МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Санкт-Петербургский государственный
электротехнический университет “ЛЭТИ”

Расчет основных механических характеристик модуля РЭА

Методические указания
к курсовому проекту
по прикладной механике

Санкт-Петербург
Издательство СПбГЭТУ “ЛЭТИ”
2010

УДК 509.3 (076)

Расчет основных механических характеристик модуля РЭА: Методические указания к курсовому проекту по прикладной механике / Сост.: С. В. Воробьев, О. П. Зобнин, О. П. Кормилицын, С. К. Степанов. СПб.: Изд-во СПбГЭТУ “ЛЭТИ”, 2010. 60 с.

Содержат основные теоретические сведения и методику проверки несущих конструкций радиоэлектронной аппаратуры на прочность и жесткость при статических и динамических внешних воздействиях. В приложении приведены справочные данные, необходимые для выполнения чертежей в соответствии со стандартами ЕСКД.

Предназначены для студентов ФРТ и ФЭА, изучающих дисциплину “Прикладная механика”.

Утверждено
редакционно-издательским советом университета
в качестве методических указаний

© СПбГЭТУ “ЛЭТИ”, 2010

Введение

Несущие конструкции (НК) радиоэлектронной аппаратуры (РЭА) предназначены для размещения элементов электрической схемы и защиты их от дестабилизирующих факторов внешней среды. По сложности НК обычно подразделяют на 4 уровня: нулевой уровень составляют электрорадиоэлементы, комплектующие перечень элементов электрической схемы; первый уровень состоит из ячеек и кассет; второй – из блоков и приборов; третий – из стоек, шкафов и пультов. Если устройства являются не только конструктивно, но и функционально законченными, то они называются модулями.

Комплектующие элементы электрической схемы устанавливают стандартными способами на печатных платах в модулях первого уровня сложности. Иногда печатную плату с установленными на ней элементами относят к модулям нулевого уровня сложности. Модули второго и третьего уровней могут иметь самостоятельное эксплуатационное применение.

Для сокращения сроков освоения производством новых образцов РЭА в промышленности практикуется использование наборов унифицированных типовых конструкций (УТК), включающих в себя конструкции модулей всех уровней сложности с разными типоразмерами. При этом конструкторская совместимость и взаимозаменяемость модулей достигается за счет точности присоединительных размеров и использования стандартных или унифицированных электрических соединителей. В наборах УТК любой из модулей может быть установлен в любой другой модуль того же или более высокого уровня сложности. Как правило, каждый набор УТК предназначен для определенных условий эксплуатации и содержит необходимый минимум защитных средств для нормальной работы аппаратуры в этих условиях.

Одним из важнейших требований, предъявляемых к конструкции модулей, считается технологичность конструкции, под которой понимается совокупность свойств конструкции изделия, обеспечивающая оптимизацию затрат при его производстве, эксплуатации и ремонте с учетом заданного уровня качества, объема выпуска и условий выполнения работы.

В процессе эксплуатации РЭА подвергается различным механическим воздействиям – вибрациям, ударам и т. п., поэтому неотъемлемым этапом при разработке модуля является проверка его на устойчивость к внешним статическим и динамическим механическим воздействиям.

При работе над курсовым проектом студентам рекомендуется выполнить следующие основные этапы:

♦ в соответствии со стандартами ЕСКД выполнить сборочный чертеж и спецификацию модуля РЭА;

♦ выполнить рабочие чертежи деталей модуля;

♦ проверить модуль на статическую прочность и жесткость;

♦ проверить модуль на динамическую прочность и жесткость.

Вопросам разработки чертежной документации посвящена гл. 1, а методике выполнения прочностных расчетов – гл. 2 и 3 настоящего издания.

1. ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ РЭА

1.1. Типовые конструкции модулей первого и второго уровней сложности

Типовые конструкции модулей первого и второго уровней сложности представлены на рис. 1.1–1.3. В самом общем случае они включают в себя: печатные платы с элементами *1*, переднюю панель *2* с установленными на ней невыпадающими винтами *3*, ручку *4*, простой или составной каркас *5*, электрический соединитель *6*, направляющие штыри-ловители *7*, заднюю панель *8*. Для соединения составных частей, как правило, используются резьбовые изделия, сварка, заклепки и клей.

Для установки НК в модули более высокого уровня сложности необходимо предусмотреть направляющие линейного перемещения, которыми обычно служат поверхности каркаса (например, А и Б), и жесткую фиксацию, простейшим вариантом которой является крепление невыпадающими винтами.

Установку и фиксацию печатных плат с элементами в НК обычно осуществляют неподвижно крепежными деталями к каркасу (рис. 1.1, 1.2) или вдвижением по направляющим *9* с последующей жесткой фиксацией планкой *10* (рис. 1.3).

Вдвижная установка модулей чаще используется в модулях второго уровня сложности. Вдвигаемые модули (рис. 1.3) должны быть снабжены вилками *11* разъемных электрических соединителей, розетки *12* которых должны быть закреплены на шасси *13*.

Модули, изображенные на рис. 1.1–1.3, отличаются конструкцией каркаса. Модуль на рис. 1.1 имеет простой каркас в виде рамы, изготовленной в массовом производстве литьем под давлением. Модуль на рис. 1.2 имеет составной

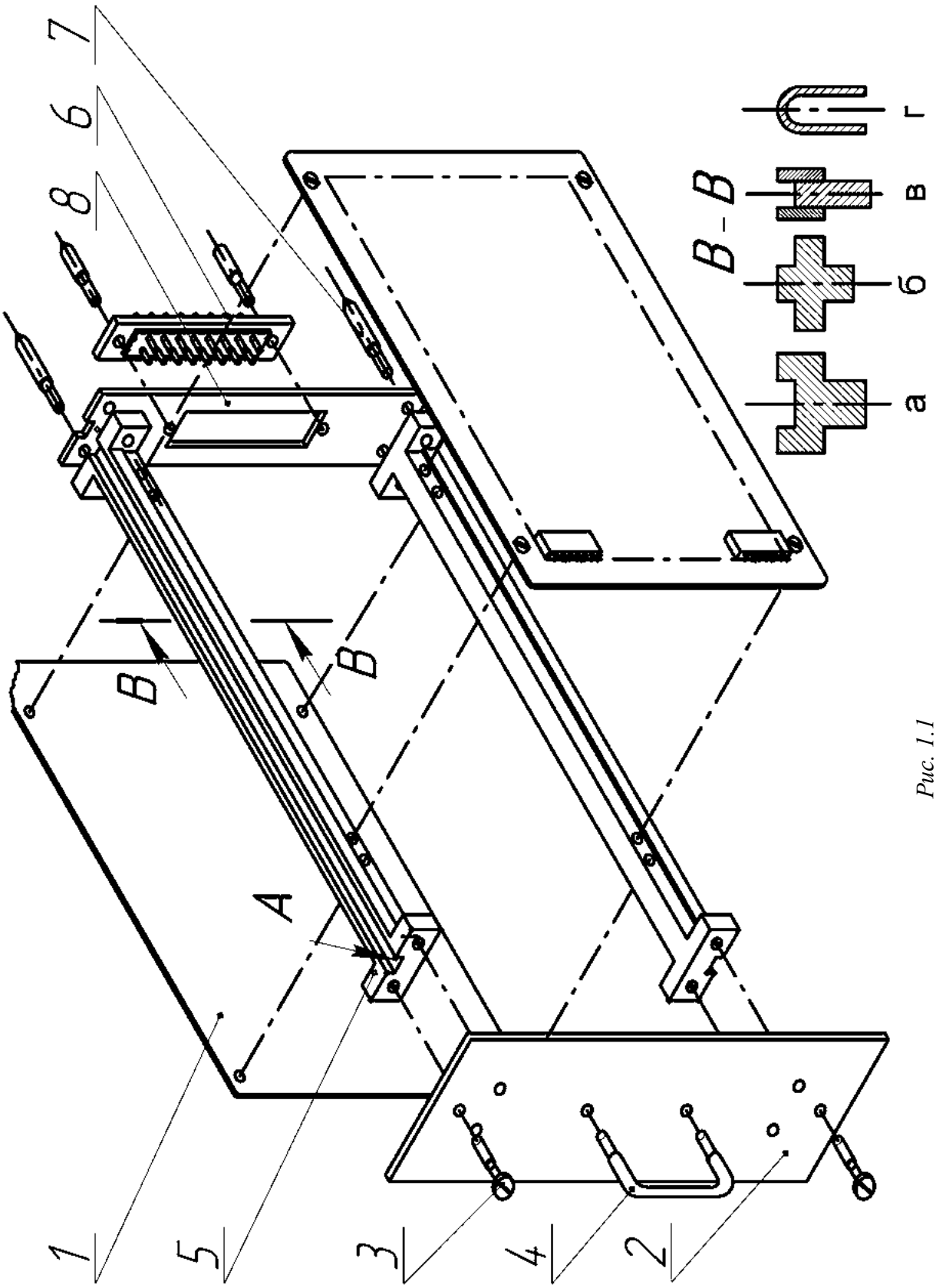


Рис. 1.1

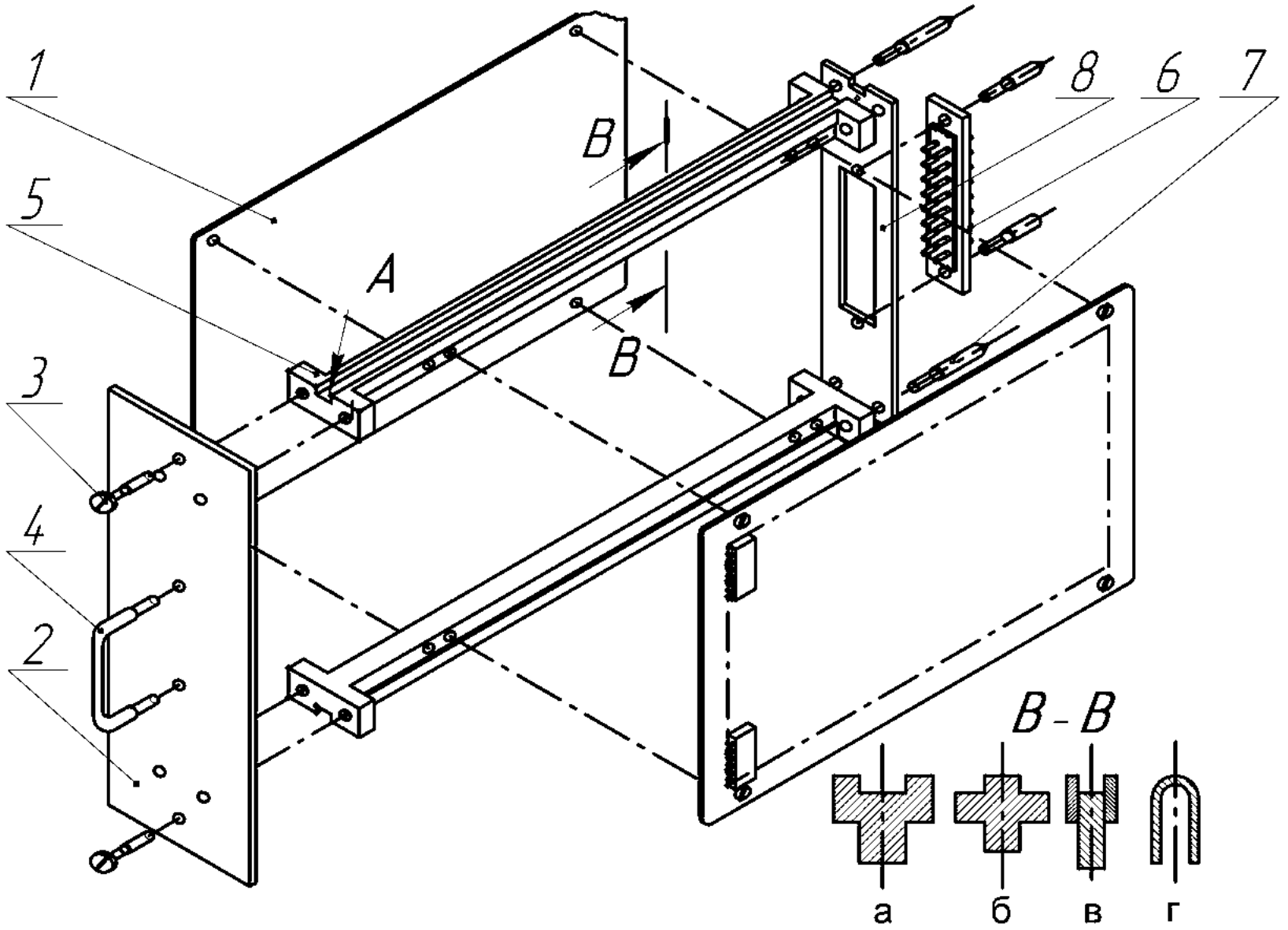


Рис. 1.2

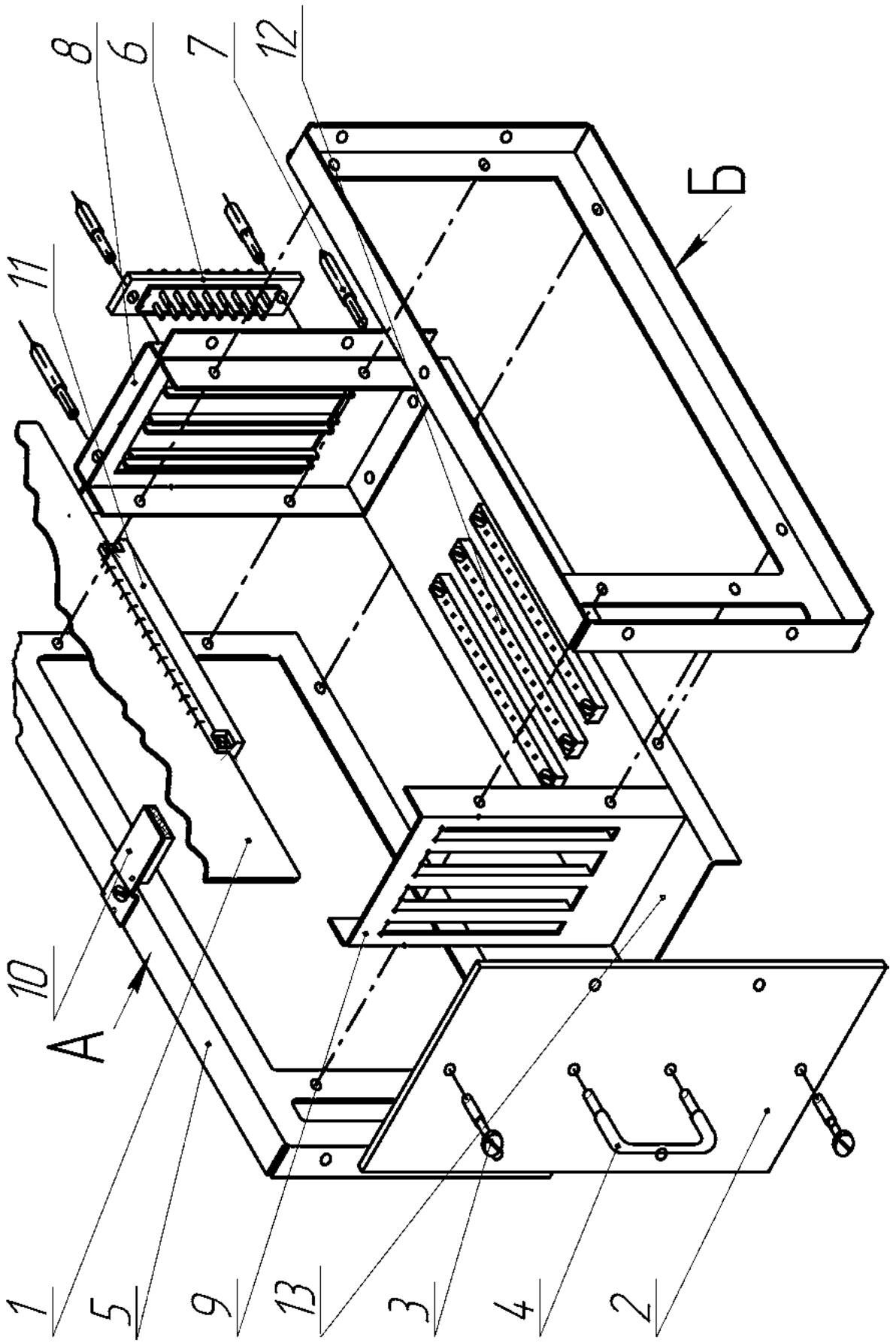


Рис. 1.3

каркас, включающий в себя две фрезерованные стойки *5*. Конструкция этого модуля технологична для условий серийного и индивидуального производств. Каркас модуля, изображенного на рис. 1.3, состоит из штампованных деталей, технологичных для массового и серийного производств. Каждый способ производства предъявляет свои требования к конструкциям сборочных единиц и деталей.

1.2. Каркасы

Основную механическую нагрузку в конструкции электронных модулей воспринимают детали каркаса: рамы, шасси, стойки и направляющие. Эти детали могут быть изготовлены с помощью различных технологических процессов: литья под давлением, штамповки, прессования из пластмасс и обработки резанием. На рис. 1.4 приведен чертеж направляющей, изготовленной литьем.

Основными признаками технологичности конструкции являются простота формы, максимальный уровень стандартизации и унификации, а также обоснованный уровень точности размеров.

Для деталей, изготовленных прессованием и литьем под давлением, простоту формы характеризуют:

♦ бестеневая форма детали, которая позволяет легко и быстро вынуть деталь из литейной формы после литья и проявляется в том, что никакие поверхности детали не отбрасывают тень на другие поверхности, если их осветить в направлении разъема формы;

♦ тонкостенность конструкции детали, в силу которой толщина стенок для литой детали должна быть в пределах от 2 до 5 мм, а для прессованной детали не должна превышать 10 мм;

♦ равностенность детали, в силу которой толщина стенки в разных местах не должна отличаться более чем на 30 %;

♦ коробчатая или полая форма детали, прочность и жесткость которой обеспечивают локальные утолщения и продольные ребра;

♦ отсутствие острых углов и поднутрений;

♦ технологические уклоны и конусность, достигающие примерно 1...2 % их высоты;

♦ применение литейных сплавов марок АЛ2, АЛ9;

♦ поля допусков 12–14 квалитетов для свободных (несопрягаемых) размеров литой детали (см. прил. 3).

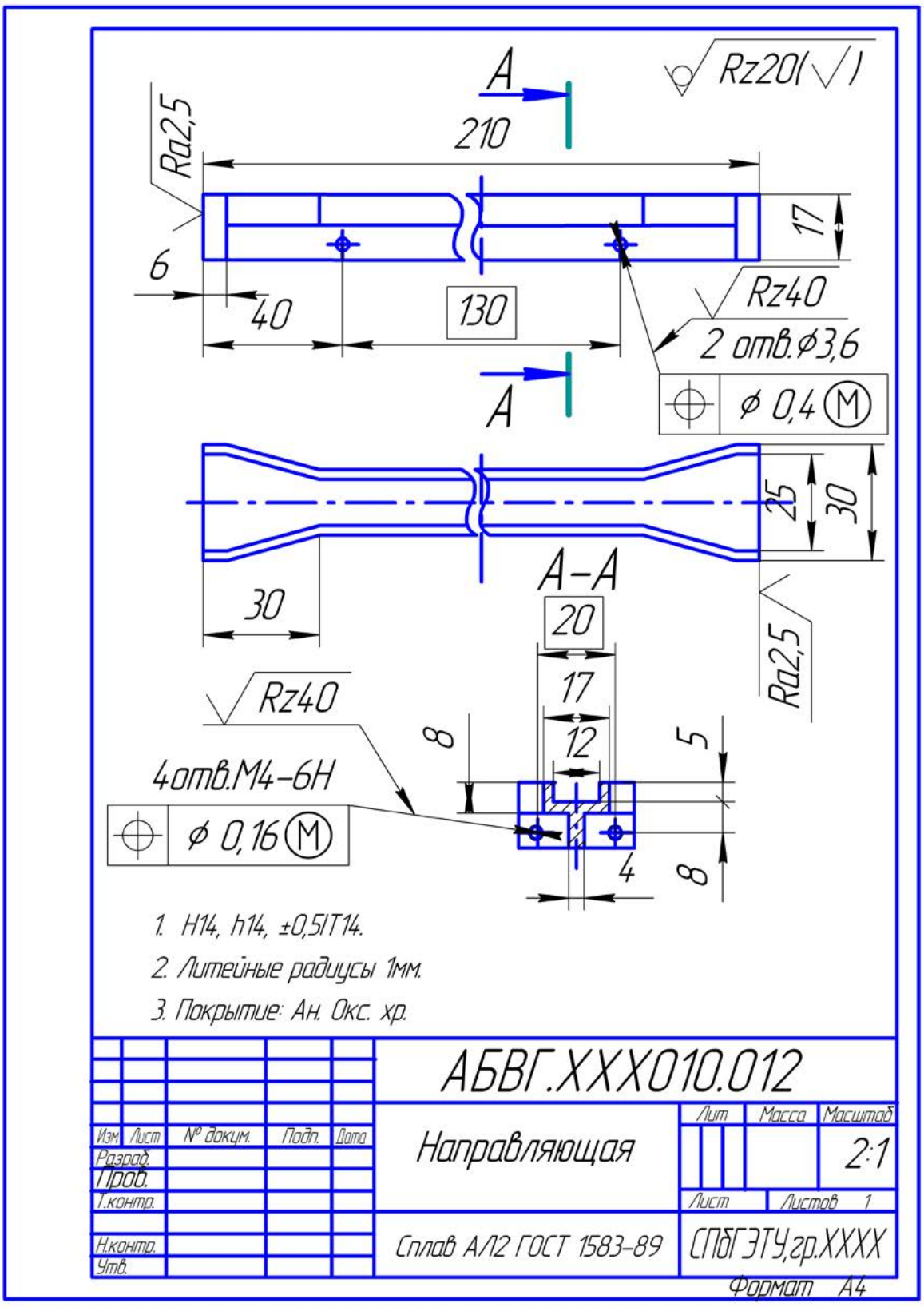

Rz20(√1)
A
210
Ra2,5
17
6
40
130
Rz40
2 отв.ø3,6
ø 0,4 M
A
25
30
30
A–A
20
17
12
Ra2,5
Rz40
8
5
4отв.М4–6Н
ø 0,16 M
4
8
1. H14, h14, ±0,5IT14.
2. Литейные радиусы 1мм.
3. Покрытие: Ан. Окс. хр.
АБВГ.ХХХ010.012
Изм. Лист № докум. Подп. Дата
Разраб.
Пров.
Т.контр.
Н.контр.
Утв.
Направляющая
Лит
Масса
Масштаб
2:1
Лист
Листов 1
Сплав АЛ2 ГОСТ 1583–89
СПбГЭТУ,гр.ХХХХ
Формат А4

Рис. 1.4

Литые рамы, используемые в качестве каркасов электронных модулей, могут иметь сложную форму, благодаря которой упрощается сборка изделия, уменьшается количество составных частей и отпадает необходимость в использовании гаек. На рис. 1.1 показано в сечениях, как в процессе литья можно получить направляющие поверхности для вдвижения модуля в НК более высокого уровня сложности.

