

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

В. И. Кузьмин, А. П. Пеев, Е. В. Кузьмин

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ
СБОРОЧНО-СВАРОЧНОЙ ОСНАСТКИ
И КОНСТРУКЦИЙ**

Учебное-методическое пособие



Волгоград
2016

УДК 621.79 (075)

Р е ц е н з е н т ы:

директор ООО «Политех» д-р. техн. наук *И. Е. Лапин*;

директор ДИЦ «Мост» канд. техн. наук *В. М. Букин*

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

Кузьмин, В. И.

Проектирование и расчет сборочно-сварочной оснастки и конструкций: учеб.-метод. пособие / В. И. Кузьмин, А. П. Пеев, Е. В. Кузьмин; ВолГТУ. – Волгоград, 2016. – 80 с.

ISBN 978-5-9948-2151-0

Приведены классификация и теоретические основы рационального проектирования сборочно-сварочной оснастки. Рассмотрены примеры решения конкретных практических задач при выборе и расчетах различных видов приспособлений, устройств, механизмов и конструкций. Даны варианты заданий к семестровой работе, практическим занятиям и контрольные вопросы для проверки усвоения студентами полученных знаний.

Предназначено для обучения студентов по направлению «Машиностроение» профиля «Оборудование и технология сварочного производства».

Ил. 30. Табл. 10. Библиогр.: 18 назв.

ISBN 978-5-9948-2151-0

© Волгоградский государственный
технический университет, 2016

ВВЕДЕНИЕ

В повышении эффективности сварочных операций большая роль отводится применению приспособлений, технологической оснастки, вспомогательных устройств и механизмов, использование которых позволяет существенно сократить трудоемкость выполняемых работ, обеспечить стабильное качество продукции, облегчить и улучшить условия труда, способствовать повышению комплексной механизации и автоматизации сварочного производства. Нарастание темпов и объемов производства, частая смена номенклатуры выпускаемых изделий требуют создания новых сборочно-сварочных приспособлений, технологической оснастки, вспомогательных устройств и механизмов, а также надежных методов их расчета и рационального проектирования.

Современное приспособление может использоваться как отдельное устройство для сборки, сварки, термообработки, контроля, подъема, поворота, транспортировки и других вспомогательных операций, а также – как неотъемлемая часть сварочной установки, механизированной, автоматизированной или поточной линии. Как специальные, так и универсальные приспособления имеют свое конкретное назначение, конструктивные и технологические особенности эксплуатации. Несмотря на их большое разнообразие и количество, правила построения и конструирования приспособлений основаны на применении общих принципов базирования деталей, основных закономерностей их проектирования и расчета.

Постоянное развитие научно-технологического прогресса и совершенствование производства требуют от специалистов определенных знаний основ базирования деталей и приспособлений, их устройства, особенности работы и правил эксплуатации и др. Они должны быть в курсе современных достижений науки, техники и практики в этой области, а также знать особенности применения сборочно-сварочных приспособлений в комплексно-механизированных и автоматизированных поточных линиях.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ 1

РАЗРАБОТКА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ БАЗИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ И ПРИСПОСОБЛЕНИЙ ДЛЯ СБОРКИ И СВАРКИ КОНСТРУКЦИЙ

1. ЦЕЛЬ ЗАНЯТИЯ

Ознакомиться с классификацией сборочно-сварочных приспособлений и овладеть методикой разработки принципиальной схемы базирования деталей и приспособлений для сборки и сварки конструкций.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

2.1. Общие сведения и классификация приспособлений

В повышении эффективности работ при изготовлении сварных конструкций большая роль отводится применению сборочно-сварочных приспособлений и оснастки, предназначенных для временного закрепления и выверки элементов сварных конструкций и оборудования.

Сборочно-сварочными приспособлениями называются дополнительные технологические устройства к оборудованию, используемые для выполнения сборочных операций, сварки, наплавки, термической резки, контроля, устранения деформаций и др.

Сборочно-сварочной оснасткой называется совокупность приспособлений и специального инструмента для выполнения сборочных, монтажных, сварочных и других видов работ.

В общем случае сборочно-сварочное приспособление состоит из следующих элементов и устройств:

- а) основания;
- б) установочных (фиксирующих) элементов;
- в) прижимных элементов;

- г) поворотных устройств;
- д) вспомогательных деталей, устройств и механизмов.

