250 | |
| | ШС25Ю2УТ | 25 | 42 | 16 | 20 | 35 | 7 | 280000 | 126000 | 0,114 |
| | ШС30Ю2УТ | 30 | 47 | 18 | 22 | 40 | 6 | 360000 | 162000 | 0,158 |
| | ШС35Ю2УТ | 35 | 55 | 21 | 26 | 47 | 8 | 492000 | 211400 | 0,236 |



$\pm\alpha$ - угол
разворота

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- α — угол атаки
 δ, β — обозначения углов
 γ — удельный вес материала
 η — запас прочности
 λ — удлинение крыла
 E — модуль упругости материала
 μ — коэффициент Пуассона
 ρ — объемная плотность материала
 σ — нормальные напряжения в сечении
 τ — касательные напряжения в сечении
 ω — угловая скорость
 $\bar{\omega}, \varepsilon$ — угловое ускорение
 ψ — относительный коэффициент
 b — хорда сечения крыла
 c — толщина аэродинамического профиля
 \bar{c} — относительная толщина аэродинамического профиля
 C — стоимость
 \bar{C} — относительная стоимость
 d, D — диаметр сечения
 f — коэффициент безопасности
 F — площадь сечения
 g — ускорение силы тяжести
 G — вес
 h, H — высота сечения
 k, k' — коэффициент концентрации напряжений
 K — аэродинамическое качество
 l, L — длина образца, детали
 ΔL — приращение длины, абсолютное удлинение
 ε — относительное удлинение
 m, M — масса
 \bar{m} — относительная масса

M — скорость звука (число M)

i — индекс

$I_x (I_y, I_z)$ — момент инерции относительно оси $x (y, z)$

I_p — полярный момент инерции сечения

x, y, z — обозначения осей координат

x, X — координата по оси x

X — сила лобового сопротивления

y, Y — координата по оси y

Y — подъемная сила

z, Z — координата по оси z

v, V — объем

V — скорость потока, самолета, транспортного средства

n — количество элементов, параметров и т.п.

$n, n_{\text{пост}}, n_{\text{вр}}$ — перегрузка (поступательная, вращательная)

N — нормальная сила, прикладываемая к сечению

N, P, F, T — внешние силы

T — сила тяги двигателя

t, T — температура

r, R — радиус окружности

W_x — момент сопротивления сечения относительно оси $x (y, z)$

W_p — полярный момент сопротивления сечения

q — погонная нагрузка

Q — перерезывающая сила, прикладываемая к сечению

\mathcal{E} — экономический эффект

$\bar{\mathcal{E}}$ — относительный экономический эффект

$У$ — удорожание конструкции

ИНДЕКСЫ

$i, 2, \dots, i, \dots, k, \dots, m, \dots, n$ — индекс варианта, итерации
 h, H — высота полета, соответствующая параметру
 i, \dots, A, B, C, \dots — индекс, относящийся к сечению
 x, y, z — значения относительно осей x, y, z

б — болт

брутто — общая площадь сечения с отверстиями

верх — верхняя деталь

вн — внутренняя поверхность

внеш — внешняя поверхность

вращ — вращательное движение

вт — втулка

г — гайка

д, дейст — действующее значение

дет — деталь

доп — допустимое значение

з — заклепка

изг — изгиб

инерц — инерция

кл — клей

КМ — композиционный материал

конс — консоль

кр, крит — критическое значение

КР, ВО, ГО, Ф — значение, относящееся к крылу, ВО, ГО, фюзеляжу

крон — кронштейн

круч — кручение

л — лист

лонж — лонжерон

м, мат, матер — материал

м, мест — местный

мин, min, макс, max — минимальные, максимальные значения

н, нерв — нервюра

накл — накладка

нетто — площадь сечения с вычтеною площадью отверстий

неур — неуравновешенное значение

нижн — нижняя деталь

нов — новое значение

общ — общий
опт — оптимальный, оптимальное значение
осн — основной материал
ост — остаточные явления
отв — отверстие
п — пояс
перен — переносное значение
плавл — плавление
пм — пакет материала
под — подошва
подш — подшипник
пост — поступательное движение
пр — профиль
пц; 0,2 — предел пропорциональности
р, разр — разрыв, разрушающее значение
раст — растяжение
рац — рациональный, рациональное значение
рес — ресурс
св — сварка
сеч — сечение
сж — сжатие
см — смятие
собст — собственное значение
ср, сред — среднее значение
срез — срез, сдвиг
ст — стенка
стар — старое значение
стр — стрингер
стык — стык
т, тр — трубчатая стойка, труба
тр — трещина
ухо, проуш — ухо, проушина
факт — фактическое значение
ц — центр
цил — цилиндрический
шв — шов
э, эксп — эксплуатационное значение
экв — эквивалентное значение
 Σ — суммарное значение
0, 45, 90 — углы укладки слоев КМ