Для штампованных деталей характерны следующие признаки технологичности конструкции:

♦ небольшая толщина – от 0,8 до 3 мм;

♦ увеличение жесткости за счет коробчатой формы, ребер жесткости и отбортовок;

♦ отсутствие острых углов, узких щелей и выступов;

♦ удаление края отверстия или паза от края детали;

♦ увеличение расстояния между отверстиями;

♦ увеличение минимально возможных радиусов гибки;

♦ применение пластичных тонколистовых материалов, таких, как сплавы АМцМ, АМг, стали марок 08, 08кп, 10, 10кп, 12Х18Н9Т;

♦ поля допусков 14–16 квалитетов для свободных (несопрягаемых) размеров детали (см. прил. 3).

Примеры применения штампованных деталей в НК РЭА приведены на рис. 1.3. Это задняя панель *8*, две боковые рамы *5*, шасси *13*, две групповые направляющие *9* и крепежная планка *10*. Из приведенного примера видно, что основное достоинство холодной штамповки – это многообразие форм, обеспечивающее многообразие функциональных возможностей. Для НК, изображенных на рис. 1.1–1.3, большинство деталей может быть изготовлено этим способом.

Для деталей, изготовленных резанием, характерны следующие признаки технологичности конструкции:

♦ выбор формы заготовки или сортамента материала, обеспечивающий минимальные объемы обработки резанием;

♦ совмещение конструкторских и измерительных баз, от которых производится разметка расположения центров отверстий;

♦ применение марок материалов, таких, как алюминиевые сплавы В95, Д16АТ, Д16АМ, стали марок 35, 50, 40Х, латуни ЛС59 и др.;

♦ поля допусков 12–14 квалитетов для свободных (несопрягаемых) размеров детали (см. прил. 3).

Примеры применения деталей, изготовленных резанием, приведены на рис. 1.2. В этой конструкции использованы фрезерованные передняя *2* и задняя *8* панели и каркасные стойки *5*, а также точеные штыри-ловители *7*.

Для любого способа изготовления детали обязательным считается применение максимально возможного числа унифицированных и стандартных норм и элементов конструкции, к которым относятся: марки материалов, покрытия (см. прил. 4), поля допусков, правила ЕСКД, размеры нормального линейного ряда (см. прил. 12), резьбы и пр.

1.3. Платы с элементами

Размещение элементов. Комплектующие элементы электрической схемы, установленные на печатной плате, образуют сборочную единицу в составе электронного модуля. Электрорадиоэлементы устанавливают на платах стандартными ортогональными рядами.

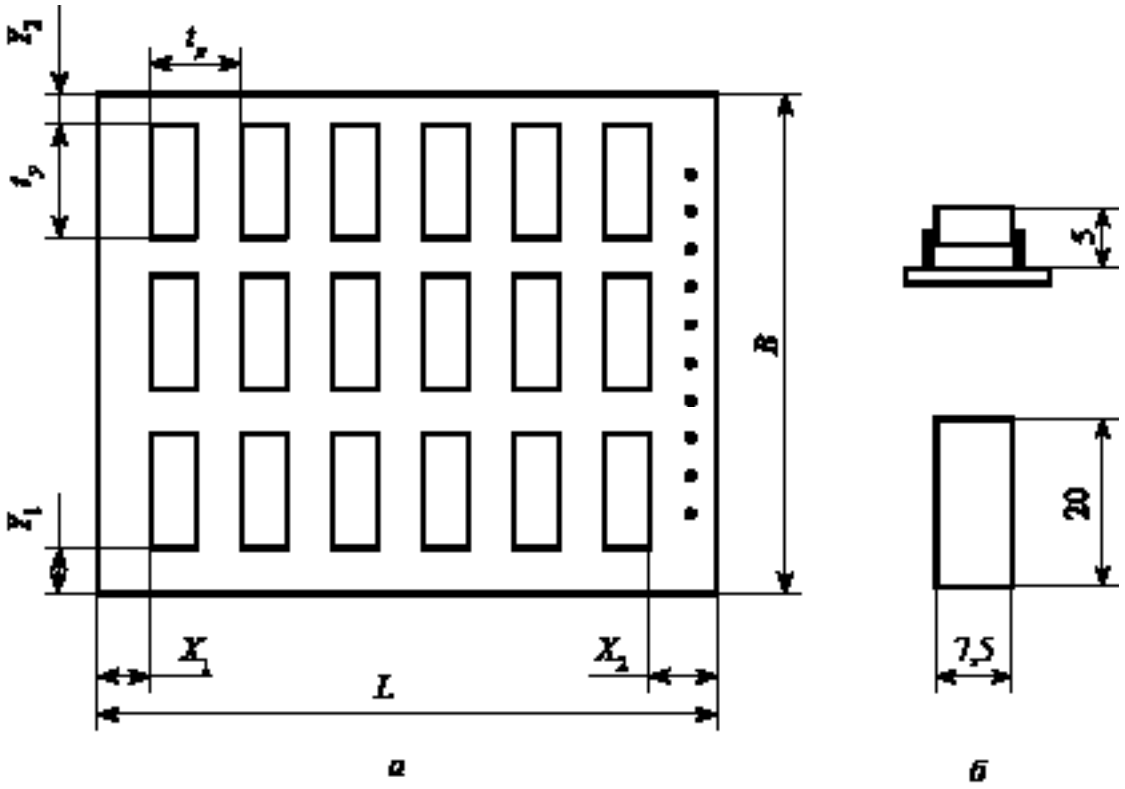
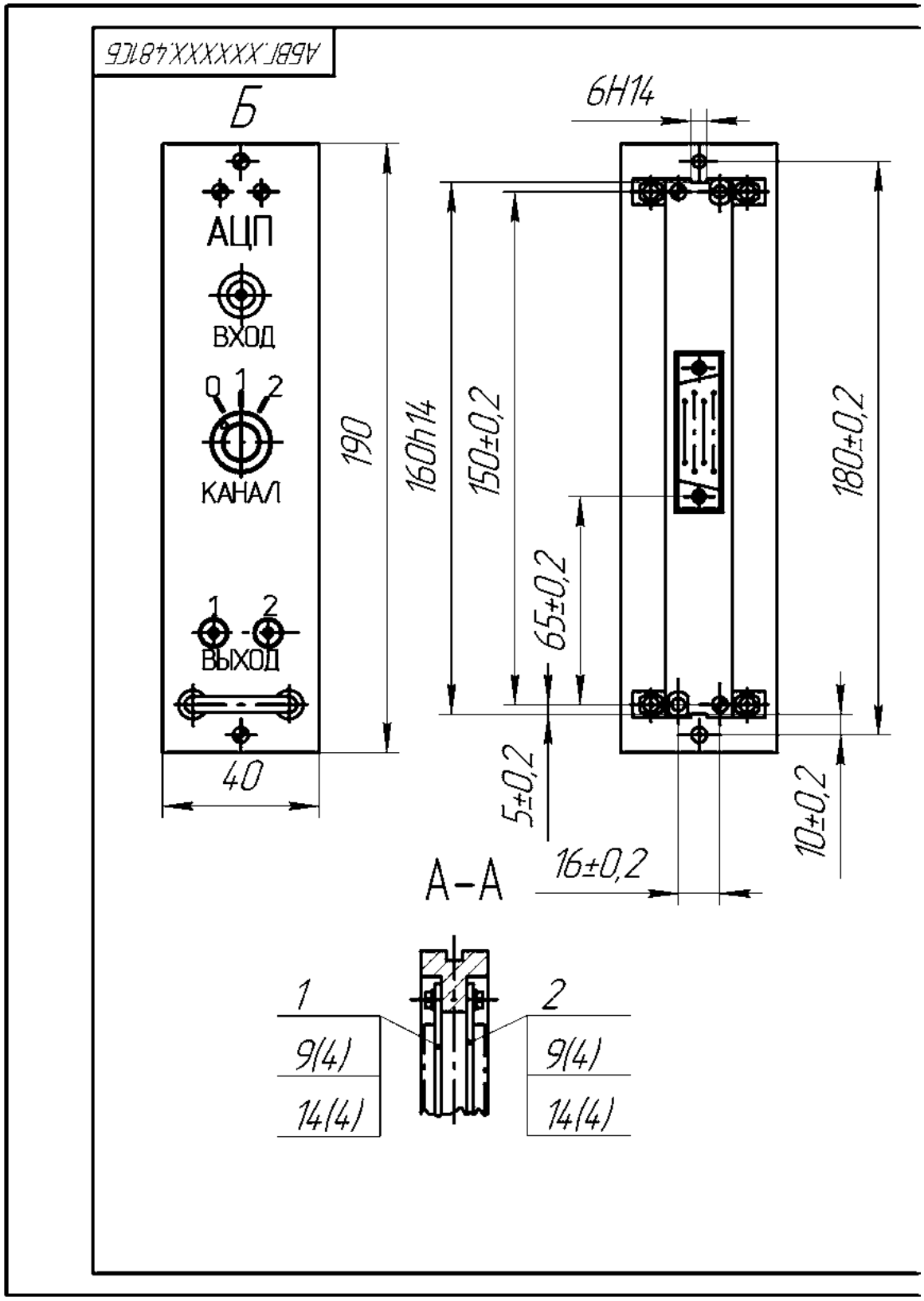


Рис. 1.5

Для каждого типа корпуса стандарт устанавливает расстояния между рядами t_x, t_y и краевые поля X_1, X_2, Y_1, Y_2 (рис. 1.5, *а*), размеры которых зависят от типа корпуса и кратны шагу координатной сетки. По стандарту основной шаг координатной сетки составляет 2,5 мм. Комплектующие элементы имеют, как правило, стандартные корпуса. На рис. 1.5, *б* приведен эскиз установ-


АБВГ.XXXXXX.481Б6
Б
АЦП
ВХОД
0 1 2
КАНАЛ
1 2
ВЫХОД
190
40
6Н14
160h14
150±0,2
65±0,2
5±0,2
180±0,2
10±0,2
16±0,2
А–А
1
9(4)
14(4)
2
9(4)
14(4)

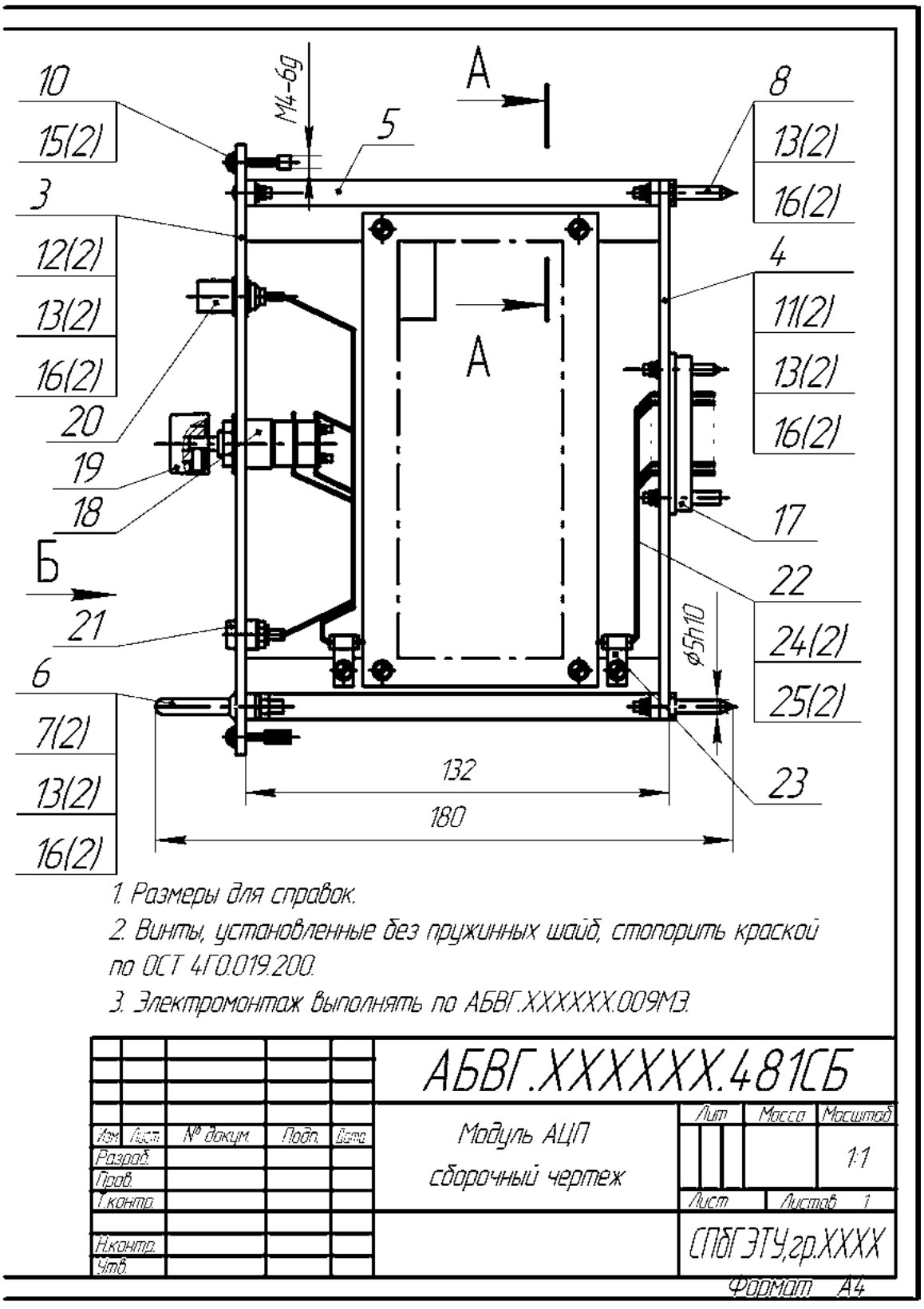

10
15(2)
3
12(2)
13(2)
16(2)
20
19
18
Б
21
6
7(2)
13(2)
16(2)
M4-6g
5
A
A
8
13(2)
16(2)
4
11(2)
13(2)
16(2)
17
22
24(2)
25(2)
23
ϕ5h10
132
180
1. Размеры для справок.
2. Винты, установленные без пружинных шайб, стопорить краской по ОСТ 4Г0.019.200.
3. Электромонтаж выполнять по АБВГ.ХХХХХХ.009МЭ.
АБВГ.ХХХХХХ.481СБ
Изм. Лист № докум. Подп. Дата
Разраб.
Пров.
Т.контр.
Н.контр.
Утв.
Модуль АЦП
сборочный чертеж
Лит
Масса
Масштаб
1:1
Лист
Листов 1
СПбГЭТУ,гр.ХХХХ
Формат А4

Рис. 1.6

ки корпуса одной из микросхем на печатной плате. Значения краевых полей, установленные стандартом для этого корпуса, составляют: $Y_1 = Y_2 = 5$ мм; $X_1 = 5…10$ мм, $X_2 = 5…30$ мм (зависит от типа соединителя). Расстояния между рядами выбирают из нормализованного стандартного ряда: $t_x = 15$; 17,5; 22,5 мм; $t_y = 22{,}5$; 25; 27,5 мм.

На печатной плате устанавливают соединители, предназначенные для печатного монтажа. Для каждого набора УТК выбраны определенные типы соединителей. В прил. 8 показаны примеры установки двух наиболее распространенных типов соединителей: СНП59-96 и ГРПМ2-30.

Печатные платы обычно изготавливают из фольгированного стеклотекстолита марки СФ-2 толщиной от 1,5 до 3 мм. Размеры плат *B* и *L* выбираются из нормализованного ряда, установленного для каждого набора УТК. Если наборы УТК не используются, то размеры платы должны быть кратны: 2,5 мм для размера, не превышающего 100 мм; 5 мм для размера свыше 100 мм и не превышающего 350 мм; 10 мм для размера свыше 350 мм и не превышающего 470 мм. Наибольшее соотношение сторон не должно превышать 3:1.

Жесткая фиксация плат крепежными деталями применяется в том случае, когда модуль содержит одну-две платы. На рис. 1.6 показан сборочный чертеж электронного модуля, в котором две платы с электроэлементами (поз. *1*, *2*) привернуты четырьмя винтами (поз. *9*), под головки которых подложены шайбы (поз. *14*). Запись в спецификацию крепежных изделий должна соответствовать требованиям стандарта (см. прил. 10). Для защиты от самоотвинчивания винтов и гаек в условиях воздействия вибрации и ударов в конструкции предусмотрено использование стопорящей краски, о чем записано в технических требованиях чертежа (рис. 1.6). С этой же целью могут быть применены пружинные разрезные шайбы (см. прил. 10). На сборочном чертеже сборочные единицы *1*, *2* могут быть показаны с упрощениями, но при этом следует наружными очертаниями показать пространство, занятое электрорадиоэлементами. В разрезе А–А видно, что толщина каркаса должна быть больше суммарной толщины плат с элементами.

В этом варианте конструкции для электрического соединения плат друг с другом, а также для соединения плат с передней и задней панелями используют жгуты, которые монтируют по чертежу для электромонтажа. Об этом делают запись в технических требованиях сборочного чертежа (рис. 1.6). Кроме того, в спецификации предусматривают специальный раздел для записи изделий, устанавливаемых по чертежу для электромонтажа.