Основание (рама, корпус) представляет собой элемент, объединяющий в одну конструкцию все части приспособления. На основании располагаются опорные и направляющие детали, втулки, уголки, швеллеры, кронштейны и другие фиксаторы. Основание воспринимает массу изделия и все усилия, возникающие в процессе его сборки, прихватки, сварки и кантовки.

Установочные элементы и детали (опоры, упоры, пальцы, призмы, конусы, постели и др.) образуют базовые поверхности приспособлений и обеспечивают правильную ориентацию деталей в них в соответствии с правилом шести точек.

Прижимные (зажимные) элементы и механизмы предназначены для закрепления установленных в приспособление деталей, заготовок и узлов. Прижимы отличаются от зажимов тем, что их усилие направлено с одной стороны и они имеют одну рабочую поверхность. Примерами зажимов могут служить тиски, клещи и др.

В соответствии со сложностью сварной конструкции и назначением приспособления оно может иметь все или часть перечисленных элементов.

Применение сборочно-сварочных приспособлений позволяет:

- а) повысить производительность труда;
- б) повысить качество продукции;
- в) уменьшить трудоемкость работ;
- г) улучшить условия труда;
- д) расширить технологические возможности сварочного оборудования

Сборочно-сварочные приспособления классифицируются по нескольким признакам следующим образом:

по выполняемым операциям технологического процесса - приспособления для разметки, термической резки, сборки под сварку, сварки, кон-

троля качества, термообработки, для установки, поворота, подачи и съема изделия, для перемещения сварочного автомата или сварщика;

по виду обработки и методу сварки – приспособления для электродуговой сварки (ручной, полуавтоматической и автоматической), контактной сварки, электрошлаковой сварки, наплавки, пайки, термической резки и др.;

по уровню механизации и автоматизации – приспособления ручные, механизированные, полуавтоматические и автоматические;

по виду установки – приспособления стационарные, передвижные и переносные;

по источнику энергии привода – приспособления пневматические, гидравлические, пневмогидравлические, электромеханические, магнитные и др.

К сборочно-сварочным приспособлениям предъявляются следующие основные требования: должно быть достаточно прочным и жестким, не деформировать закрепляемые детали, технологичным, удобным в эксплуатации, иметь возможность использования типовых и стандартных деталей и узлов при конструировании приспособления, а также должно быть ремонтноспособным, безопасным в эксплуатации, иметь достаточно высокий срок службы.

2.2. Разработка принципиальной схемы базирования деталей и приспособлений

Базированием называется определение положения деталей в изделии относительно друг друга или изделия относительно приспособления.

Для базирования любой детали требуется выполнять *правило шести точек*: чтобы придать детали вполне определенное положение в приспособлении, необходимо и достаточно иметь шесть опорных точек, лишаящих деталь всех шести степеней свободы.

Любое твердое тело имеет шесть степеней свободы: перемещение в направлении трех координатных осей X , Y и Z и вращение относительно этих осей ω_x , ω_y , ω_z (рис.1).