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

АК — авиационный комплекс

АП — авиационные правила

АПКР — автоматизация проектно-конструкторских работ

АРДЭС — аргонодуговая электросварка

АСУ ТП — автоматизированная система управления технологическим процессом

АЭК — авиационный эксплуатационный комплекс

БСЭ — большая Советская энциклопедия

ВИАМ — всесоюзный институт авиационных материалов

ВКС — воздушно-космический самолет

ВО — вертикальное оперение

ГО — горизонтальное оперение

ГОСТ — государственный общесоюзный стандарт

ЕСКД — единая система конструкторской документации

КМ — композиционный материал

КСС — конструктивно-силовая схема

ЛТХ — летно-технические характеристики

МВТУ — Московское высшее техническое училище — МГТУ им. Баумана

МКЭ — метод конечного элемента

МСА — международная стандартная атмосфера

НДС — напряженно-деформированное состояние

НИАТ — научно-исследовательский институт авиационных технологий

НИИ — научно-исследовательский институт

НИОКР — научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы

ОКБ — опытное конструкторское бюро

ОПК — общий промышленный комплекс

ОСТ — общесоюзный стандарт

ПЗГ — потайная замыкающая головка

ПКМ — полимерный композиционный материал

РЭС — роликовая электросварка

САКР — система автоматизации конструкторских работ

САПР — система автоматизированного проектирования

СИ — международная система единиц

СКО — серийно-конструкторский отдел

СФК — самолетный функциональный комплекс

ТЗ — техническое задание

ТЗП — теплозащитное покрытие

ТТТ — тактико-технические требования

ТЭС — точечная электросварка

ц.ж. — центр жесткости сечения

ц.т. — центр тяжести сечения, детали, самолета

ЦПГО — цельно-поворотное горизонтальное оперение

ЧПУ — числовое программное управление

ЭВМ — электронно-вычислительная машина

CALS (Continuos Acquisition and Life cicle Support) — непрерывная поддержка поставок и жизненного цикла изделия

Библиографический список

1. Акименко А.А., Царева Н.Ю. Влияние технологии изготовления агрегатов из КМ на конструкцию соединения, его весовую и технологическую эффективность // Тезисы докладов третьего всесоюзного семинара «Опыт механизации выполнения соединений повышенного ресурса, надежности, герметичности / НИАТ, 1988.
2. Авиационные правила АП-25.
3. Братухин А.Г. Современные авиационные материалы. — М.: Авиа. Тех. Информ. ХХI век, 2001.
4. Братухин А.Г., Погосян М.А., Пекарш А.И., Макаров К.А. Технология разработки и производства авиационных конструкций из полимерных композиционных материалов // Авиационная промышленность. 2004. № 1.
5. БСЭ. — М.: Советская энциклопедия, 1970.
6. Вигдорчик С.А. Технологические основы проектирования и конструирования самолетов: В 3 ч. — М.: МАИ, 1974-1976.
7. Гиммельфарб А.Л. Основы конструирования в самолетостроении. — М.: Машиностроение, 1980.
8. Ендогур А.И., Вайнберг М.В., Иерусалимский К.Н. Сотовые конструкции: выбор параметров и проектирование. — М.: Машиностроение, 1986.
9. Ендогур А.И. Дисс. на соиск. уч. ст. д.т.н. — М.: МАИ, 1984.
10. Ендогур А.И. Метод расчета коэффициента качества изготовления при проектировании трехслойных конструкций // Труды ЦАГИ. 1976. Вып. 1780.
11. Кан С.Н., Свердлов И.А. Расчет самолета на прочность. — М.: Оборонгиз, 1958.
12. Киселев В. А. Проектирование оптимальных конструкций: Учебное пособие. — М.: МАИ, 1984.

13. *Kolom A. L.* Titanium Diffusion-bounded Honeycomb-Optimum Structure for Material Joining Medium and Configuration. *Journal of Aircraft*. V. 6. N. 5. P. 410-415. Sept.-Oct., 1969.
14. *Комаров В.А.* О рациональных силовых конструкциях крыльев малого удлинения/ Тр. КуАИ. Вып. XXVII. — Куйбышев: 1968. С. 6-26.
15. Конструирование деталей. Учеб. пособие к курсовому проектированию / Алявдин. И.М., Васильев В.П., Красоткин А.А., Мальчевский В.В., Степанов А.Н., Шаталов И.А.; Под. ред. И.А. Шаталова. — М.: МАИ, 1985.
16. Конструкция и прочность самолетов / В. Н. Зайцев, Г. Н. Ночевкин, В. Л. Рудаков, Ж. С. Черненко. — Киев: Вища шк., 1974.
17. Воздухозаборник летательного аппарата / *К.А. Курьянский, И.В. Аргунов, А.А. Веселов, Л.Р. Бальшин*. Авторское свидетельство № 256518, 1969.
18. *Лещин А.В., Попов Ю.И.* Конструирование узлов планера самолета: Учеб. пособие по курсовому проектированию; Под. ред. Ю.И. Попова. — М.: Изд-во МАИ, 1992.
19. *Лизин В.Г., Пяткин В.А.* Проектирование тонкостенных конструкций. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1985.
20. *Мальчевский В.В., Подобедов В.А., Колганов А.Ф. Ендогур А.И.* и др. Патент на изобретение. «Самолет», № 2165377 от 20.04.2001г.
21. *Манучаров В.А.* Справочные материалы по конструкциям летательных аппаратов для практических занятий и курсового проектирования. — М.: МАИ, 1973.
22. Методы оптимизации авиационных конструкций / *Н.В. Баничук, В.И. Бирюк, А.П. Сейран* и др. — М.: Машиностроение, 1989.
23. *Молодцов Г.А.* Применение современных композиционных материалов в самолетостроении: Учеб. пособие. — М.: МАИ, 1984.
24. *Назаров Г.Н., Красоткин А.А., Попов Ю.И.* Методические разработки по курсовому проектированию «Конструирование агрегатов планера». — М.: МАИ, 1983.
25. Основы проектирования и изготовления конструкций летательных аппаратов из композиционных материалов: Учеб. пособие /Васильев В.В., Добряков А.А., Молодцов Г.А., Цараходов Ю.С. — М.: МАИ, 1985.