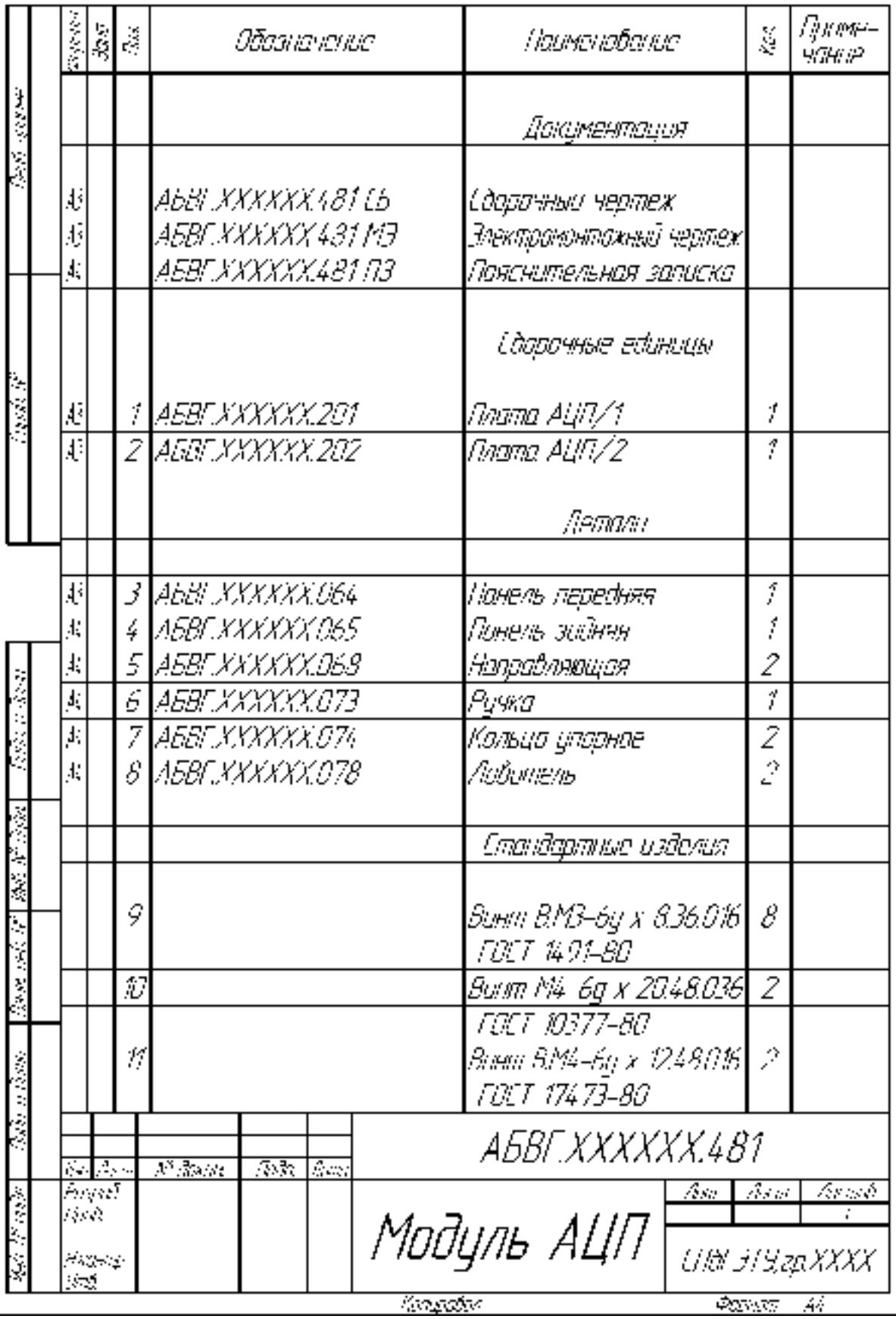
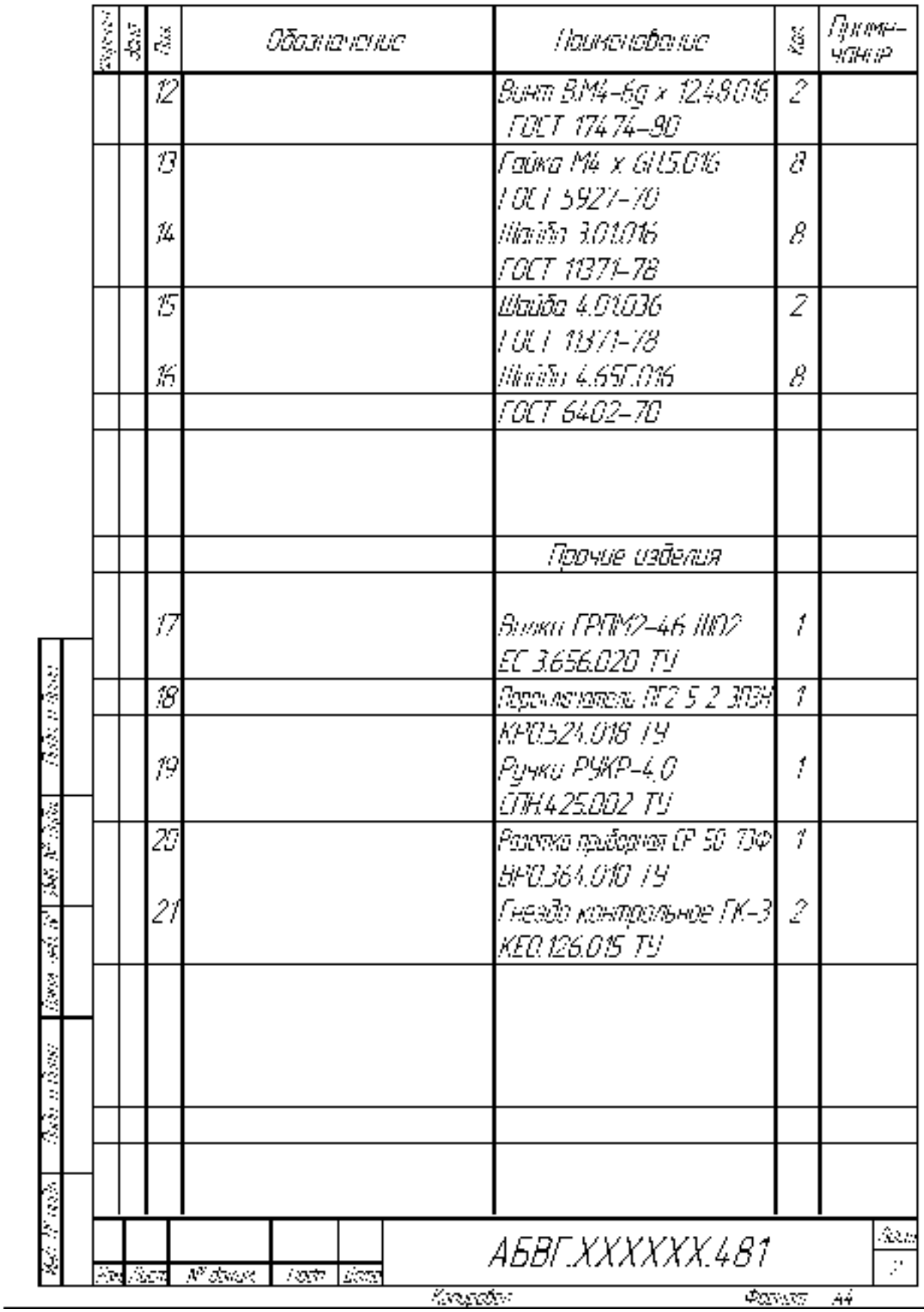

Обозначение
Наименование
Кол.
Примечание
Документация
АБВГ.XXXXXX.481 СБ
Сборочный чертеж
АБВГ.XXXXXX.431 МЭ
Электромонтажный чертеж
АБВГ.XXXXXX.481 ПЗ
Пояснительная записка
Сборочные единицы
1 АБВГ.XXXXXX.201 Плата АЦП/1 1
2 АБВГ.XXXXXX.202 Плата АЦП/2 1
Детали
3 АБВГ.XXXXXX.064 Панель передняя 1
4 АБВГ.XXXXXX.065 Панель задняя 1
5 АБВГ.XXXXXX.069 Направляющая 2
6 АБВГ.XXXXXX.073 Ручка 1
7 АБВГ.XXXXXX.074 Кольцо упорное 2
8 АБВГ.XXXXXX.078 Лобзик 2
Стандартные изделия
9 Винт В.М3-6g x 8.36.016 ГОСТ 1491-80 8
10 Винт М4-6g x 20.48.036 2
11 ГОСТ 10377-80 Винт В.М4-6g x 12.49.016 ГОСТ 17473-80 ?
АБВГ.XXXXXX.481
Модуль АЦП
Лит.
Масса
Масштаб
1
Копировал
Формат А4

Рис. 1.7

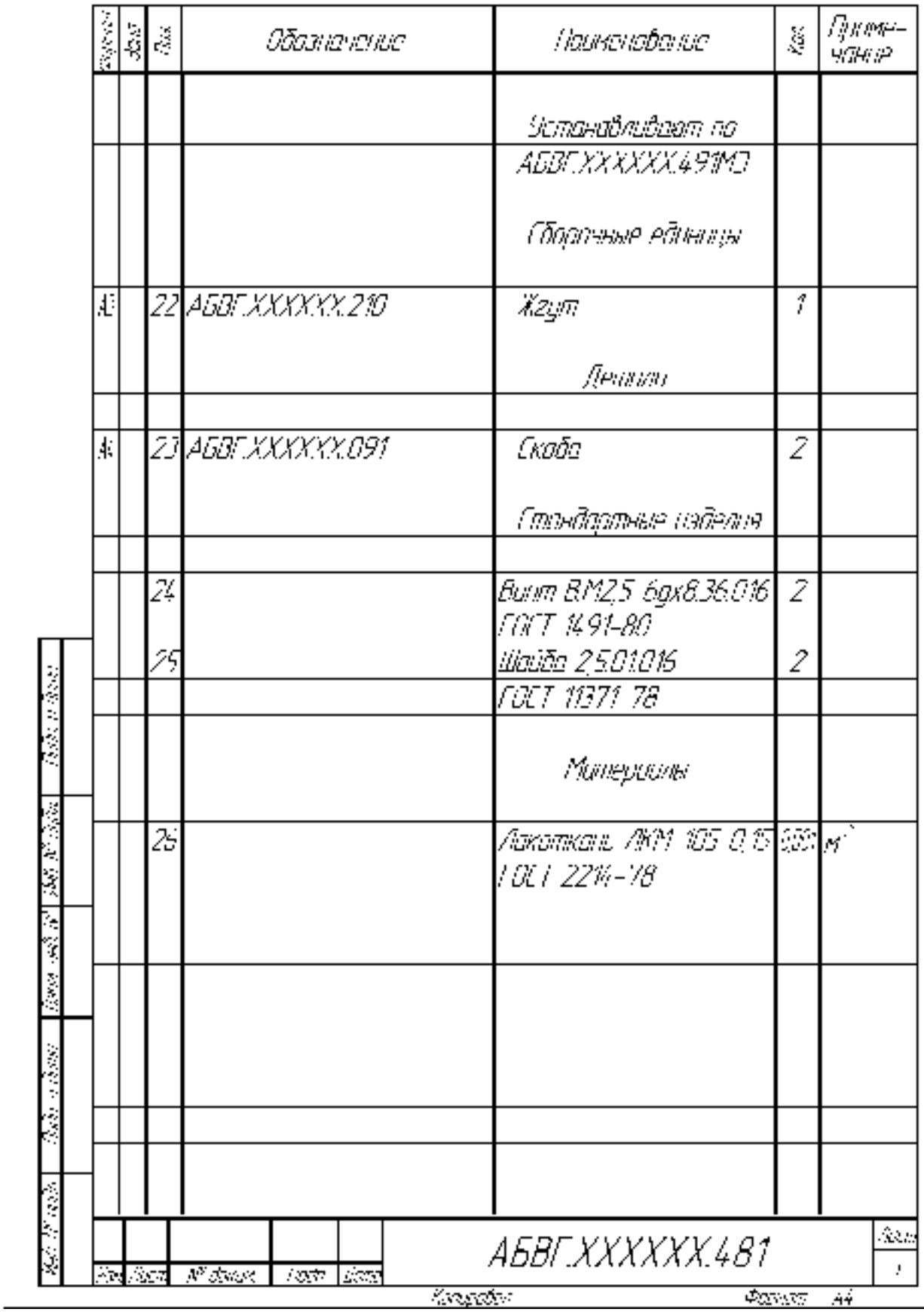


Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		12		Винт В.М4-6g x 12.48.016 ГОСТ 17474-80	2	
		13		Гайка М4 x 6П.5.016 ГОСТ 5927-70	8	
		14		Шайба 3.01.016 ГОСТ 11371-78	8	
		15		Шайба 4.01.036 ГОСТ 11371-78	2	
		16		Шайба 4.65Г.016 ГОСТ 6402-70	8	
				Прочие изделия		
		17		Вилки ГРПМ2-46 ШО2 ЕС 3.656.020 ТУ	1	
		18		Переключатель ПГ2 5 2 ЗПЗН КР0.524.018 ТУ	1	
		19		Ручки РУКР-4.0 СПН.425.002 ТУ	1	
		20		Розетка приборная СР 50 ТЭФ ВР0.364.010 ТУ	1	
		21		Гнездо контрольное ГК-3 КЕ0.126.015 ТУ	2	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	АБВГ.XXXXXX.481	Лист 2

Копировал Формат А4

Рис. 1.8



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Устанавливают по		
				АБВГ.XXXXXX.491МЭ		
				Сборочные единицы		
А3		22	АБВГ.XXXXXX.210	Жгут	1	
				Детали		
А4		23	АБВГ.XXXXXX.091	Скоба	2	
				Стандартные изделия		
		24		Винт В.М2,5 6gx8.36.016 ГОСТ 1491-80	2	
		25		Шайба 2,5.01.016 ГОСТ 11371-78	2	
				Материалы		
		26		Лакоткань ЛКМ 105 0,15 ГОСТ 2214-78	0,001	м²

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	АБВГ.XXXXXX.481	Лист 1

Копировал Формат А4

Рис. 1.9

Электрический соединитель (поз. *17*, рис. 1.6), предназначенный для внешних связей, может быть общим для обеих плат и установлен на задней панели модуля. Можно установить внешний соединитель на каждую печатную плату.

В спецификации сборочного чертежа (рис. 1.7, 1.8, 1.9) все элементы модуля должны быть сгруппированы по разделам, следующим в определенном порядке:

- ♦ документация;
- ♦ сборочные единицы;
- ♦ детали;
- ♦ стандартные изделия;
- ♦ прочие изделия.

1.4. Передняя панель

Размещение элементов. На передней панели располагаются ручки, элементы маркировки, а также устройства для отображения информации, контроля, сигнализации, регулирования и фиксации. Установку унифицированных устройств и разметку передней панели следует производить в соответствии с технической документацией на эти устройства.

На рис. 1.10 приведен чертеж передней панели модуля. На передней панели установлены держатель светодиода, микротумблер, контрольное гнездо и ручка, которая одновременно служит для соединения деталей каркаса. Маркировка модуля выполнена надписью “АЦП”, нанесенной методом офсетной печати.

Типовые способы размещения изделий, устанавливаемых на передней панели, показаны в прил. 9. Здесь представлены наиболее распространенные способы установки ручек. Размеры ручек могут варьироваться в зависимости от размеров передней панели; для узкой передней панели (менее 50 мм) целесообразно использовать пластмассовую ручку (показана справа).

Габаритный и установочный чертежи для одного из переключателей (типа ПГ2-5-П-ЗП4Н), переменного резистора СП4, держателя светодиода, контрольного гнезда и приборной розетки показаны в прил. 9. Там же даны фрагменты чертежей, поясняющие закрепление ручки переключателя и переменного резистора.

Типовые конструкции лицевой панели делятся на две группы: к первой группе относятся панели, несущие только информационную нагрузку; ко

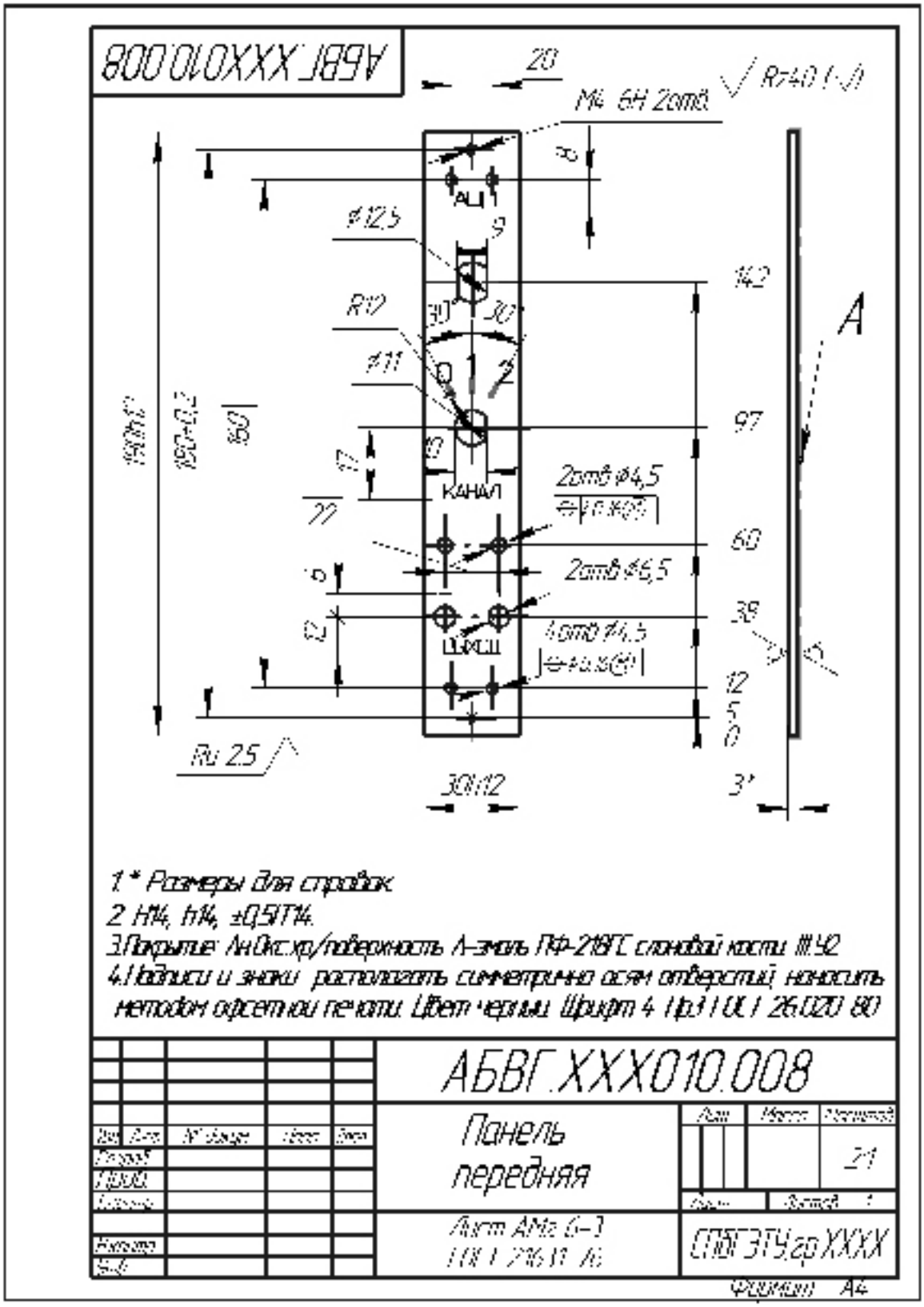

АБВГ.XXX010.008
20
M4 6H 2отв.
R=40 (-)
ALI
ø12,5
9
142
R12
30
30
A
ø11
97
КАНАЛ
2отв ø4,5
60
2отв ø6,5
38
4отв ø4,5
12
5
0
Ru 2,5
30h12
3
1.* Размеры для справок.
2. H14, h14, ±0,5IT14.
3.Покрытие: Ан.Окс.хр/поверхность А-эмаль ПФ-218ГС слоновой кости III.92
4.Надписи и знаки располагать симметрично осям отверстий, наносить методом офсетной печати. Цвет черный. Шрифт 4 Пр3 ГОСТ 26.020-80
АБВГ.XXX010.008
Панель передняя
21
СПбГЭТУ.гр XXXX
Формат А4

Рис. 1.10

второй группе можно отнести панели, призванные обеспечить механическую прочность и жесткость закрепления элементов. Конструкции первой группы представляют собой плоские окрашенные штампованные детали толщиной 1...2 мм с надписями. В конструкциях второй группы либо увеличивают толщину, оставляя плоскую форму, либо изготавливают панель в виде полой детали или литой рамы. Для упрощения технологического процесса нанесения надписей конструкцию лицевой панели иногда усложняют, включая в ее состав две детали: жесткую несущую конструкцию и тонкую окрашенную панель с надписями.

Правила нанесения надписей устанавливает ГОСТ 2.109–72. На рис. 1.10 показан пример записи технических требований к нанесению надписей и покрытия. Основные виды покрытий и примеры их записи в технических требованиях чертежа приведены в прил. 4.

Присоединительные размеры лицевой панели должны быть выполнены с точностью, которая обеспечивает установку всех элементов и соединение самой панели с каркасом в соответствии с требованиями сборочного чертежа. К присоединительным размерам относятся размеры отверстий, предназначенных для установки различных изделий, и расстояния между центрами отверстий, используемых для установки одного и того же изделия. На лицевой панели (рис. 1.10) предусмотрены отверстия для установки держателя светодиода, микротумблера, ручки, контрольных гнезд и крепежных винтов.

Поскольку большинство электроэлементов, устанавливаемых на лицевой панели, имеют на наружной поверхности резьбу и крепятся гайками, то диаметры сквозных отверстий выбирают из стандартного ряда, существующего для каждого диаметра резьбы. Для некоторых диаметров резьб диаметры сквозных отверстий приведены в прил. 7; для комплектующих изделий они указаны как установочные в прил. 9. Предельные отклонения между центрами связанных отверстий должны быть рассчитаны по ГОСТ 14140–81 и нанесены на чертеже по ГОСТ 2.308–82 (см. прил. 7). На рис. 1.10 межосевые расстояния указаны с позиционными допусками.

Точность несопрягаемых размеров определяется требованиями технологичности конструкции (см. прил. 3). Конструкция передней панели, изображенной на рис. 1.10, технологична для обработки резанием. В соответствии с этим выбраны также марка и сортамент материала: лист АМг6 толщиной 3 мм.

1.5. Задняя панель

Размещение элементов. На задней панели (рис. 1.11) размещают вилки соединителей врубного типа для подачи внешних электрических сигналов и электропитания. Здесь же закрепляют направляющие штыри-ловители, кодовые штыри и другие элементы (см. рис. 1.6). Установка внешних соединителей и разметка задней панели должны соответствовать требованиям технической документации на данный тип соединителя.

Существуют различные варианты конструкции штыря-ловителя, позволяющие использовать штырь не только как направляющую, но и для соединения деталей каркаса. Модуль, изображенный на рис. 1.6, имеет 3 направляющие для установки в другом модуле: первой направляющей служат верхняя и нижняя поверхности детали (поз. *5*), второй – штыри (поз. *8*) и третьей – штыри соединителя (поз. *17*). Для выполнения роли промежуточной направляющей штыри-ловители должны выступать по длине на 3...5 мм за габарит соединителя, чтобы раньше него войти в отверстие стенки корпуса, на которой установлена розетка. В этом случае коническая поверхность штыря-ловителя обеспечит центровку взаимного расположения вилки и розетки соединителя. В момент контакта штыри-ловители испытывают значительную нагрузку, и поэтому необходимо увеличить площадь сечения вблизи вершины конуса за счет радиуса закругления.

Конструкция задней панели должна обеспечивать высокие прочность и жесткость, так как при монтаже и демонтаже модуля в конструкции более высокого уровня сложности могут возникать значительные усилия. Толщина задней панели составляет обычно 1,5...5 мм и зависит от размеров модуля и технологии изготовления (штамповка, обработка резанием). Свободные несопрягаемые размеры должны иметь средний для способа обработки материала квалитет точности (см. прил. 3).

Присоединительные размеры детали обеспечивают необходимую точность для установки соединителя, штырей-ловителей и для соединения задней панели с каркасом модуля. Точность размеров и взаимного расположения отверстий под штыри-ловители выбирается по ГОСТ 14140–81 (см. прил. 7).