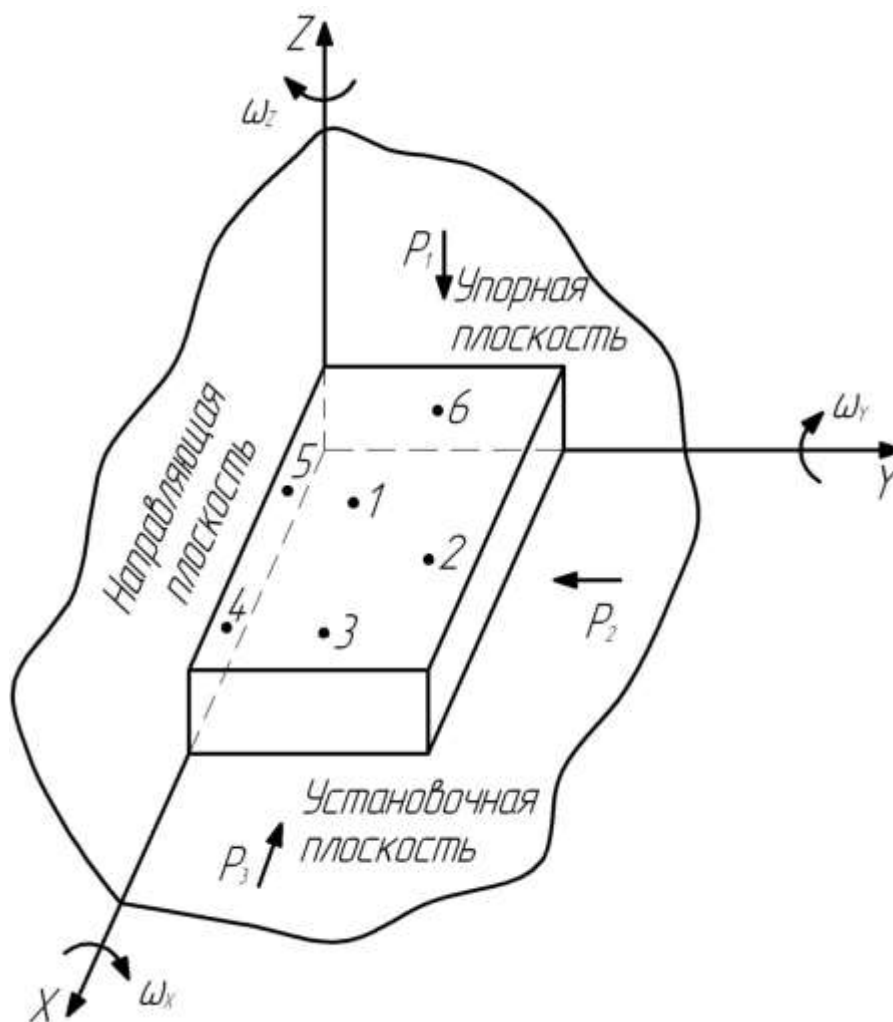


Рис. 1. Схема расположения опорных точек по трем плоскостям

Плоскость $X O Y$ называется установочной или главной базирующей. На ней расположены три опорные точки 1, 2, и 3, которые лишают тело трех степеней свободы – перемещения вдоль оси $O Z$ и вращения вокруг осей $O X$ и $O Y$ (рис.1).

Плоскость $X O Z$ называется направляющей. На ней расположены две точки 4 и 5, которые лишают тело еще двух степеней свободы - перемещения вдоль оси $O Y$ и вращения вокруг оси $O Z$.



Плоскость $Y O Z$ называется упорной. На ней расположена одна опорная точка b , которая лишает тело последней (шестой) степени свободы - перемещения вдоль оси $O X$.

Прижатие детали по всем шести опорным точкам обеспечивается тремя усилиями P_1 , P_2 и P_3 , действующим по трем взаимно перпендикулярным направлениям.

При установке деталей недопустимо использовать более шести опорных точек. Лишние опорные точки препятствуют правильной установке и сборке деталей.

Принципиальная схема базирований представляет собой чертеж сварного изделия, на котором упрощенно в виде условных обозначений (см. табл.1) указаны места, способы фиксирования и закрепления всех деталей собираемой конструкции, при этом наносить на схему все детали изделия подробно не следует.

Таблица 1 – Условные обозначения опор и зажимов по ГОСТ 3.1107-81

Наименование	Вид спереди	Вид сверху	Вид снизу
Опора неподвижная			
Опора подвижная			
Опора регулируемая			
Зажим одиночный			
Зажим двойной			

На схеме следует указать величину необходимого усилия прижатия детали, а также те размеры, которые необходимо соблюдать при проектировании и сборке с особой точностью.

При составлении принципиальной схемы базирования необходимо выполнять следующие требования и правила:

- выполнять «правило шести точек»;
- базирование опор и прижимов осуществлять последовательно, начиная с установочной плоскости, затем с направляющей плоскости и в заключении с упорной плоскости;
- не допускать излишнего числа точек опоры, т.к. это усложняет сборку и приводит к неправильной установке детали;
- располагать прижимы напротив или вблизи упоров, чтобы не создавать опрокидывающего момента;
- располагать опоры и прижимы таким образом, чтобы исключать сдвиг и деформацию собираемых деталей;
- располагать опоры и прижимы таким образом, чтобы было удобно осуществлять прихватки и последующую сварку;
- при сборке выбирать не более двух типов прижимов;
- выбирать в качестве установочных баз и опор механически обработанные поверхности или отверстия деталей;