26. Половый А.О., Ендогур А.И. Проектирование трубчатых стержневых конструкций из ПКМ с учетом технологических особенностей // Тезисы доклада на Международном семинаре. — Киев: АТМ Украины, 1999.

27. Проектирование конструкций самолетов: Учебник для студентов авиационных вузов, обучающихся по специальности «Самолетостроение» / Е.С. Войт, А.И. Ендогур, З.А. Мелик-Саркисян, И.М. Алявдин. — М.: Машиностроение, 1987.

28. Проектирование самолетов: Учебник для вузов/ С.М. Егер, В.Ф. Мишин и др. Под ред. С.М. Егера — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1983.

29. Ендогур А.И., Жуков С.М., Колганов А.Ф. Проектирование трехслойных конструкций с объемно-стержневым заполнителем // Методы синтеза современных самолетов. — М.: МАИ, 1984.

30. Ривин Г.Л. Ремонт конструкций из полимерных композиционных материалов летательных аппаратов. — Ульяновск: УлГГУ, 2000.

31. Рязанцев В.И., Мацнев В.Н. Особенности изготовления сварных агрегатов летательных аппаратов из алюминиевых сплавов систем Al-Mg-Li и Al-Cu-Li. Сварочное производство, 2005.

32. CALS Continuous Acquisition and cicle Support — непрерывная поддержка жизненного цикла изделия в авиастроении/ Братухин А.Г., Давыдов Ю.В., Елисеев Ю.С., Павлов Ю.Б., Суров В.И.; Под ред. А.Г. Братухина. — М.: Изд-во МАИ, 2000.

33. Самойлович О.С. Автоматизация проектно-конструкторских работ в авиастроении: Учеб. пособие.— М.: Изд-во МАИ, 1990.

34. Самойлович О.С. Рядом с Сухим. — М.: Изд-во Пилот, 1998.

35. Справочная книга по расчету самолета на прочность / М.Ф. Астахов, А. В. Караваев, С.Я. Макаров, Я.Я. Суздальцев. — М.: Оборонгиз, 1954.

36. Технология самолетостроения: Учебник для студентов авиационных вузов/А. Л. Абибов, Н. М. Бирюков, В. В. Бойцов и др.; Под ред. А. Л. Абибова. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1982.

37. Трунин Ю.П. Методика расчета статической прочности точечных соединений композиционных материалов. РТМ, ЦАГИ.

Проектирование, расчет и испытания конструкций из композиционных материалов. Вып. X, 1984.

38. Хватан А.М., Царева Н.Ю., Акименко А.А., Липец В.В. Исследования в области создания соединений композиционных материалов. Несущая способность и весовая эффективность различных видов соединений КМ // Справочные материалы по долговечности и типовым усталостным разрушениям элементов авиаконструкций. Вып. № 10. — Жуковский, ЦАГИ, 1987.

39. Шульженко М. Н. Конструкция самолетов. — М.: Машиностроение, 1971.

40. Шэнли Ф.Р. Анализ веса и прочности самолетных конструкций. — М.: Оборонгиз, 1957.

41. Александров В.Г. Справочник по авиационным материалам. — М.: Транспорт, 1972.

42. Дитрих Я. Проектирование и конструирование. Системный подход. — М.: Мир, 1981.

43. Уайлд Д. Оптимальное проектирование / Пер. с англ. — М.: Мир, 1981.

44. Хилл П. Наука и искусство проектирования / Пер. с англ. — М.: Мир, 1973.

45. Информация Интернет.

Тем. план 2008, поз. 2/д (гриф)

ЕНДОГУР АСКОЛЬД ИВАНОВИЧ

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ.
ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ**

Редактор *Л.А. Митина*
Компьютерная верстка *О.Г. Лавровой*

Сдано в набор 26.02.09. Подписано в печать 10.07.09.
Бумага офсетная. Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 31,39. Уч.-изд. л. 33,75. Тираж 1000 экз.
Зак. 4272/153.

Издательство МАИ-ПРИНТ
(МАИ), Волоколамское ш., д. 4, Москва, А-80, ГСП-3 125993
Типография Издательства МАИ
(МАИ), Волоколамское ш., д. 4, Москва, А-80, ГСП-3 125993