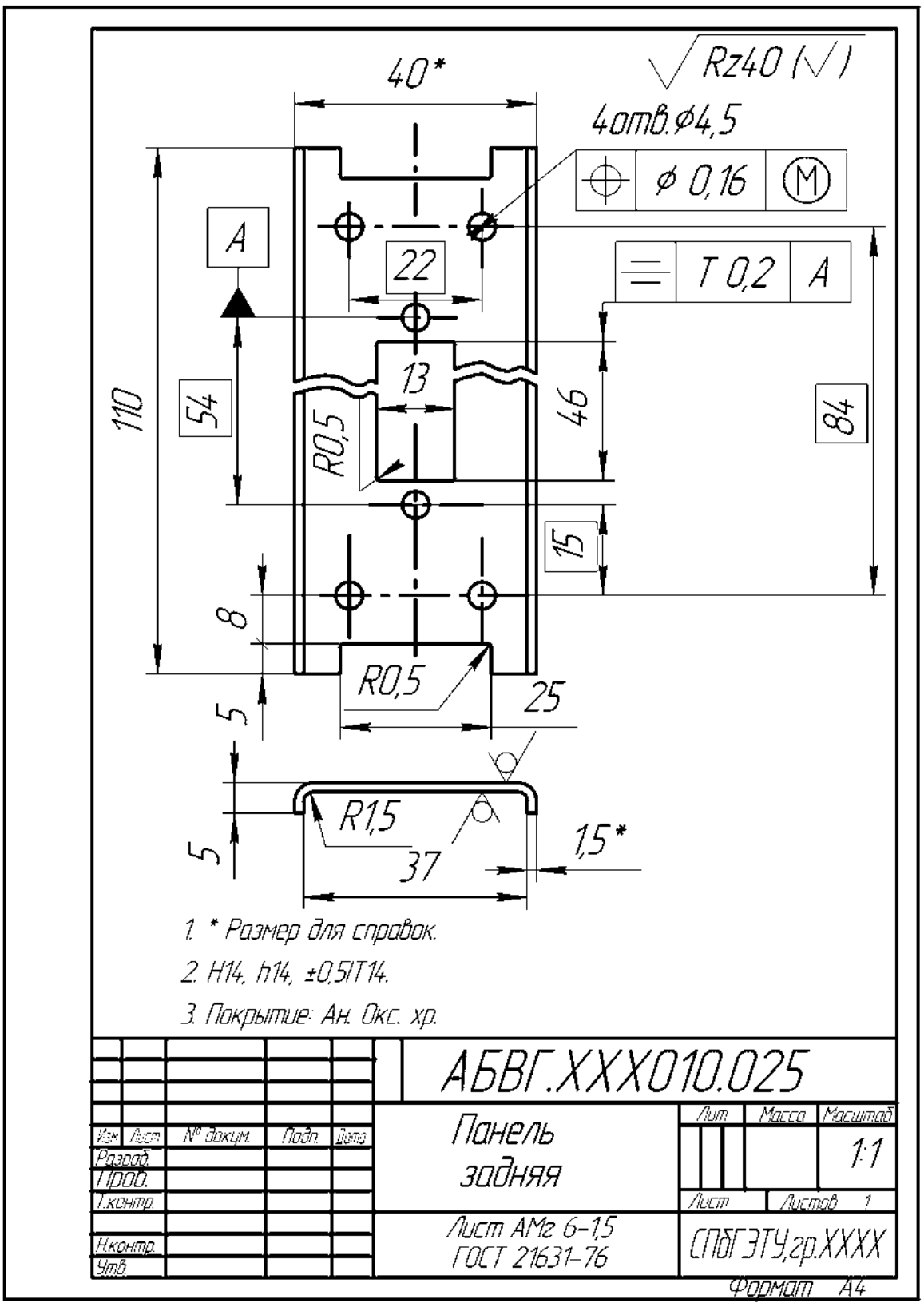

40*
Rz40 (√)
4отв.ø4,5
ø 0,16 M
A
22
T 0,2 A
110
54
13
R0,5
46
84
15
8
R0,5
25
5
R1,5
1,5*
37
5
1. * Размер для справок.
2. H14, h14, ±0,5IT14.
3. Покрытие: Ан. Окс. хр.
АБВГ.XXX010.025
Панель задняя
Лит
Масса
Масштаб
1:1
Лист
Листов 1
Изм Лист № докум. Подп. Дата
Разраб.
Пров.
Т.контр.
Н.контр.
Утв.
Лист АМг 6-1,5 ГОСТ 21631-76
СПбГЭТУ,гр.XXXX
Формат А4

Рис. 1.11

2. АНАЛИЗ ПРОЧНОСТИ И ЖЕСТКОСТИ НК ПРИ СТАТИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

2.1. Расчетные схемы

Для построения расчетной схемы необходимо перейти от реального объекта к формализованной модели. Обычно этот переход осуществляется в следующем порядке:

♦ выбирается геометрически неизменяемое положение исследуемого объекта (ИО);

♦ формализуется форма ИО;

♦ формализуется способ закрепления ИО;

♦ формализуются внешние воздействия и определяются опорные реакции;

♦ формализуются свойства материала ИО.

В качестве ИО обычно выбирают наименее прочные элементы конструк-

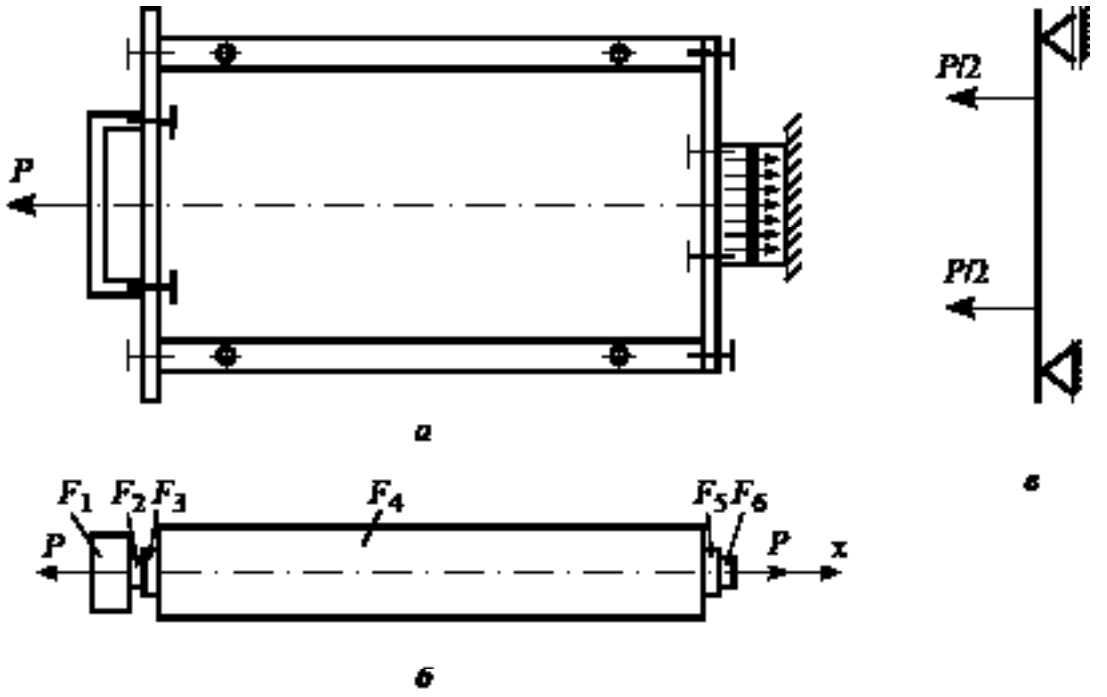


Рис. 2.1

ции. Это элементы, к которым непосредственно приложены внешние воздействия, элементы с минимальной жесткостью, изготовленные из относительно “непрочных” материалов (пластмассы, цветные металлы и сплавы).

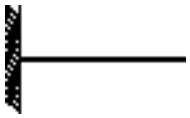
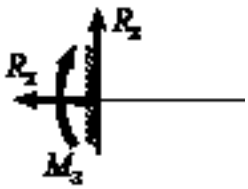
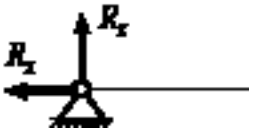
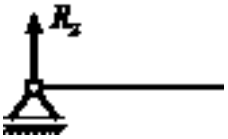
Из множества геометрически неизменяемых положений ИО в конструкции на расчетной схеме фиксируют такое, при котором на ИО воздействуют наибольшие внешние нагрузки. На рис. 2.1, *а* показано геометрически неизме-

няемое положение НК электронного модуля в момент его извлечения из блока. При этом сила P, приложенная к ручке, преодолевает силу сцепления контактов в соединителе. Под действием этой силы одни элементы НК будут растягиваться, а другие, например передняя и задняя панели, будут изгибаться. На рис. 2.1, *б* показана расчетная схема НК, учитывающая только деформацию растяжения ее элементов, а на рис. 2.1, *в* – расчетная схема передней панели, учитывающая только деформацию ее изгиба.

Формализация формы сводится к замене реальной формы ИО простейшими геометрическими примитивами – стержнями, пластинами и оболочками. Для элементов НК наиболее простой и распространенной формой является призматический стержень. В процессе формализации необходимо задать форму и размеры поперечного сечения и распределение их по длине стержня. На рис. 2.1, *б* НК модуля представлена в виде стержня переменного сечения, состоящего из ручки сечением F_1, соединительных винтов сечениями F_2, F_3, F_5, и F_6, направляющих сечением F_4. На рис. 2.1, *а* передняя панель на расчетной схеме представлена в виде стержня с постоянной по длине толщиной.

Неподвижность ИО в геометрически неизменяемом положении обеспечивается его закреплением в опорных устройствах. Наиболее часто используемые при построении расчетных схем опорные устройства представлены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Способ закрепления	Графическое обозначение	Опорные реакции	Число связей
Заделка			3
Неподвижный шарнир			2
Подвижный шарнир			1

При выборе способа закрепления следует помнить, что подвижный шарнир допускает поворот ИО относительно центра шарнира (оси y) и линейное перемещение вдоль оси x, препятствуя лишь перемещению вдоль оси z. Не-

подвижный шарнир допускает поворот ИО, но запрещает его линейные перемещения. Заделка запрещает как линейные перемещения, так и поворот ИО. В приведенной на рис. 2.1, *в* расчетной схеме опоры выбраны с учетом возможных перемещений (линейных и угловых) передней панели модуля.

При формализации на расчетной схеме внешних усилий последние могут быть представлены либо как сосредоточенные силы и моменты, либо как распределенные по длине, площади или объему. Замена распределенных сил сосредоточенной равнодействующей возможна в том случае, когда зона (площадь) приложения внешних сил существенно меньше размеров всего тела.

Опорные реакции вместе с заданными внешними усилиями являются внешними для данного тела силами.

Все внешние усилия должны быть приведены к оси стержня. Силу можно переносить параллельно самой себе в любую точку, уравновешивая этот перенос соответствующим моментом силы.

Формализация свойств материалов, из которых изготовлены элементы НК, сводится к тому, что все материалы считаются упруго деформируемыми, однородными, изотропными и сплошными.

2.2. Осевое растяжение (сжатие)

Осевое растяжение (сжатие) реализуется в случае, когда все внешние силы действуют вдоль оси стержня (рис. 2.2). В каждом поперечном сечении отлично от нуля только одно внутреннее усилие – нормальная сила *N*.

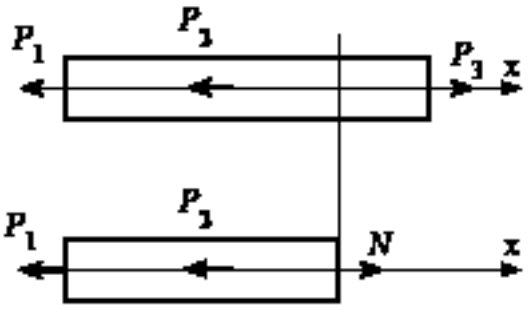


Рис. 2.2

Для однородного стержня внутренние силы распределены по сечению равномерно. При этом нормальное напряжение σ_x для всех точек стержня будет одним и тем же: $\sigma_x = N/F$, где F – площадь поперечного сечения стержня.

Условие прочности при растяжении имеет вид $\sigma_{x\,\max} = |N|_{\max} / F \le [\sigma]$, где $|N|_{\max}$ находится из эпюра нормальных сил; $[\sigma] = \sigma_{оп}/k_з$ – допускаемое напряжение ($\sigma_{оп}$ – опасное напряжение, $k_з$ – коэффициент запаса прочности).

В качестве опасного напряжения для данного материала в зависимости от нежелательных последствий принимают либо предел прочности $\sigma_в$, либо предел текучести $\sigma_т$, либо предел упругости $\sigma_у$.

На стадии проектирования конструкции, когда размеры элементов должны быть определены непосредственно из требования прочности, значением $k_з$ задаются заранее в диапазоне от 1,5 до 3. При проверочном расчете, когда раз-

меры элементов конструкции известны, определяется фактический коэффициент запаса прочности по формуле $k_з = \sigma_{оп} / \sigma_{x\,max}$.

Под действием внешн$\Delta l = \sum_{i=1}^{k} \frac{N_i l_i}{E_i F_i}$, жень деформируется. Его абсолютное удлинение (укорочение) Δl с я по закону Гука: $\Delta l = Nl/EF$, где l – первоначальная длина стержня; E – модуль нормальной упругости материала.

Для составного стержня, содержащего k участков, полное удлинение вычисляется по формуле

где i – номер грузового участка; N_i – среднее значение нормальной силы на i-м участке.

Условие жесткости записывается в виде $\Delta l_{max} \le [l]$, где Δl_{max} – максимальное удлинение стержня вдоль его оси; $[l]$ – допускаемая деформация стержня, которая либо выбирается из конструкторских соображений, либо принимается равной 1 % от длины стержня.

При определении прочности и жесткости модуля РЭА следует:

1) изобразить упрощенную схему модуля;

2) построить расчетную модель модуля в виде составного стержня;

3) построить эпюры N и σ_x для составного стержня (см. рис. 2.1);

4) определить $\sigma_{x\,max}$ и $[\sigma]$ для каждого участка;

5) проверить, выполняется ли условие прочности для каждого участка и стержня в целом;

6) рассчитать удлинение Δl каждого участка стержня;

7) проверить, выполняется ли условие жесткости. Допускаемую деформа-

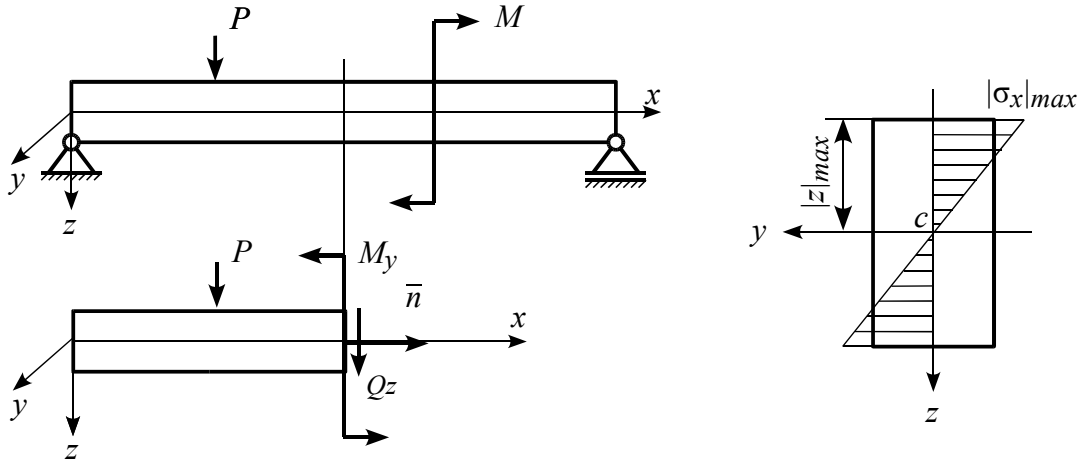


Рис. 2.3

цию стержня $[l]$ принять равной 1 % от полной длины стержня.

2.3. Плоский поперечный изгиб

При плоском поперечном изгибе, когда плоскость нагружения совмещена

с плоскостью $x0z$, в поперечных сечениях стержня отличны от нуля перерезывающая сила Q_z и изгибающий момент M_y (рис. 2.3).

Нормальные напряжения σ_x вычисляются по формуле $\sigma_x = M_y \cdot z / J_y$, где J_y – осевой момент инерции поперечного сечения относительно оси y; z – координата точки, в которой определяется напряжение. Для прямоугольного сечения $J_y = bh^3/12$, для круглого сечения $J_y = \pi r^4/4$. Здесь b – ширина сечения в направлении оси y, h – высота сечения в направлении оси z.

$$\sigma_x = M_y / W_y, \quad W_y = J_y / |z|_{\max},$$

Нормальное напряжение по высоте поперечного сечения изменяется по линейному закону, достигая наибольшего по модулю значения в точке, наиболее удаленной от оси y (рис. 2.3). Максимальные напряжения определяются при $z = |z|_{\max}$: $\sigma_{x\max} = |M_y|_{\max} / W_y = [\sigma]$, где W_y – момент сопротивления поперечного сечения при изгибе. Для прямоугольного поперечного сечения $W_y = bh^2/6$, для круглого поперечного сечения $W_y = \pi r^3/4$.

При плоском поперечном изгибе вследствие того, что $Q_z \neq 0$, возникают и касательные напряжения τ_{xz}, которые вычисляются по формуле Журавского. Касательные напряжения изменяются по высоте сечения по закону параболы, достигая наибольшего значения на уровне центра тяжести сечения.

Прочность элементов конструкции, претерпевающих плоский поперечный изгиб, на практике обычно оценивается по нормальным напряжениям σ_x. Условие прочности имеет вид $\sigma_{x\max} = |M_y|_{\max} / W_y = [\sigma]$, где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение при изгибе.

При изгибе стержень деформируется и его точки перемещаются в плоскости $x0z$. В инженерных расчетах для характеристики упругих перемещений стержня используют две величины: прогиб w – перемещение точек оси стержня в плоскости нагружения и угол поворота поперечного сечения θ.

Прогиб и угол поворота связаны соотношением $\theta = -dw/dx$.

Для определения θ и w в используется дифференциальное уравнение изогнутой оси стержня

$$\frac{d^2w}{dx^2} = \frac{M_y}{EJ_y}.$$

Это уравнение является точным для чистого изгиба, однако в практических расчетах его распространяют и на плоский поперечный изгиб. Возникающая при этом погрешность тем меньше, чем лучше выполняется соотношение $h/l << 1$, где l – длина стержня; h – размер поперечного сечения в направлении оси z.

Жесткость изогнутого стержня оценивается значением его максимального прогиба w_{max}. Условие жесткости имеет вид $|w|_{max} \le [w]$, где $[w]$ – допускаемый прогиб.

Прогиб стержня можно определить, воспользовавшись, например, методом начальных параметров. Суть этого метода заключается в следующем.

Рассмотрим расчетную схему конструкции в виде стержня, закрепленного двумя опорами на неподвижном основании.

Под действием силы P ось стержня искривляется. Предполагаем, что перемещения точек оси стержня невелики, и поэтому допустимо считать, что точки оси стержня перемещаются перпендикулярно первоначально недеформированной оси стержня, а сечения стержня, оставаясь плоскими, поворачиваются.

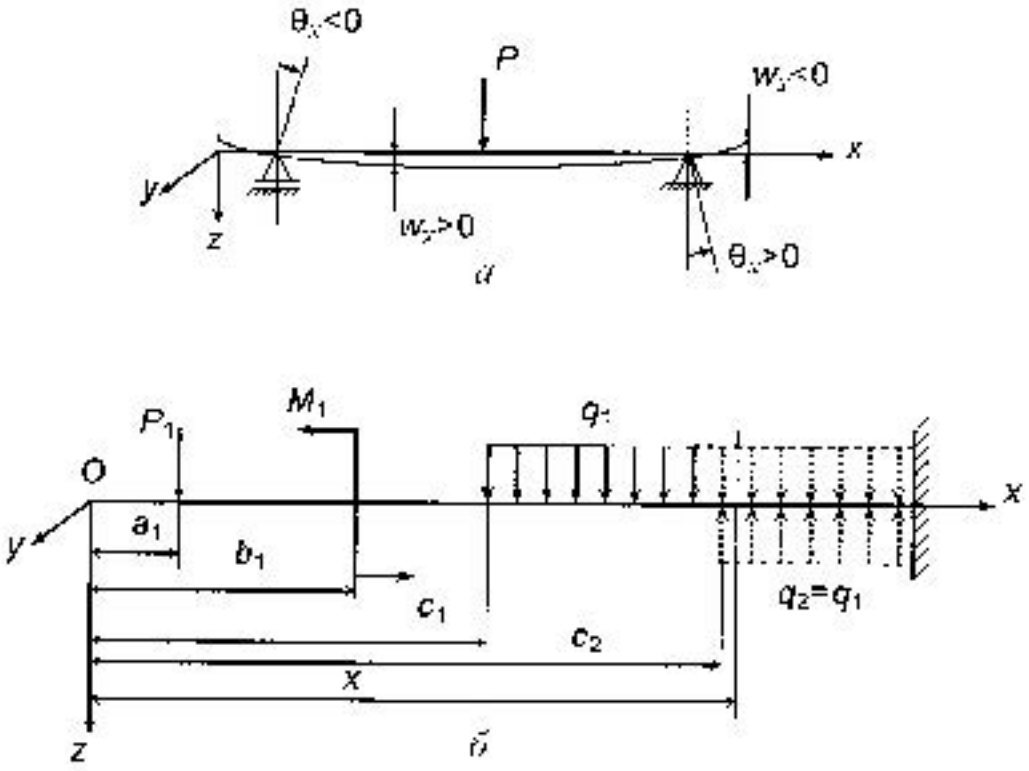


Рис. 2.4

Выберем оси координат. Начало координат расположим в крайнем левом сечении стержня. Ось x направим вдоль оси стержня, ось z – перпендикулярно оси x вниз, а ось y проведем так, чтобы система координатных осей оказалась правой (рис. 2.4, *а*).

Обозначим перемещение центра тяжести поперечного сечения с координатой x через w, а угол поворота сечения – через θ. Угол поворота сечения

(рис. 2.4, *а*) – это угол между перпендикулярами к недеформированной и изогнутой осям стержня.

Сформулируем правило знаков для перемещений.