Разработка принципиальной схемы базирования деталей и приспособлений выполняется в следующей последовательности (рис.2):

- 1) выбор оборудования и оснастки для сборки и сварки изделия;
- 2) разбивка изделия на отдельные детали ;
- 3) расстановка установочных элементов по всем плоскостям для первой детали;
- 4) расстановка прижимных элементов по всем плоскостям для первой детали;

- 5) расстановка установочных и прижимных элементов по всем плоскостям для остальных деталей изделия;
- 6) выбор типа установочных и прижимных элементов.

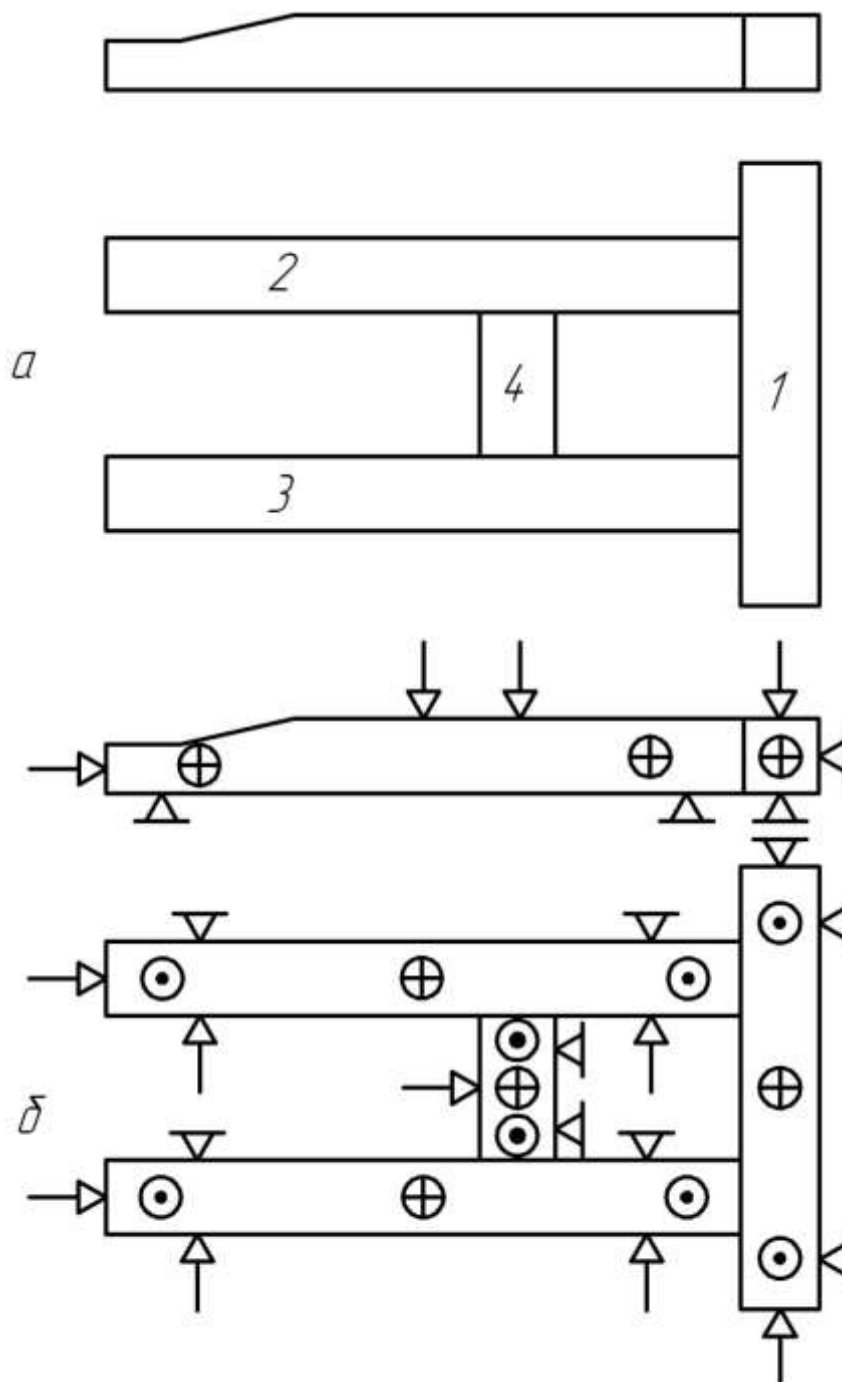


Рис. 2. Разработка принципиальной схемы базирования деталей и приспособлений:

a – разбивка изделия на отдельные детали;