Линейное перемещение (прогиб) $w > 0$, если оно происходит в положительном направлении оси z, а угол поворота сечения $\theta > 0$, если поперечное сечение поворачивается относительно своего первоначального положения против направления вращения часовой стрелки.

$$w = w_0 - \theta_0 x + \sum_{k=0} \frac{P_k (x - a_k)^3}{6EJ_y} + \sum_{i=0} \frac{M_i (x - b_i)^2}{2EJ_y} + \sum_{j=0} \frac{q_j (x - c_j)^4}{24EJ_y},$$

$$\theta = \theta_0 + \sum_{k=0} \frac{P_k (x - a_k)^2}{2EJ_y} + \sum_{i=0} \frac{M_i (x - b_i)}{EJ_y} + \sum_{j=0} \frac{q_j (x - c_j)^3}{6EJ_y}.$$

Формулы для подсчета перемещений по методу начальных параметров при любом числе грузовых участков стержня записываются в виде

При определении перемещений нужно учитывать следующее:

1. Начало координат расположено в крайнем левом сечении стержня и ось z направлена вниз.

2. a_k, b_i, c_j – расстояния от начала координат до соответствующего силового воздействия P_k, M_i, q_j.

3. Знаки каждого из слагаемых, стоящих под знаками суммы, соответствуют направлению внешних воздействий P_k, q_j вдоль оси z (вниз), а моментов M_i против направления вращения часовой стрелки.

4. Нагрузка интенсивностью q_j не должна изменяться до конца стержня. Если же нагрузка q_j распределена на части стержня так, что сечение, где она заканчивается, не конечное сечение стержня, то в формулах, приведенных ранее, последнее слагаемое распространяет эту нагрузку до конца стержня на той его части, где этой нагрузки нет.

Для того чтобы не изменить значение прогиба, необходимо приложить на этой части стержня такую же нагрузку интенсивностью q_j, но обратного направления, и учесть ее при определении перемещений.

5. Начальные параметры w_0 (прогиб в начале координат) и θ_0 (угол поворота сечения в начале координат) определяют из граничных условий (условий закрепления стержня).

6. При фиксированном x учитывают только те слагаемые, в которых a_k, b_i, c_j меньше координаты x сечения, перемещения которого определяют.

Наиболее опасна деформация изгиба для печатной платы с расположен-

ными на ней микросхемами, поэтому проверку на прочность и жесткость при изгибе следует проводить именно для печатной платы. Начать следует с построения расчетной схемы.

В рабочем положении модуль располагается вертикально (рис. 2.5, *а*).

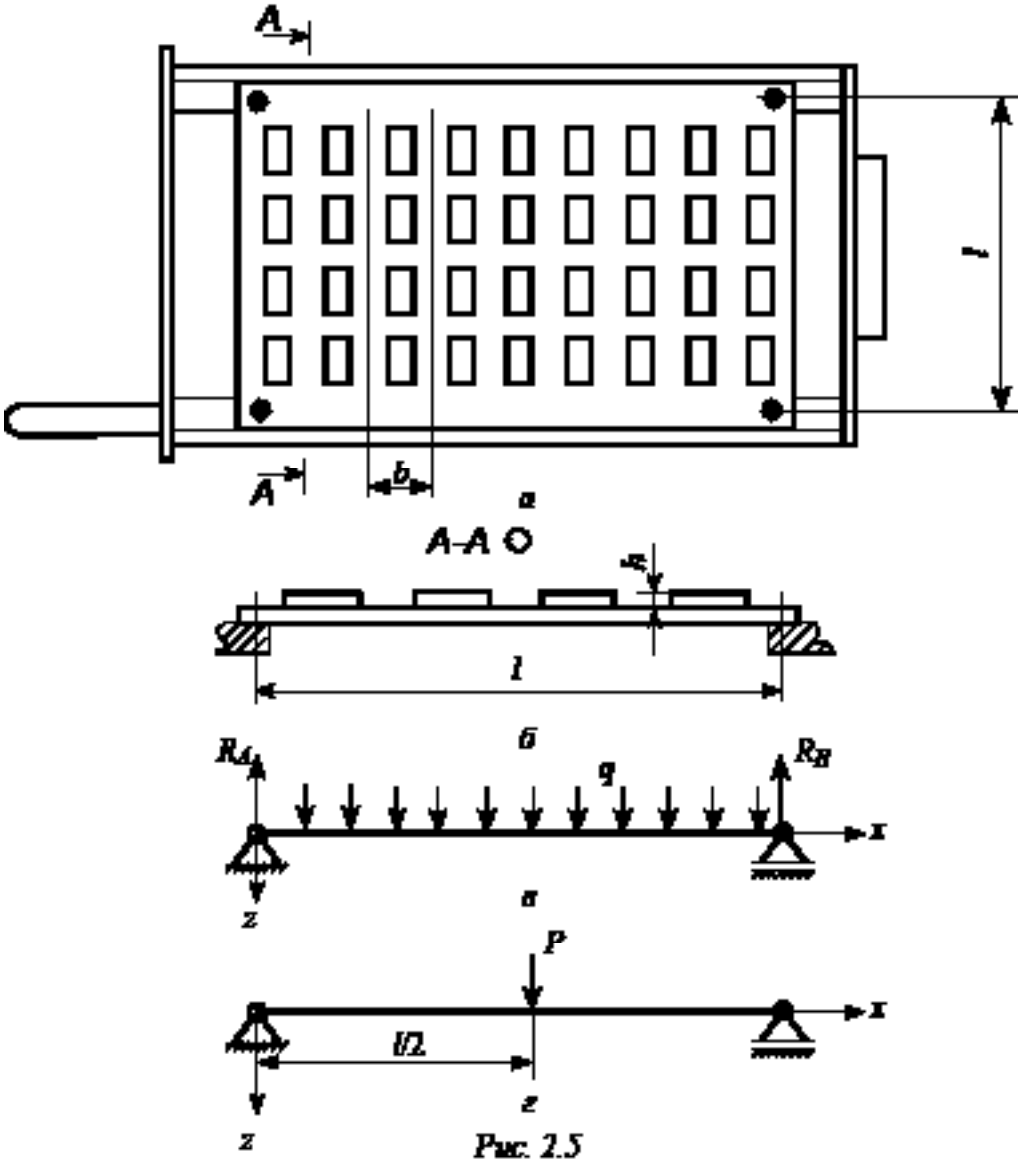


Рис. 2.5

При ремонте и транспортировке модуль может находиться в горизонтальном положении. В этом случае плата имеет наименьшую жесткость, так как прогибается под действием веса микросхем и собственного веса. Расчетная схема и построена для этого случая.

Перпендикулярно краям платы, опирающимся на направляющие модуля, мысленно выделяем полоску шириной $b = t_x = 17{,}5$ мм и размещаем ее горизонтально в виде стержня (рис. 2.5, *б*). Концы платы могут перемещаться вдоль оси *x*, поэтому на расчетной схеме (рис. 2.5, *в*) принимаем шарнирное закрепление ее концов.

Плата в плоскости *x*0*z* нагружена собственным весом и весом микросхем. Возможно несколько вариантов формализации внешней нагрузки. Наиболее близкий к действительности вариант приведен на рис. 2.5, *в*, где нагрузка интенсивностью q распределена равномерно по длине платы. В более жестком случае (рис. 2.5, *г*) вся нагрузка P сосредоточена в точке посередине платы.

Рассмотрим схему с распределенной нагрузкой и определим интенсивность q распределенной нагрузки.

Число микросхем $N_{мс}$, которые можно расположить на длине l с учетом двух краевых полей $X_1 = X_2 = \Delta X = 5$ мм, можно определить по формуле $N_{мс} = (l - 2\,\Delta X)/t_y$, где $t_y = 27{,}5$ мм – стандартный шаг установки микросхем 155-й серии. Полученное значение следует округлить до меньшего целого.

Интенсивность нагрузки $q = Mg/l$, где M – суммарная масса полоски печатной платы и расположенных на ней микросхем, $g = 9{,}81$ м/с^2.

Далее следует проверить, выполняются ли условия прочности и жесткости (см. ранее). При проверке последнего условия принять $[w] = 0{,}01l$. Если хотя бы одно из условий не выполняется, необходимо изменить конструкцию модуля (увеличить толщину платы, ввести дополнительное ребро жесткости и т. п.) и повторить проверку.

3. АНАЛИЗ ПРОЧНОСТИ И ЖЕСТКОСТИ НК ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

3.1. Условия прочности и жесткости

При воздействии на НК переменных внешних воздействий в виде вибрации, ударов, ускорения в элементах конструкции возникают динамические напряжения. При динамической нагрузке разрушение происходит быстрее, чем при статической, и зависит от числа циклов нагружения и амплитудного пикового значения напряжения. Причиной разрушения является циклическая (прямая и обратная) пластическая деформация кристалов, вызывающая “усталость” материала.

Основные характеристики цикла нагружения: значения σ_{max}, σ_{min} и коэффициент асимметрии $r = \sigma_{max}/\sigma_{min}$. Для симметричного цикла $r = -1$. Наибольшее значение максимального напряжения цикла, при котором образец не разрушается до базового числа циклов, называется пределом выносливости σ_{-1}.

Предел выносливости зависит от вида деформации и материала. Например, при изгибе для стали $\sigma_{-1} \approx 0{,}5\sigma_в$, для цветных металлов, сплавов и пластмасс $\sigma_{-1} \approx (0{,}25...0{,}5)\sigma_в$. При кручении для стали $\tau_{-1} \approx 0{,}6\ \sigma_{-1}$.

Условие прочности при динамическом нагружении выглядит аналогично условию прочности для соответствующего вида деформации при статическом нагружении: $\sigma_{max} \le [\sigma]_д$, $\tau_{max} \le [\tau]_д$, где допускаемые динамические напряжения $[\sigma]_д = \sigma_{-1}/k_з$, $[\tau]_д = \tau_{-1}/k_з$.

В случае когда при динамическом нагружении опасной является максимальная деформация элементов конструкции, проверяют жесткость этих элементов. Условие жесткости также аналогично условию жесткости для соответствующего вида деформации при статическом нагружении. Например, при изгибе $w_{max} \le [w]_д$, где $[w]_д$ – допускаемый прогиб при динамическом нагружении.

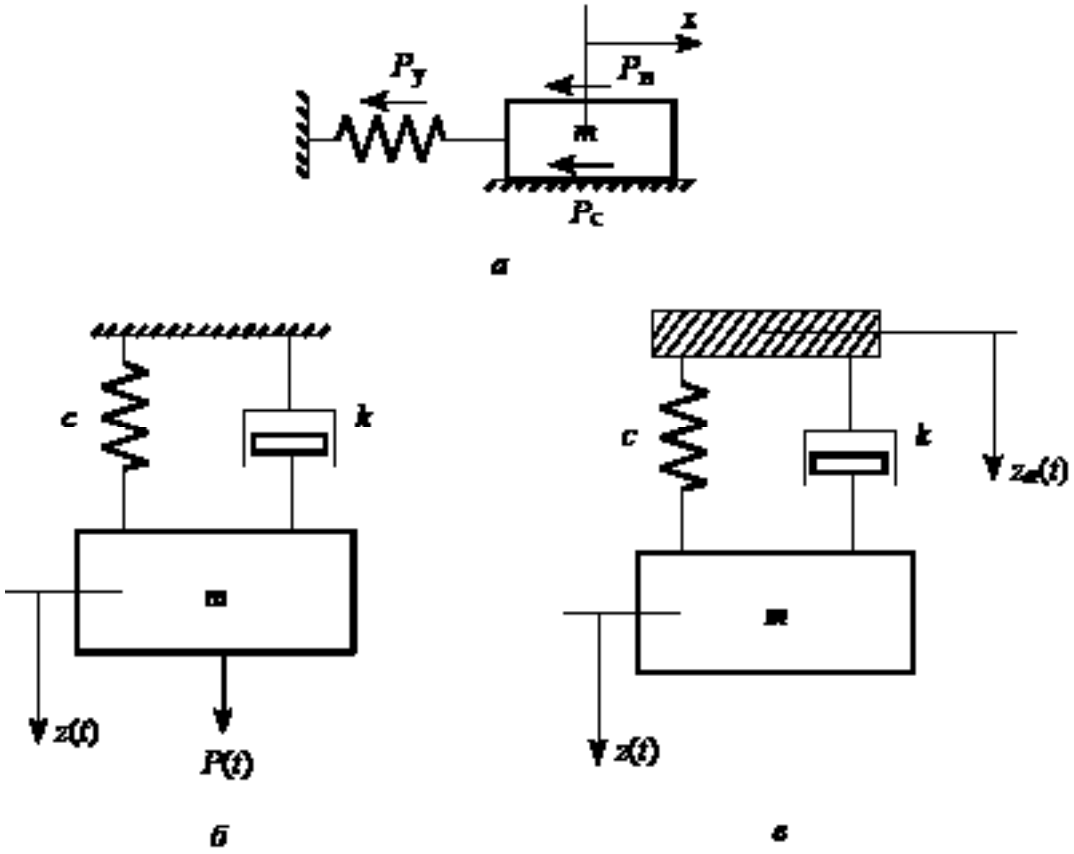


Рис. 3.1

3.2. Расчетные схемы

На рис. 3.1, *а* показана простейшая механическая колебательная система, состоящая из сосредоточенной массы *m* и упругого элемента (пружины) с коэффициентом жесткости *c*.

$$P_у = cx; \quad P_с = k\frac{dx}{dt}; \quad P_и = m\frac{d^2x}{dt^2}.$$

При колебаниях в системе в направлении *x* действуют сила упругости $P_у$, сила сопротивления (трения) $P_с$ (k – коэффициент трения), сила инерции $P_и$ и возмущающая сила $P(t)$:

Силы $P_у$, $P_с$, $P_и$ возникают только при смещении массы от положения равновесия и направлены в сторону, противоположную ее смещению, скорости и ускорению соответственно. Уравнение равновесия сил при колебаниях имеет вид $P_и + P_с + P_у = P(t)$ или с учетом приведенных ранее выражений для сил

$$m\frac{d^2x}{dt^2} + k\frac{dx}{dt} + cx = P(t).$$

Эти выражения получены при следующих допущениях:

– система имеет одну степень свободы, т. е. перемещение всех точек тела определяется только одной координатой x, в которой сосредоточена вся масса тела m;

– инерционный элемент является абсолютно жестким;

– связь инерционного элемента с опорами является абсолютно гибкой и безынерционной.

Возможны другие, более сложные расчетные схемы колебательных систем. Например, в системах с конечным числом степеней свободы наиболее легкие элементы вообще лишают массы, а жесткие части конструкции считают сосредоточенными массами. Системы с распределенной массой обладают бесконечным числом степеней свободы.

Если внешняя возмущающая сила $P(t)$ приложена непосредственно к инерционному элементу, то имеет место силовое возбуждение. На рис. 3.1, *б* показана расчетная схема колебаний элемента в направлении оси z при силовом возбуждении. Уравнение движения при этом имеет вид

$$m\frac{d^2z}{dt^2} + k\frac{dz}{dt} + cz = P(t).$$

Если задано перемещение основания $z_a(t)$, на котором закреплена упругая система, то имеет место система с кинематическим возбуждением (рис. 3.1, *в*). Уравнение движения при этом имеет вид

$$m\frac{d^2z}{dt^2} + k\frac{dz}{dt} + cz = cz_a + k\frac{dz_a}{dt},$$

где правая часть уравнения определяет силу, с которой основание действует на массу m через элементы жесткости c и сопротивления k.

В последнем случае для расчета прочности упругого элемента представляет интерес не абсолютное, а относительное перемещение его массы $z_1 = z - z_a$. С учетом этого преобразования уравнение движения получает вид

$$m\frac{d^2z_1}{dt^2} + k\frac{dz_1}{dt} + cz_1 = -m\frac{d^2z_a}{dt^2}.$$

3.3. Свободные колебания системы с одной степенью свободы

Рассмотрим свободные колебания системы, расчетная схема которой приведена на рис. 3.1, *б*. Для свободных колебаний, происходящих без рассеяния энергии, т. е. при отсутствии сил сопротивления, уравнение движения имеет вид

$$m\frac{d^2z}{dt^2} + cz = 0.$$

$$\frac{d^2z}{dt^2} + \omega_0^2 z = 0,$$

$$\omega_0 = \sqrt{c/m}$$

$$z(t) = A\sin(\omega_0 t + \alpha)$$

Запишем это уравнение в форме

где – круговая (угловая) частота свободных колебаний, рад/с. Решение этого уравнения определяет незатухающие колебания системы с круговой частотой ω_0. Амплитуда A колебаний и фаза α могут быть определены из начальных условий при $t = 0$.

$$\frac{d^2z}{dt^2} + 2n\frac{dz}{dt} + \omega_0^2 z = 0,$$

Для свободных колебаний системы при наличии сил сопротивления уравнение движения имеет вид

$$z(t) = A\exp(-nt)\sin(\omega_1 t + \alpha)$$

где $2n = k/m$ – коэффициент, характеризующий наличие сопротивления в системе. Обычно $n << \omega_0$, кроме случаев специального демпфирования. Решение последнего уравнения при $n << \omega_0$ может быть представлено в виде

$$\omega_1 = \sqrt{\omega_0^2 - n^2} \approx \omega_0$$

и определяет затухающие колебания с частотой $f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{c}{m}}$, т. е. частота ω_1 колебаний системы с малым затуханием практически совпадает с частотой ω_0 свободных колебаний без затухания. Амплитуда и фаза колебаний определяются из начальных условий. Частота свободных колебаний f_0 (Гц):

Коэффициент жесткости c упругой системы в общем виде может быть определен как $c = P/w_0$, где P – сила; w_0 – перемещение, вызванное этой силой.

Таблица 3.1

Расчетная схема	с, Н/м	Расчетная схема	с, Н/м
	$48EJ_y/l^3$		$192EJ_y/l^3$

	$768EJ_y/(7l^3)$		$24EJ_y/l^3$

Для наиболее распространенных случаев закрепления стержня значения коэффициентов жесткости для системы с одной степенью свободы приведены в табл. 3.1.

3.4. Определение частоты свободных колебаний энергетическим способом

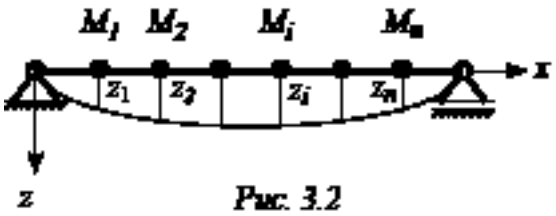


Рис. 3.2

Для определения частоты свободных колебаний реальной упругой системы необходимо составление и последующее решение достаточно сложного дифференциального уравнения движения. Приближенный энергетический способ основан на простых энергетических соображениях и вообще не требует составления дифференциального уравнения движения.

Рассмотрим поперечные колебания стержня, нагруженного n сосредоточенными массами (рис. 3.2). Пусть перемещения точек оси стержня при колебаниях описываются законом $z(x, t) = z(x) \sin(\omega_0 t + \alpha)$, где $z(x)$ – форма колебаний, т. е. конфигурация оси стержня в момент максимального ее отклонения при колебаниях.

Колебания всех точек оси происходят с одной частотой и находятся в одной фазе. Скорости точек $v(x, t) = \omega_0 z(x) \cos(\omega_0 t + \alpha)$. Максимальные скорости $v_{\max} = \omega_0 z(x)$.

Кинетическая энергия достигает своего максимального значения в момент прохождения стержня через состояние равновесия при $v_{\max}$:

$$T_{\max} = \frac{\omega_0^2}{2}\left(\int_0^l m_0 z^2(x)\,dx + \sum_{i=1}^{n} M_i z_i^2(x)\right).$$

где $m_0 = m_{\text{ст}}/l$ – распределенная масса самого стержня; M_1 – сосредоточенная масса 1-й материальной точки.

$$\Pi_{\max} = \frac{1}{2}\int_0^l EJ_y \left(\frac{d^2 z(x)}{dx^2}\right)^2 dx.$$

Подставив в последнее выражение значение $v_{\max}$, получим:

$$T_{\max} = \frac{1}{2}\left(\int_0^l m_0 v^2_{\max}\,dx + \sum_{i=1}^{n} M_i v_{i\max}^2\right).$$

Максимальная потенциальная энергия при деформации стержня

$$\omega_0^2 = \frac{\frac{1}{2}\int_0^l EJ_y \left(\frac{d^2 z(x)}{dt^2} \right)^2 dx}{\int_0^l m_0 z^2(x)\,dx + \sum_{i=1}^{n} M_i z_i^2(x)}.$$

Приравняв Π_{max} и T_{max}, находим круговую частоту свободных колебаний

Данная формула впервые получена Рэлеем, который доказал, что вычисленное энергетическим способом приближенное значение частоты свободных колебаний всегда выше истинного или равно ему.

При определении частоты собственных колебаний печатной платы целесообразно задаться следующей формой прогиба оси стержня при колебаниях: $z(x) = A \sin(\pi x/l)$. В этом случае значение частоты, полученное энергетическим способом, совпадает с точным значением частоты свободных колебаний, так как выбранная форма прогиба оси $z(x)$ совпадает с точной формой прогиба для заданной расчетной схе

$$\frac{d^2 z_1}{dt^2} + 2n\frac{dz_1}{dt} + \omega_0^2 z_1 = -\frac{d^2 z_a}{dt^2},$$

3.5. Опр пряжений при вынужденных колебаниях

$$\frac{d^2 z_a}{dt^2} = \frac{d^2 z_{am}}{dt^2}\sin\omega t,$$

Рассмотрим вынужденные колебания упругой системы с одной степенью свободы при кинематическом возбуждении (см. рис. 3.1, *в*). Представим уравнение движения в форме

где z_1 – перемещение массы относительно основания.

$$z_{am} = \frac{1}{\omega^2}\frac{d^2 z_{am}}{dt^2}$$

На практике колебания основания задают в виде ускорения

$$z_1(t) = z_{1m}\sin(\omega t + \varphi),$$

где $\omega = 2\pi f$ – частота вынужденных колебаний (обычно задается диапазоном частот от f_1 до f_2).

$$\varphi = \arctg\left(2n\omega / \left(\omega_0^2 - \omega^2\right)\right)$$

Перемещение основания при заданном ускорении получим после интегрирования ускорения с нулевыми начальными условиями: $z_a = z_{am} \sin \omega t$, где

$$\mu = \frac{\eta^2}{\sqrt{\left(1-\eta^2\right)^2 + \gamma^2 \eta^2}},$$

– амплитуда перемещения основания. Решение уравнения движения имеет вид

где $z_{1m} = \mu z_{am}$ – амплитуда перемещения массы m при вынужденных колебаниях;

– сдвиг по фазе перемещения массы от заданного перемещения основания.

Коэффициент динамичности при кинематическом возбуждении

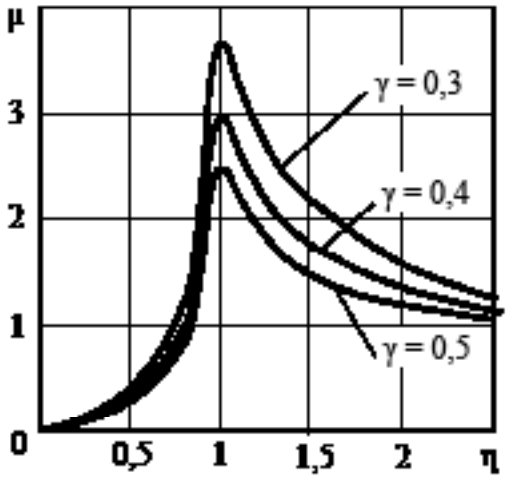


Рис. 3.3

где $\eta = \omega/\omega_0 = f/f_0$; $\gamma = 2n/\omega_0$ – коэффициент механических потерь.

Коэффициент динамичности μ показывает, во сколько раз относительное перемещение массы m превышает заданное перемещение основания. Зависимость μ от η для различных значений γ показана на рис. 3.3. Как видно из рисунка и выражения для μ, наибольшее перемещение имеет место при резонансе частот, т. е. при $\eta = 1$ или $f = f_0$. Поэтому из диапазона заданных частот от f_1 до f_2 следует для расчета выбрать ту частоту, которая ближе к частоте f_0 собственных колебаний или равна ей.

При резонансе коэффициент динамичности $\mu_{max} = 1/\gamma$ определяется только механическими потерями в системе.

При определении устойчивости печатной платы к вибрациям следует:

1) определить максимальный коэффициент динамичности μ_{max};

2) определить статическую $P_{ст} = mg$ и динамическую $P_д = m\mu(d^2 z_{am}/dt^2)$ силы;

3) найти полный изгибающий момент от действия этих сил и рассчитать полное нормальное напряжение σ_{max};

4) проверить выполнение условия прочности;

5) определить максимальное динамическое перемещение платы $w_д = \mu_{max} z_{am}$;

6) найти полный прогиб середины платы $w_{max} = w_д + w_{ст}$, где $w_{ст}$ – стати-

ческий прогиб середины платы;

7) проверить выполнение условия жесткости.

$$m\frac{d^2z_1}{dt^2} + cz_1 = -ma(t).$$

3.6. Определение перемещений и напряжений при воздействии одиночных ударов

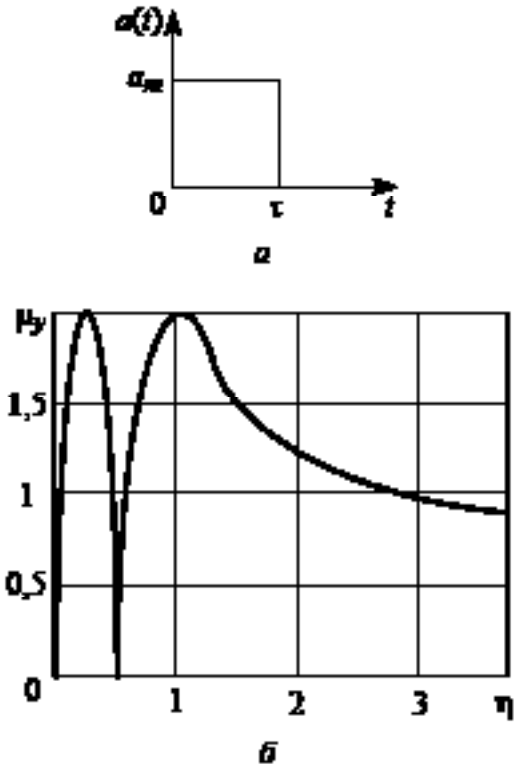


Рис. 3.4

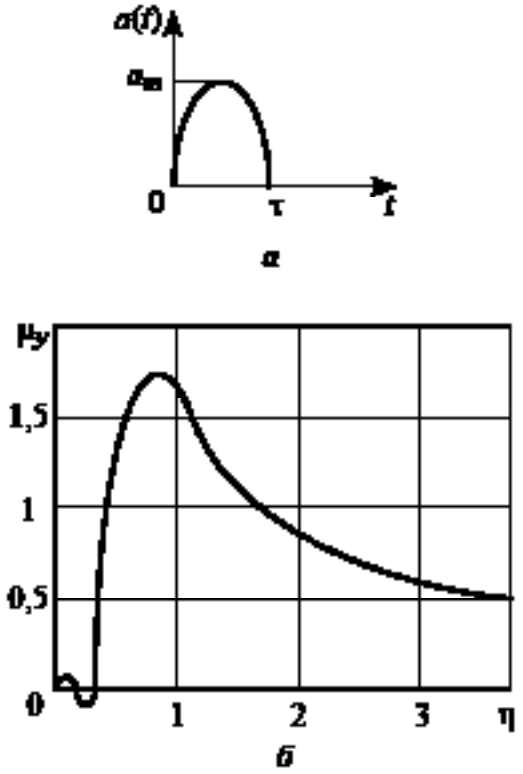


Рис. 3.5

В результате воздействия одиночного удара или последовательности ударов элементы и узлы конс[illegible]олебательное движение. Напряжения и деформации, в[illegible]м, могут достигать больших значений, что приводит к необходимости проверки динамической прочности и жесткости при ударах.

$$m\frac{d^2z_1}{dt^2}+\omega_0^2 z_1=-ma(t).$$

Для построения расчетных схем упругих систем при воздействии ударов вводим следующие упрощения:

$$z_1(t)=-\frac{2a_m}{\omega_0^2}\sin\frac{\omega_0\tau}{2}\sin\omega_0\left(t-\frac{\tau}{2}\right).$$

♦ система имеет одну степень свободы;

♦ затухание в системе отсутствует, т. е. $k = 0$;

♦ ударное воздействие приложено непосредственно к корпусу прибора, т. е. имеет место кинематическое возбуждение;

$$\frac{d^2z_1(t)}{dt^2}=2a_m\sin\frac{\omega_0\tau}{2}\sin\omega_0\left(t-\frac{\tau}{2}\right).$$

♦ элементы и узлы закреплены в корпусе жестко и без дополнительных гибких связей (амортизаторов);

♦ ударное воздействие всегда направлено в сторону наименьшей жесткости проверяемого элемента.

$$\frac{d^2z_{1\max}}{dt^2}=2a_m\sin\frac{\omega_0\tau}{2}$$

Этим условиям удовлетворяет расчетная схема, приведенная на рис. 3.1, *в*,

при $k = 0$.

Ударные воздействия на практике задают в виде ускорения $a(t)$, приложенного к корпусу прибора, и характеризуют формой ударного импульса, его длительностью τ и амплитудой a_m.

$$\mu_y = 2\left|\sin\frac{\omega_0\tau}{2}\right| = 2\left|\sin\frac{\pi}{2\eta}\right|;$$

При воздействии ударного импульса правая часть уравнения движения имеет импульсный характер, а само уравнение при отсутствии затухания имеет вид

Решение этого уравнения рассмотрим на двух интервалах.

На интервале действия импульса ($0 \le t \le \tau$) движение массы m будет происходить по закону вынужденных колебаний. За это время масса отклоняется от положения равновесия и запасает энергию. После прекращения импульса ($t > \tau$) ее движение будет определяться законом свободных колебаний. Начальными условиями при этом являются смещение и скорость в момент прекращения действия импульса. Так как на втором участке движения основание неподвижно, то перемещение $z_1(t)$ является абсолютным перемещением массы после удара. $z_1(t) = -\dfrac{2a_m\omega}{\omega_0\left(\omega^2 - \omega_0^2\right)}\cos\dfrac{\omega_0\tau}{2}\sin\omega_0\left(t - \dfrac{\tau}{2}\right)$;

1. Рассмотрим действие импульса прямоугольной формы (рис. 3.4, *а*). Параметры импульса:

при $0 \le t \le \tau$ $a(t) = a_m = \text{const}$; $\dfrac{d^2z_1(t)}{dt^2} = \dfrac{2a_m\omega\omega_0}{\left(\omega^2 - \omega_0^2\right)}\cos\dfrac{\omega_0\tau}{2}\sin\omega_0\left(t - \dfrac{\tau}{2}\right)$.

при $t > \tau$ $a(t) = 0$.

Уравнение движения имеет вид

$$\frac{d^2z_{1\max}}{dt^2} = \frac{2a_m\omega\omega_0}{\left(\omega^2 - \omega_0^2\right)}\cos\frac{\omega_0\tau}{2}.$$

Движение массы m после прекращения ударного импульса в соответствии с этим уравнением осуществляется по закону свободных колебаний

$$\mu_y = \frac{2\eta}{\eta^2 - 1}\cos\frac{\pi}{2\eta},$$

Из этого выражения видно, что перемещение массы отстает от ударного импульса ускорения на угол $\omega_0\tau/2$. Ускорение массы при колебаниях

Ускорение достигает своего максимального значения при $t = \pi/(2\omega_0) + \tau/2$ и определяется как

$$\frac{d^2z_{1\max}}{dt^2} = \mu_{y\max}a_m.$$

Коэффициент динамичности при ударе

$$P_{\text{д}} = m\frac{d^2 z_{1\max}}{dt^2}.$$

где $\eta = \omega/\omega_0 = 1/(2\tau f_0)$; $\omega = \pi/\tau$ – условная частота ударного импульса.

Зависимость μ_y от η для прямоугольного ударного импульса показана на рис. 3.4, *б*. Максимальное значение $\mu_{y\,\max} = 2$ при $\eta = 1$.

Длительность ударного импульса τ задается в диапазоне от τ_1 до τ_2; из этого диапазона необходимо выбрать ту длительность, при которой коэффициент динамичности достигает своего максимального значения $\mu_{y\,\max}$.

$$z_{1\max} = \mu_{y\max}\frac{a_m}{\omega_0^2}$$

2. Рассмотрим действие ударного импульса синусоидальной формы (рис. 3.5, *а*). Параметры импульса:

при $0 \le t \le \tau \quad a(t) = a_m \sin \omega t$;

при $t > \tau \quad a(t) = 0$.

Поступая аналогично предыдущему случаю, имеем для перемещения и ускорения массы *m*:

Максимальное ускорение

Коэффициент динамичности

где $\eta = \omega/\omega_0 = 1/(2\tau f_0)$; $\omega = \pi/\tau$ – условная частота ударного импульса.

Зависимость μ_y от η для синусоидального ударного импульса показана на рис. 3.5, *б*. Максимальное значение $\mu_{y\,\max} = 1{,}71$ при $\eta = 0{,}73$.

Зная коэффициент динамичности для различных форм импульсов можно определить максимальное ускорение колеблющейся массы *m* после удара:

По значению ускорения можно найти динамическую силу $P_д$, приложенную к проверяемому элементу массой m:

Зная силу $P_д$, с учетом расчетной схемы проверяемого элемента можно определить динамические напряжения, возникающие в элементе в результате удара.

Абсолютное значение максимального перемещения после удара, необходимое для оценки жесткости:

Наличие затухания в реальных колебательных системах приводит к некоторому снижению $\mu_{y\,max}$, поэтому отсутствие затухания в приведенных выражениях равносильно повышению коэффициента запаса.

Методика проверки печатной платы на устойчивость к ударам не отличается от проверки на устойчивость к вибрациям.

3.7. Методы повышения динамической прочности и жесткости

Общим методом повышения виброударопрочности НК электронных модулей является использование рациональных поперечных сечений элементов и узлов НК. Критерием рациональности является наибольшее значение удельного момента сопротивления для сравниваемых сечений $W_{уд} = W/F$, где W – момент сопротивления поперечного сечения; F – площадь поперечного сечения.

Для повышения значения $W_{уд}$ целесообразно использовать пустотелые конструкции и элементы, вытянутые в направлении действия нагрузки, а также ребра жесткости, отбортовки и выдавки.

При динамических воздействиях наиболее “слабым” элементом модуля является печатная плата, закрепленная в НК. Наибольшие напряжения и деформации возникают в плате при резонансе, когда коэффициент динамичности достигает своего максимального значения.

На практике при низкочастотных внешних воздействиях для обеспечения динамической прочности и жесткости обычно требуют выполнение условия $f_0/f_2 \geq 2$, где f_2 – максимальная частота внешних вибраций. Коэффициент динамичности при выполнении этого условия даже без учета затухания не превышает 1,33.

ПРИЛОЖЕНИЯ

1. Задание на курсовой проект

Группа_____ Студент_____

Руководитель _____

Тема проекта: МОДУЛЬ РЭА

1. Исходные данные к проекту

1.1. Габаритные размеры, мм: _____ (вар. _____табл. П1).

1.2. Модуль предназначен для установки в более сложные модули.

1.3. В модуле должны быть размещены:

♦ печатные платы с микросхемами 155-й серии в стандартных корпусах 2102 по ГОСТ 17467–79 массой 2 г;

♦ на задней панели – соединители электрических цепей (вилки);

♦ на передней панели:

- ● элементы жесткой фиксации модуля (невыпадающие винты или фиксаторы);
- ● ручки для извлечения модуля из блока;
- ● элементы маркировки, контроля, индикации и управления.

1.4. Материал плат. Стеклотекстолит СФ-2-1,5-50 ГОСТ 10316–79 с параметрами; плотность – 2000 кг/м^3, модуль нормальной упругости – 30 ГПа, предел прочности – 80 МПа, коэффициент динамических потерь – 0,05.

1.5. Серийность производства –

1.6. Параметры механических воздействий (вар. ____табл. П2):

♦ вибрация: диапазон частот _____ Гц;
амплитуда ускорения ___ м/с^2;

♦ удар: пиковое ускорение ___ м/с^2;
длительность ударного импульса _____ мс;
форма ударного импульса _____ .

2. Содержание пояснительной записки

ВВЕДЕНИЕ, содержащее описание конструкции модуля с указанием наименее прочных элементов и вида их деформаций.

2.1. Анализ прочности и жесткости НК при растяжении (сжатии).

2.2. Анализ статической прочности и жесткости печатного узла при изгибе.

2.3. Определение частоты собственных колебаний печатного узла.

2.4. Анализ динамической прочности и жесткости печатного узла при воздействии вибраций.

2.5. Анализ динамической прочности и жесткости печатного узла при воздействии ударов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ, в котором должны быть предложены методы повышения прочности и жесткости элементов модуля.

ЛИТЕРАТУРА, использованная при разработке и анализе модуля.

Примечание. Разд. 2.1, 2.2 оформляются в следующем порядке:

♦ приводится упрощенное изображение исследуемого объекта;

♦ строится его расчетная схема;

♦ производится анализ прочности и жесткости.

Разд. 2.3 – 2.5 начинаются с расчетных схем.

3. Состав конструкторской документации

3.1. Спецификация модуля.

3.2. Сборочный чертеж модуля.

3.3. Чертежи основных деталей модуля.

Дата выдачи задания _____.

Дата защиты проекта _____.

Студент_____ Руководитель_____

2. Варианты заданий

Таблица П1

Вар.	Ширина, мм	Высота, мм	Длина, мм	Колич. ПП, № рис.	Вар. сечения направляющей	Парам. механ. возд. (табл. П2)	Оборудование лицевой панели
1	30	180	180	1, 1.1	*г*	М3	2 контрольных гнезда, резистор СП4 с ручкой, держатель со светодиодом
2	40	190	210	2, 1.2	а	М2	
3	30	200	180	2, 1.3	–	М3	
4	40	190	210	2, 1.2	*б*	М2	2 контрольных гнезда, переключатель ПГ2 (3-секц.) с ручкой, кнопка КМ1
5	40	200	180	1, 1.1	*г*	М4	
6	50	210	200	2, 1.3	–	М3	

Окончание табл. П1

Вар.	Ширина, мм	Высота, мм	Длина, мм	Колич. ПП, № рис.	Вар. сечения направляющей	Парам. механ. возд. (табл. П2)	Оборудование лицевой панели
7	40	200	200	2, 1.1	*в*	М3	2 контрольных гнезда, переключатель ПГ2 (2-секц.) с ручкой, розетка приборная СР-50
8	50	210	210	2, 1.2	*а*	М2	
9	30	190	180	2, 1.3	–	М3	
10	40	180	200	2, 1.1	*а*	М2	2 контрольных гнезда, переключатель ПГ2 (1-секц.) с ручкой, микротумблер МТ1
11	60	190	180	2, 1.2	*б*	М4	
12	40	200	200	2, 1.3	–	М3	
13	50	190	200	2, 1.3	–	М3	2 контрольных гнезда, резистор СП4 с ручкой, держатель со светодиодом
14	50	200	190	1, 1.1	*г*	М3	
15	40	210	210	1, 1.2	*в*	М2	
16	50	180	180	2, 1.1	*б*	М4	2 контрольных гнезда, переключатель ПГ2 (3-секц.) с ручкой, микротумблер МТ1
17	60	220	200	2, 1.2	*а*	М2	
18	40	200	190	2, 1.3	–	М3	
19	40	190	190	1, 1.1	*г*	М3	2 контрольных гнезда, переключатель ПГ2 (2-секц.) с ручкой, кнопка КМ1
20	50	220	180	2, 1.2	*б*	М3	
21	60	200	210	2, 1.3	–	М2	
22	80	210	180	1, 1.1	*а*	М4	2 контрольных гнезда, резистор СП4 с ручкой, розетка приборная СР-50
23	100	230	200	2, 1.2	*а*	М3	
24	120	220	200	2, 1.3	–	М3	
25	40	160	180	1, 1.1	*б*	М2	2 контрольных гнезда, резистор СП4 с ручкой, держатель со светодиодом
26	50	180	180	2, 1.2	*б*	М3	
27	60	200	200	2, 1.3	–	М4	
28	80	190	210	2, 1.1	*в*	М5	2 контрольных гнезда, переключатель ПГ2 (3-секц.) с ручкой, микротумблер МТ1
29	100	200	220	2, 1.2	*в*	М1	
30	80	210	200	2, 1.3	–	М3	

Таблица П2

Вар.	Вибрация		Механический удар		
	Диапазон частот, Гц	Амплитуда ускорения, м/с^2	Пиковое ускорение, м/с^2	Длительность удара, мс	Форма ударного импульса
М1	1…50	10	150	2…15	Прямоугольная
М2	1…80	20	150	2…15	Синусоидальная
М3	1…100	30	150	2…15	Прямоугольная
М4	1…150	40	150	2…15	Синусоидальная
М5	1…200	50	400	2…10	Синусоидальная

3. Точность линейных размеров и шероховатость поверхностей металлических деталей

Технологический процесс		Точность (квалитеты)		Шероховатость
		обычная	повышенная	
Литье	В песчаные формы	16	14	R_z 160
	Под давлением	12	10	R_z 20
Холодная штамповка	Вырубка диаметров	14	11	R_z 40
	Вырубка длин, уступов	16	13	R_z 40
	Гибка	±0,5*IT*16	±0,5*IT*14	–
Обработка резанием	Токарная	12...14	6	R_z 20...0,63
	Фрезерная	12...14	8	R_z 40...0,63
	Шлифование	10	6	R_a 2,5...0,16
	Сверление	14	11	R_z 40
	Плоские базовые поверхности	–	–	R_a 2,5
Расстояние между осями отверстий и от баз до этих осей	Сверление по разметке	±0,5 мм	±0,2 мм	R_z 40
	Сверление по кондуктору	±0,2 мм	±0,1 мм	R_z 40
	Растачивание на станках	±0,5 мм	±0,02 мм	R_a 0,63

4. Металлические и неметаллические покрытия

Материал детали	Покрытие	Обозначение на чертеже
Сталь	Цинковое толщиной 6 мкм с хроматированием, способ получения – катодное восстановление	Ц6.хр
	Кадмиевое толщиной 12 мкм с хроматированием, способ получения – катодное восстановление	Кд12.хр
	Хромовое толщиной до 1 мкм, блестящее с подслоем меди толщиной 24 мкм и никеля толщиной 15 мкм (многослойное, способ получения – катодное восстановление	М24.Н15.Х.б
	Никелевое толщиной 9 мкм, получено химическим способом	Хим.Н9
Алюминиевые сплавы	Анодно-оксидное с хроматированием	Ан.Окс.хр
	То же с последующим окрашиванием белой эмалью ПФ-115 по II классу для эксплуатации на открытом воздухе умеренного климатического района	Ан.Окс.хр/ Эмаль ПФ-115 белая.II.У2

5. Поля допусков валов

Интервал размеров, мм		g6	h6	j_s6	k6	n6	p6	f7	h7
Свыше	До	Предельные							
1	3	-2 -8	0 -6	+3,0 -3,0	+6 0	+10 +4	+12 +6	-6 -16	0 -10
3	6	-4 -12	0 -8	+4,0 -4,0	+9 +1	+16 +8	+20 +12	-10 -22	0 -12
6	10	-5 -14	0 -9	+4,5 -4,5	+10 +1	+19 +10	+24 +15	-13 -28	0 -15
10	18	-6 -17	0 -11	+5,5 -5,5	+12 +1	+23 +12	+29 +18	-16 -34	0 -18
18	30	-7 -20	0 -13	+6,5 -6,5	+15 +2	+28 +15	+35 +22	-20 -41	0 -21
30	50	-9 -25	0 -16	+8,0 -8,0	+18 +2	+33 +17	+42 +26	-25 -50	0 -25
50	80	-10 -29	0 -19	+9,5 -9,5	+21 +2	+39 +20	+51 +32	-30 -60	0 -30
80	120	-12 -34	0 -22	+11,0 -11,0	+25 +3	+45 +23	+59 +37	-36 -71	0 -35
120	180	-14 -39	0 -25	+12,5 -12,5	+28 +3	+58 +27	+68 +43	-43 -83	0 -40
180	250	-15 -44	0 -29	+14,5 -14,5	+33 +4	+60 +31	+79 +50	-50 -96	0 -46
250	315	-17 -49	0 -32	+16,0 -16,0	+36 +4	+66 +34	+88 +56	-56 -108	0 -52
315	400	-18 -54	0 -36	+18,0 -18,0	+40 +4	+73 +37	+98 +62	-62 -119	0 -57
400	500	-20 -60	0 -40	+20,0 -20,0	+45 +5	+80 +40	+108 +68	-68 -131	0 -63

по ГОСТ 25347-82

e8	f8	h8	d9	h9	d11	h11	h12	h14	h16	h17
отклонения, мкм										
-14 -28	-6 -20	0 -14	-20 -45	0 -25	-20 -80	0 -60	0 -100	0 -250	0 -600	0 -1000
-20 -38	-10 -28	0 -18	-30 -60	0 -30	-30 -105	0 -75	0 -120	0 -300	0 -750	0 -1200
-25 -47	-13 -35	0 -22	-40 -75	0 -35	-40 -130	0 -90	0 -150	0 -360	0 -900	0 -1500
-32 -59	-16 -43	0 -27	-50 -93	0 -43	-50 -160	0 -110	0 -180	0 -430	0 -1100	0 -1800
-40 -73	-20 -53	0 -33	-65 -117	0 -52	-60 -195	0 -130	0 -210	0 -520	0 -1300	0 -2100
-50 -89	-25 -64	0 -39	-80 -142	0 -62	-80 -240	0 -160	0 -250	0 -620	0 -1600	0 -2500
-60 -106	-30 -76	0 -46	-100 -174	0 -74	-100 -290	0 -190	0 -300	0 -740	0 -1900	0 -3000
-72 -126	-36 -90	0 -54	-120 -207	0 -87	-120 -340	0 -220	0 -350	0 -870	0 -2200	0 -3500
-85 -148	-43 -106	0 -63	-145 -245	0 -100	-145 -395	0 -250	0 -400	0 -1000	0 -2500	0 -4000
-100 -172	-50 -122	0 -72	-170 -285	0 -115	-170 -460	0 -290	0 -460	0 -1150	0 -2900	0 -4600
-110 -191	-56 -137	0 -81	-190 -320	0 -130	-190 -510	0 -320	0 -520	0 -1300	0 -3200	0 -5200
-125 -214	-62 -151	0 -89	-210 -350	0 -140	-210 -570	0 -360	0 -570	0 -1400	0 -3500	0 -5700
-135 -232	-68 -165	0 -97	-230 -385	0 -155	-230 -630	0 -400	0 -630	0 1550	0 -4000	0 -6300

6. Поля допусков отверстий

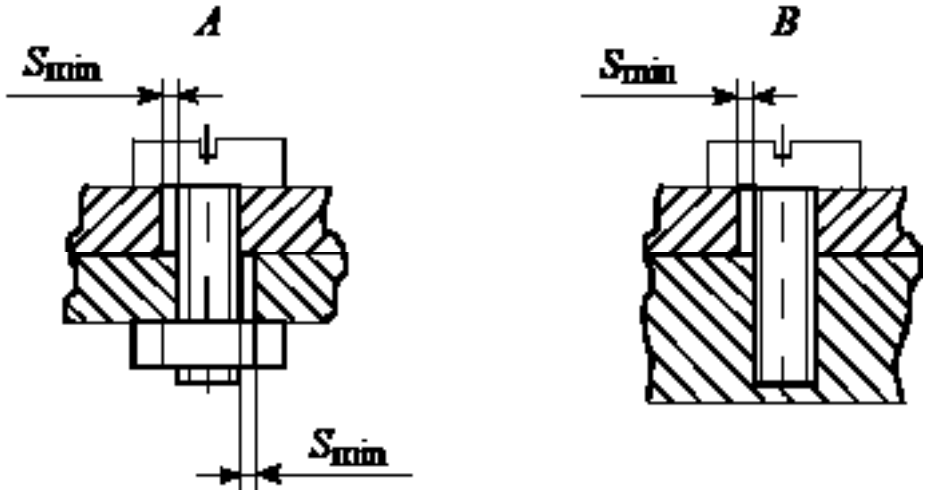
Интервалы размеров, мм		J_s6	K6	H7	J_s7	K7	N7	P7	F8	H8	E9
		Предельные									
Свыше	До	мкм									
1	3	+3,0 -3,0	0 -6	+10 0	+5 -5	0 -10	-4 -14	-6 -16	+20 +6	+14 0	+39 +14
3	6	+4,0 -4,0	+2 -6	+12 0	+6 -6	+3 -9	-4 -16	-8 -20	+28 +10	+18 0	+50 +20
6	10	+4,5 -4,5	+2 -7	+15 0	+7 -7	+5 -10	-4 -19	-9 -24	+35 +13	+22 0	+61 +25
10	18	+5,5 -5,5	+2 -9	+18 0	+9 -9	+6 -12	-5 -23	-11 -29	+43 +16	+27 0	+75 +32
18	30	+6,5 -6,5	+2 -11	+21 0	+10 -10	+6 -15	-7 -28	-14 -35	+53 +20	+33 0	+92 +40
30	50	+8,0 -8,0	+3 -13	+25 0	+12 -12	+7 -18	-8 -33	-17 -42	+64 +25	+39 0	+112 +50
50	80	+9,5 -9,5	+4 -15	+30 0	+15 -15	+9 -21	-9 -33	-21 -51	+76 +30	+46 0	+134 +60
80	120	+11,0 -11,0	+4 -18	+35 0	+17 -17	+10 -25	-10 -45	-24 -59	+90 +36	+54 0	+159 +72
120	180	+12,5 -12,5	+4 -21	+40 0	+20 -20	+12 -28	-12 -52	-28 -68	+106 +43	+63 0	+185 +85
180	250	+14,5 -14,5	+5 -24	+45 0	+23 -23	+13 -33	-14 -60	-33 -79	+122 +50	+72 0	+215 +100
250	315	+16,0 -16,0	+5 -27	+52 0	+26 -26	+16 -36	-14 -66	-36 -88	+137 +56	+81 0	+240 +110
315	400	+18,0 -18,0	+7 -29	+57 0	+28 -28	+17 -40	-16 -73	-41 -98	+151 +62	+89 0	+165 +125
400	500	+20,0 -20,0	+8 -32	+63 0	+31 -31	+18 -45	-17 -80	-45 -108	+165 +68	+97 0	+290 +135

по ГОСТ 25347-82

H9	H11	H12	H14	H16	H17	±IT12	±IT14	±IT16	±IT17
отклонения									
						мм*			
+25 0	+60 0	+100 0	+250 0	+600 0	+1000 0	±0,05	±0,1	±0,15	±0,15
+30 0	+75 0	+120 0	+300 0	+750 0	+1200 0	±0,05	±0,1	±0,2	±0,5
+36 0	+90 0	+160 0	+360 0	+900 0	+1500 0	±0,1	±0,2	±0,5	±1,0
+43 0	+110 0	+180 0	+430 0	+1100 0	+1800 0				
+52 0	+130 0	+210 0	+520 0	+1300 0	+2100 0				
+62 0	+160 0	+250 0	+620 0	+1600 0	+2500 0	±0,15	±0,3	±0,8	±1,5
+74 0	+190 0	+300 0	+740 0	+1900 0	+3000 0				
+87 0	+220 0	+350 0	+870 0	+2200 0	+3500 0				
+100 0	+250 0	+400 0	+1000 0	+2500 0	+4000 0	±0,2	±0,5	±1,2	±2,0
+115 0	+290 0	+460 0	+1150 0	+2900 0	+4600 0				
+130 0	+320 0	+520 0	+1300 0	+3200 0	+5200 0				
+140 0	+360 0	+570 0	+1400 0	+3600 0	+5700 0	±0,3	±0,8	±2,0	±3,0
+150 0	+400 0	630 0	+1550 0	+4000 0	+6300 0				

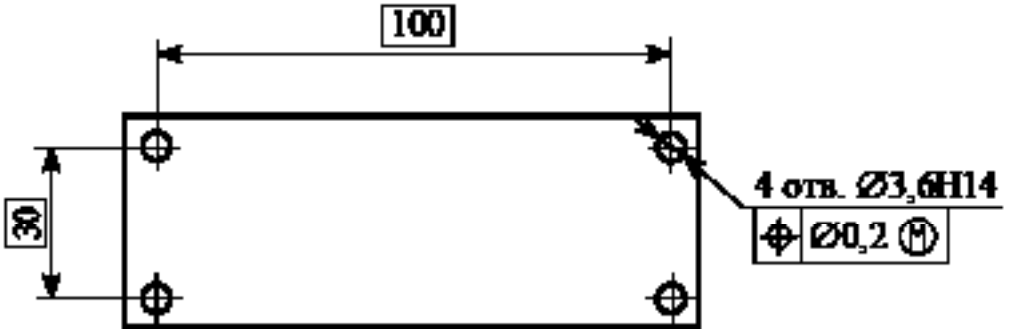
* Для размеров элементов, не относящихся к валам и отверстиям.

7. Позиционный допуск *T* осей отверстий



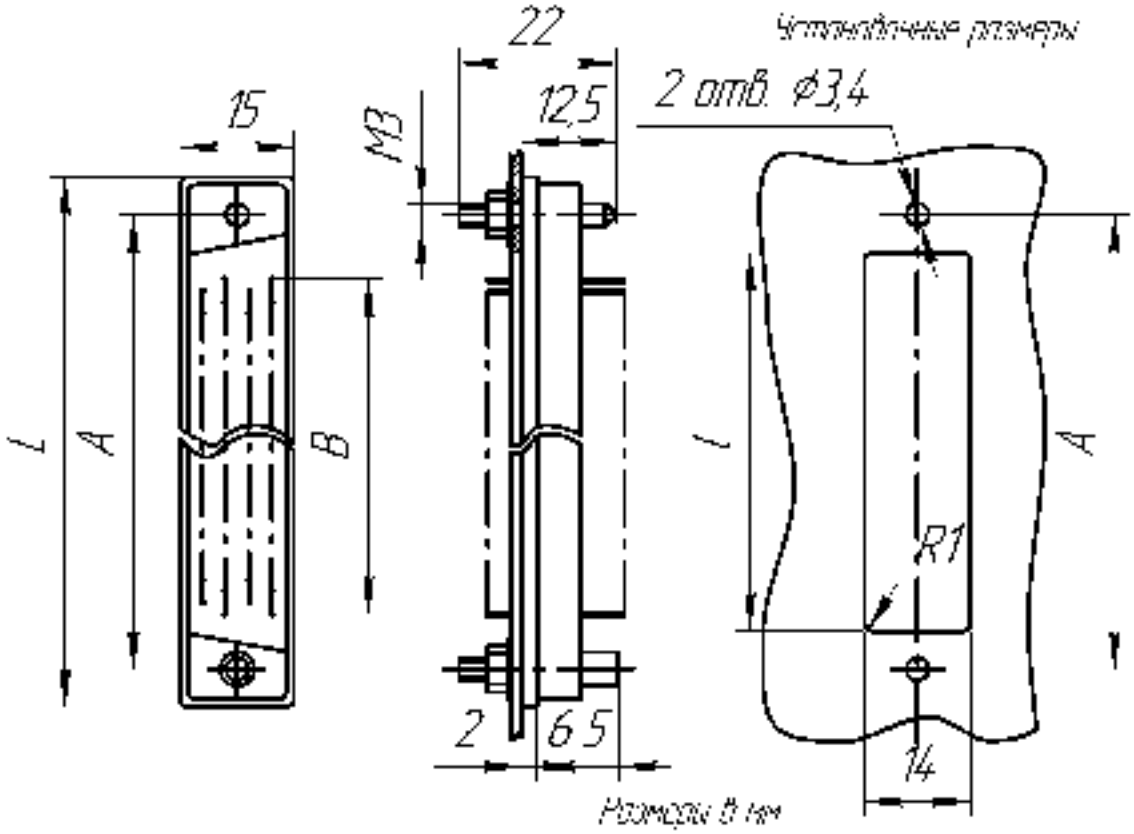
$T = kS_{min}$ – для соединения типа *A*; $T = 0{,}5kS_{min}$ – для соединения типа *B*.

Диаметр стержня крепежной детали	Диаметр отверстия	Зазор S_{min}, мм	Тип соединения	
			A	*B*
			Позиционный допуск, *T* (k = 0,6)	
2,0	2,2	0,2	0,12	0,06
	2,4	0,4	0,25	0,12
	2,6	0,6	0,4	0,2
2,5	2,7	0,2	0,12	0,06
	2,9	0,4	0,25	0,12
	3,1	0,6	0,4	0,2
3,0	3,2	0,2	0,12	0,06
	3,4	0,4	0,25	0,12
	3,6	0,6	0,4	0,2
4,0	4,3	0,3	0,16	0,1
	4,5	0,5	0,3	0,16
	4,8	0,8	0,5	0,25

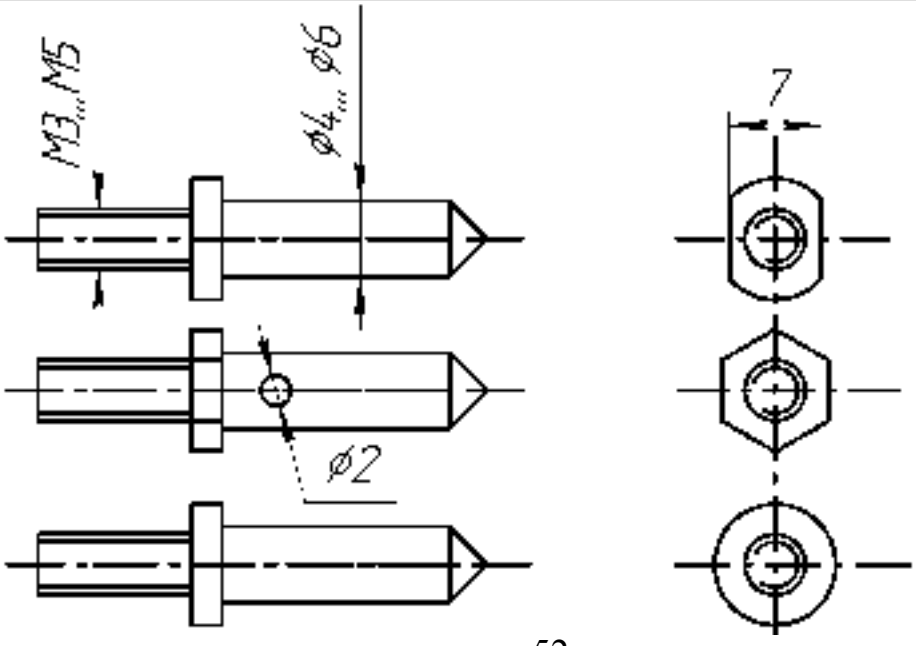


8. Установочные размеры разъемов

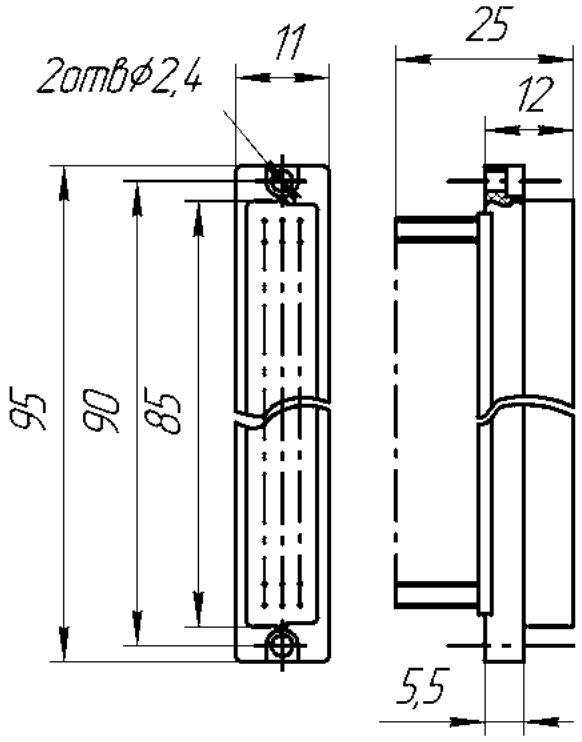
Вилка ГРПМ2-ШО2 ЕС3.656.020 ТУ



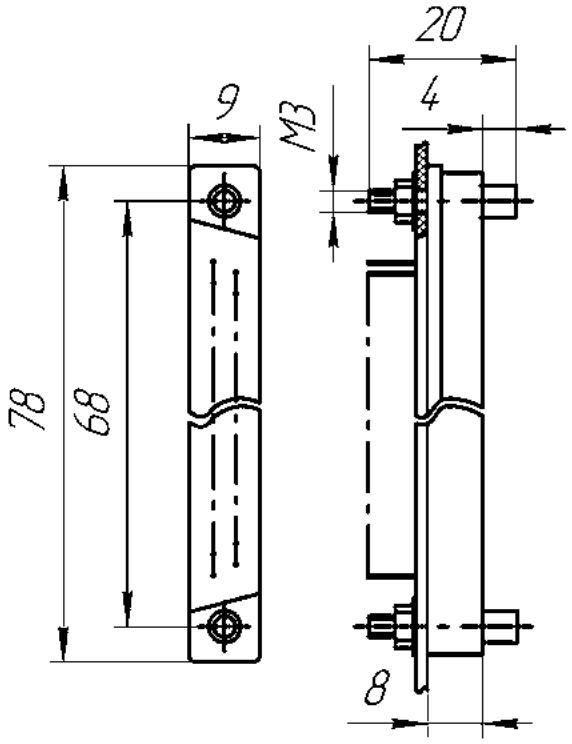
Условное обозначение	Число контактов	A	L	l	B	Усилие расчленения, Н
ГРПМ2-30	30	40	50	32	24,5	50
ГРПМ2-46	46	54	64	46	38,5	75
ГРПМ2-66	66	68	78	60	52,5	100
ГРПМ2-90	90	92	102	84	77,0	150



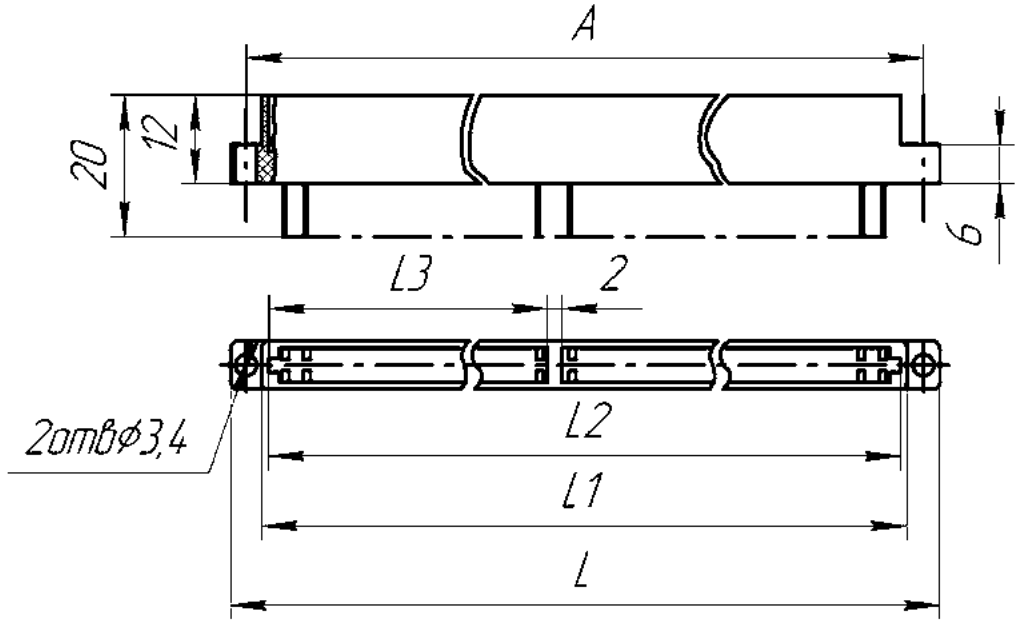
Розетка СНП59-96Р-2-В
Ке0.364.044 ТУ



Вилка ГРПМШ-1-31Р-2-В
Ке0.364.007 ТУ



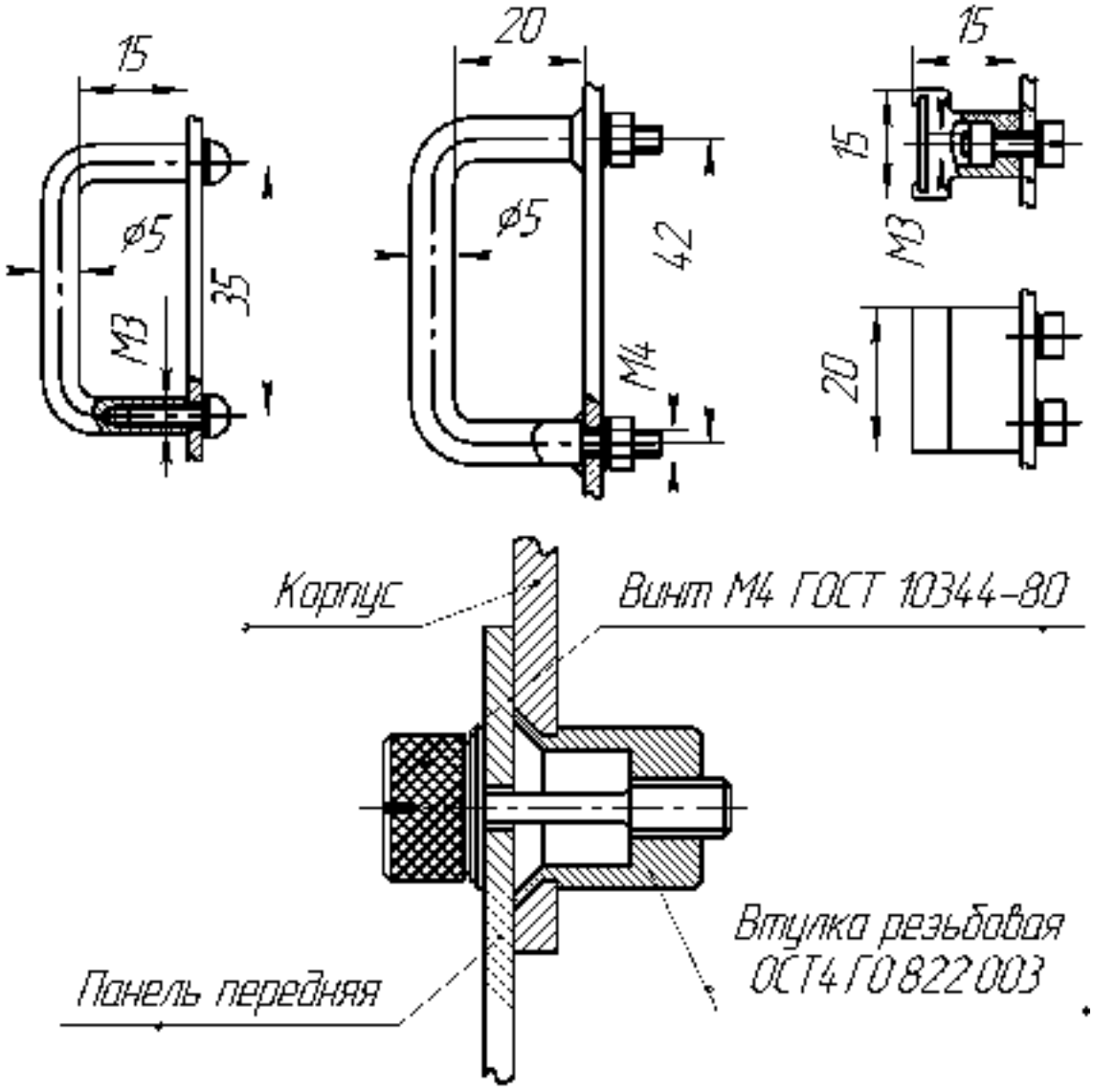
Розетка РГП2-56 ЕС5.123.016 ТУ



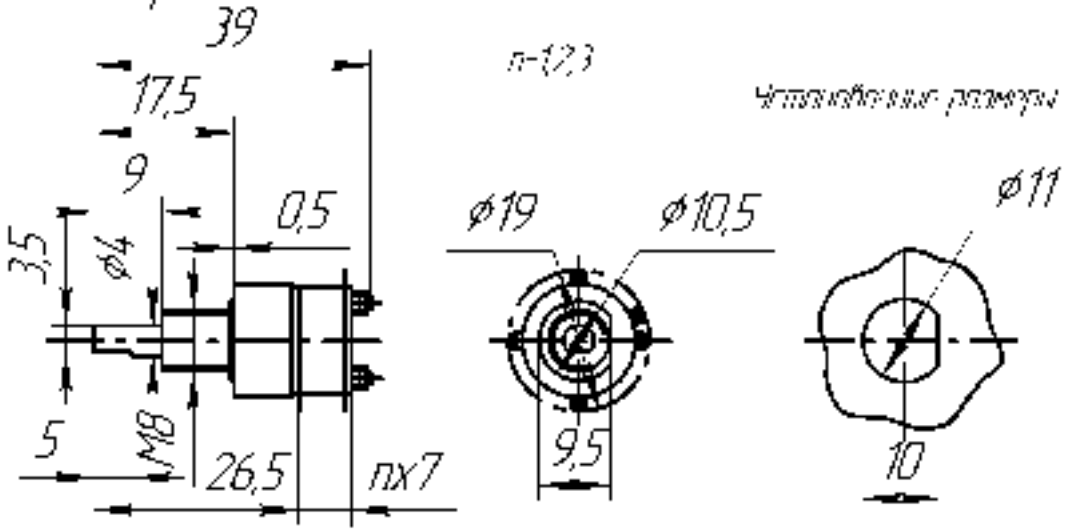
Размеры в мм

Условное обозначение	Число контактов	A	L	L1	L2	L3
РГП-30	30	75	81	68	64	26
РГП-44	44	107	113	100	94	41
РГП2-56	56	131	136	123	118	54

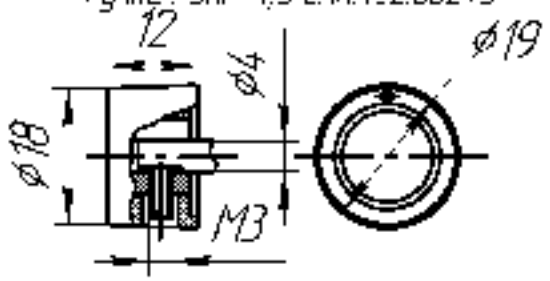
9. Установочные размеры некоторых элементов



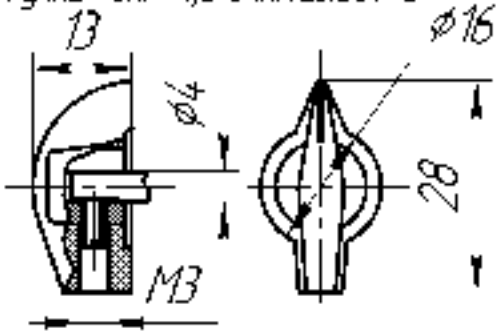
Переключатель ПГ2-5-п-ЗПЗН КР0.524.018 ТУ



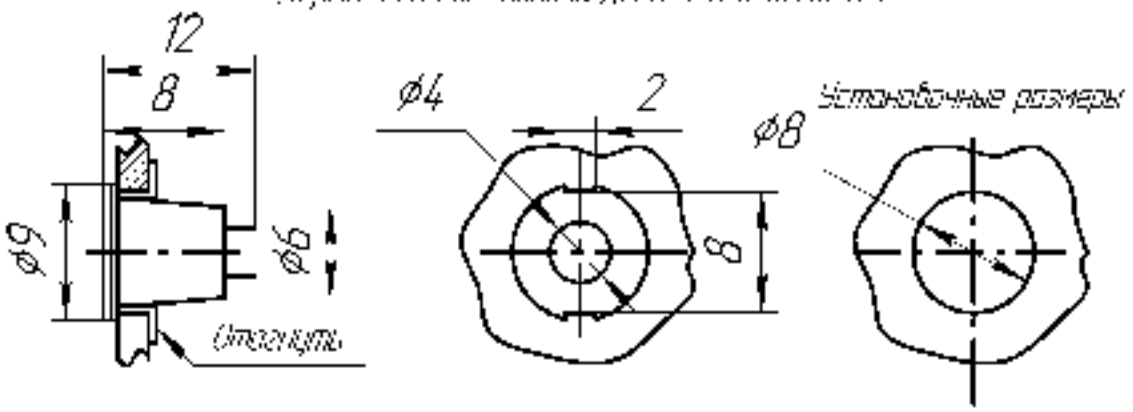
Ручка РУКР-4,0 СПН.452.002ТУ



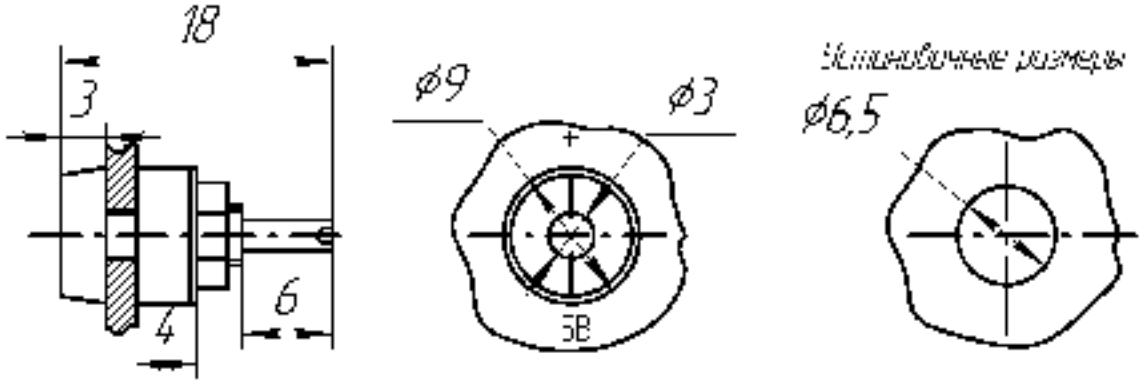
Ручка РУКЛ-4,0 СПН.425.007ТУ



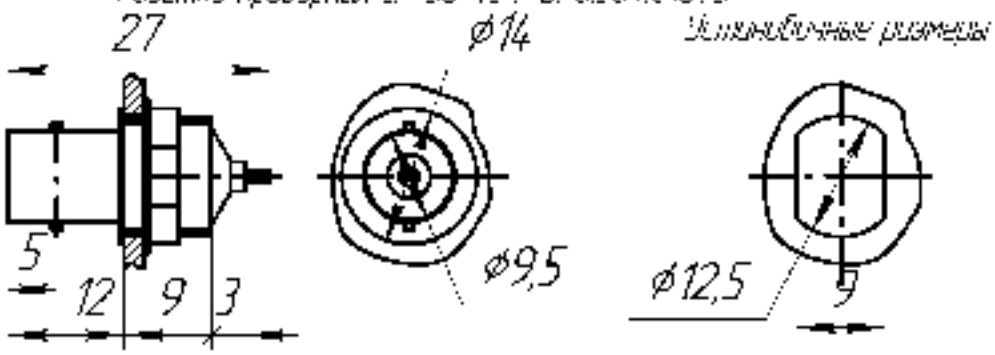
Держатель светодиода ДСМ1-1 ТР0.361.021ТУ



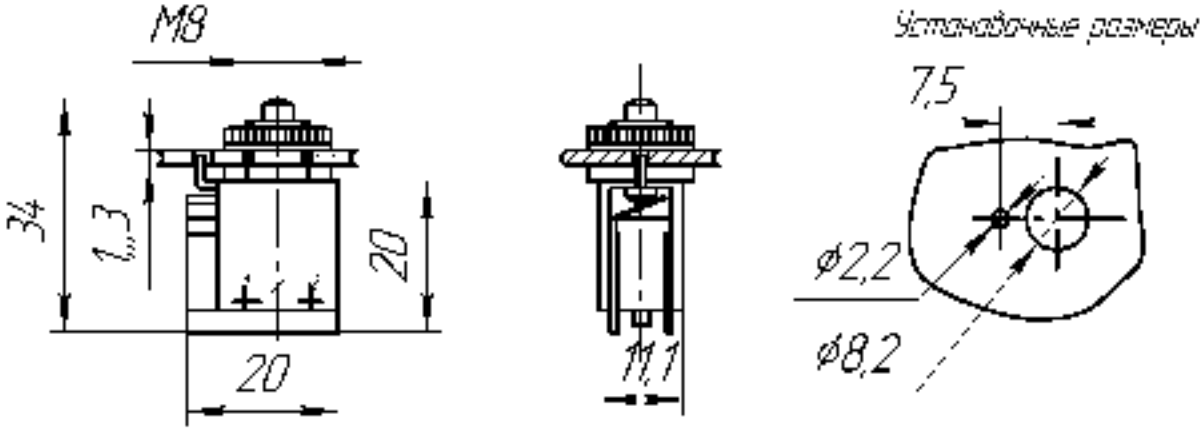
Гнезда контрольные ГК-3 КЕ0.126.015ТУ



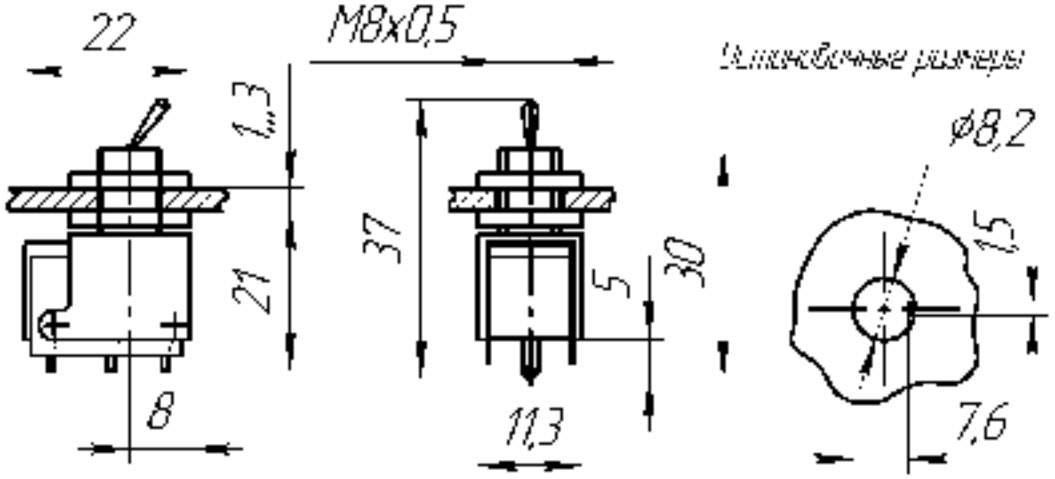
Розетка приборная СР 50 73Ф ВР0.364.010ТУ



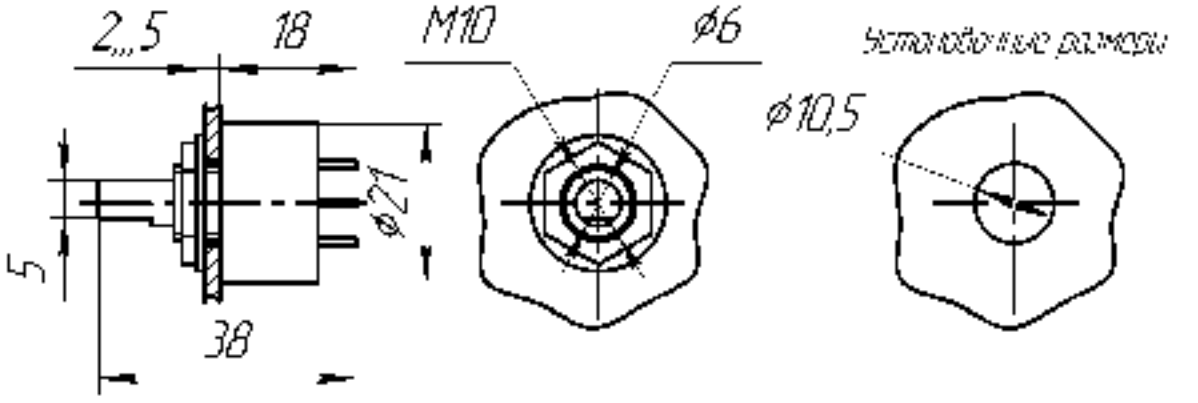
Кнопка КМ-1 АГ0.360.002ТУ



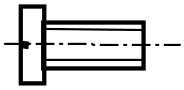
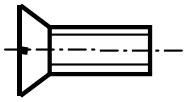
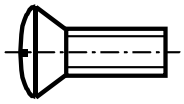
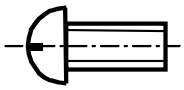
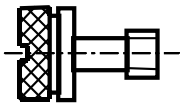
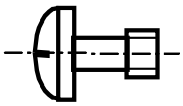
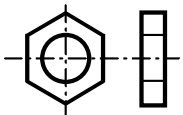
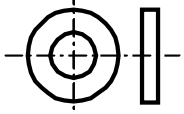
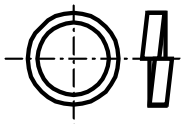
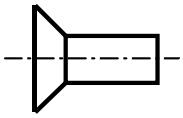
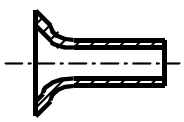
Тумблер МТ1 АГ0.360.207ТУ



Резистор СП4-2М ОЖО.486.045ТУ



10. Крепежные изделия

Упрощенное изображение	Пример записи в спецификации сборочного чертежа
	Винт В.М3-6g×10.48.016 – ГОСТ 1491-80
	Винт В1.М4-6g×8.36.026 – ГОСТ 17475-80
	Винт В1.М3-6g×12.46.016 – ГОСТ 17474-80
	Винт В1.М2-6g×8.56.016 – ГОСТ 17473-80
	Винт В1.М5-6g×20.46.016 – ГОСТ 10344-80
	Винт В1.М4-6g×16.36.026 – ГОСТ 10377-80
	Гайка М3-6Н.5.016 – ГОСТ 5927-70
	Шайба 3.01.016 – ГОСТ 11371-78
	Шайба 3.65Г.016 – ГОСТ 6402-70
	Заклепка 3×10.36.05 – ГОСТ 10300-80
	Заклепка 3×12.36.05 – ГОСТ 12639-80

Винт В.М3-6gх10.48.016 ГОСТ 1491–80 – винт с цилиндрической головкой, класса точности В, диаметром резьбы 3 мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска резьбы 6, длиной 10 мм, класса прочности 4.8, с цинковым покрытием 01 толщиной 6 мкм, хроматированным.

Гайка М3хбН.5.026 ГОСТ 5927–70 – гайка с диаметром резьбы 3 мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска резьбы 6Н, класса прочности 5, с кадмиевым покрытием 02 толщиной 6 мкм, хроматированным.

Шайба 3.65Г.05 ГОСТ 6402–70 – пружинная шайба для винта диаметром 3 мм, из стали 65Г, с оксидным покрытием 05

11. Механические характеристики материалов

В таблице приведены механические характеристики металлов, сплавов и стеклотекстолита.

В таблицеП3 приняты следующие обозначения:

ρ – плотность материала;

α – температурный коэффициент линейного расширения материала;

$\sigma_т$ – предел текучести материала;

$[\sigma]$ – предельно допустимое нормальное напряжение;

$[\tau]$ – предельно допустимое касательное напряжение;

$\sigma_в^+$ – временное сопротивление материала при растяжении;

$\sigma_в^-$ – временное сопротивление материала при сжатии;

E – модуль нормальной упругости (модуль Юнга) материала;

ν – коэффициент Пуассона.

.

Таблица П3

№ п/п	Материал	ρ, г/см^3	$\alpha\cdot10^6$, К$^{-1}$	$\sigma_т$, МПа	$[\sigma]$, МПа	$\sigma_в^+$, МПа	$\sigma_в^-$, МПа	$E\cdot10^{-5}$, МПа	ν
1	Медь М1	8,96	16,5	380	100	400	-	1,2	0,35
2	Сталь 10	7,86	11,9	250	130	400	-	2,1	0,28
3	Сталь Ст5	7,8	12,9	290	120	-	-	2,1	0,27
4	Сталь ЭИ-693	8,1	12	500	-	-	-	2,0	0,30
5	Сталь 47НД	8,0	9,5	500	-	-	-	2,0	0,30
6	Латунь ЛС69	8,4	18	160	-	400	-	0,9	0,4
7	Сплав АЛ-2	2,7	23,8	100	-	-	-	0,7	0,33
8	Стеклотекстолит СФ-2-1,5-50*	2,0	-	-	80	-	-	0,8	-

* Коэффициент динамических потерь – 0,05.

12. Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69), мм

Ряд				Дополнительный размер
R_a 5	R_a 10	R_a 20	R_a 40	
1,0	1,0	1,0	1,0	
			1,05	
		1,1	1,1	
			1,15	
	1,2	1,2	1,2	1,25
			1,3	1,35
		1,4	1,4	1,45
			1,5	1,55
1,6	1,6	1,6	1,6	1,65
			1,7	1,75
		1,8	1,8	1,85
			1,9	1,95
	2,0	2,0	2,0	2,05
			2,1	2,15
		2,2	2,2	2,3
			2,4	
2,5	2,5	2,5	2,5	
			2,6	2,7
		2,8	2,8	2,9
			3,0	3,1
	3,2	3,2	3,2	3,3
			3,4	3,5
		3,6	3,6	3,7
			3,8	3,9
4,0	4,0	4,0	4,0	4,1
			4,2	4,4
		4,5	4,5	4,6
			4,8	4,9
	5,0	5,0	5,0	5,2
			5,3	5,5
		5,6	5,6	5,8
			6,0	6,2
6,3	6,3	6,3	6,3	6,5
			6,7	7,0
		7,1	7,1	7,3
			7,5	7,8
	8,0	8,0	8,0	8,2
			8,5	8,8
		9,0	9,0	9,2
			9,5	9,8

Содержание

Введение 3
1. Оновы конструирования РЭА 4
1.1. Типовые конструкции модулей первого и второго уровней сложности 4
1.2. Каркасы 8
1.3. Платы с элементами 11
1.4. Передняя панель 15
1.5. Задняя панель 22
2. Анализ прочности и жесткости НК при статическом нагружении 22
2.1. Расчетные схемы 22
2.2. Осевое растяжение (сжатие) 25
2.3. Плоский поперечный изгиб 26
3. Анализ прочности и жесткости НК при динамическом нагружении 31
3.1. Условия прочности и жесткости 31
3.2. Расчетные схемы 32
3.3. Свободные колебания системы с одной степенью свободы 33
3.4. Определение частоты свободных колебаний энергетическим способом 35
3.5. Определение перемещений и напряжений при вынужденных колебаниях 36
3.6. Определение перемещений и напряжений при воздействии одиночных ударов 38
3.7. Методы повышения динамической прочности и жесткости 41
Приложения 43

Редактор

Подписано в печать . Формат 60×84 1/16. Бумага офсетная.
Печать офсетная. Гарнитура “Times”. Печ. л. .
Тираж 220 экз. Заказ

Издательство СПбГЭТУ “ЛЭТИ”
197376, С.-Петербург, ул. Проф. Попова, 5