б – условное обозначение установочных и прижимных элементов

Более наглядно расположение установочных и прижимных элементов при базировании деталей показано на рис.3.

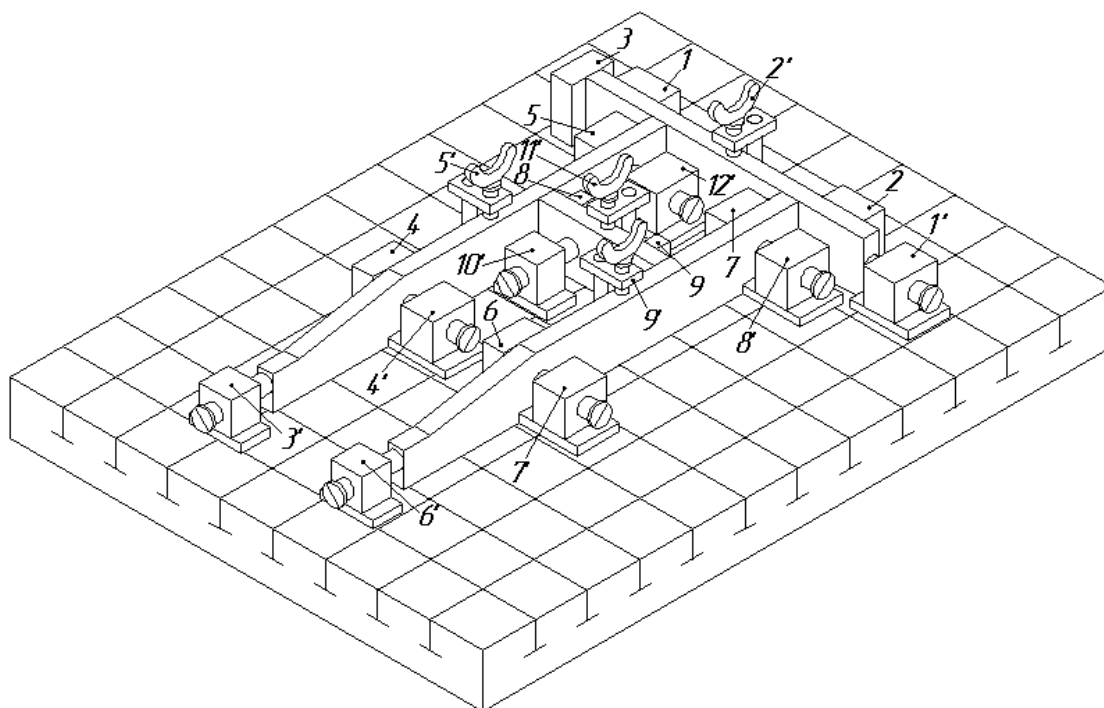


Рис. 3. Базирование деталей и приспособлений на сборочно-сварочной плите:

1-9 – установочные элементы из прямоугольных штырей;

1',3',4',6'-8',10',12' – прижим винтовой;

2',5',9',11' – струбцина винтовая

При проектировании сборочно-сварочного приспособления часто детали устанавливаются с использованием группы установочных баз. В этих случаях ни один новый установочный элемент не должен лишать деталь тех степеней свободы, которых она уже лишена ранее другими элементами.

Одной из наиболее распространенных ошибок при базировании деталей в приспособлении является выбор принципиальной схемы, имеющей более шести опорных точек. На рис. 4,а показана схема *неправильного базирования* детали 1 на цилиндрическом пальце 2. При такой схеме базирования на плоскости XOY расположены три опорные точки, которые соответственно лишают деталь трех степеней свободы – это перемещение по оси OZ и вращение по осям OY и OX . Кроме этого, цилиндрический

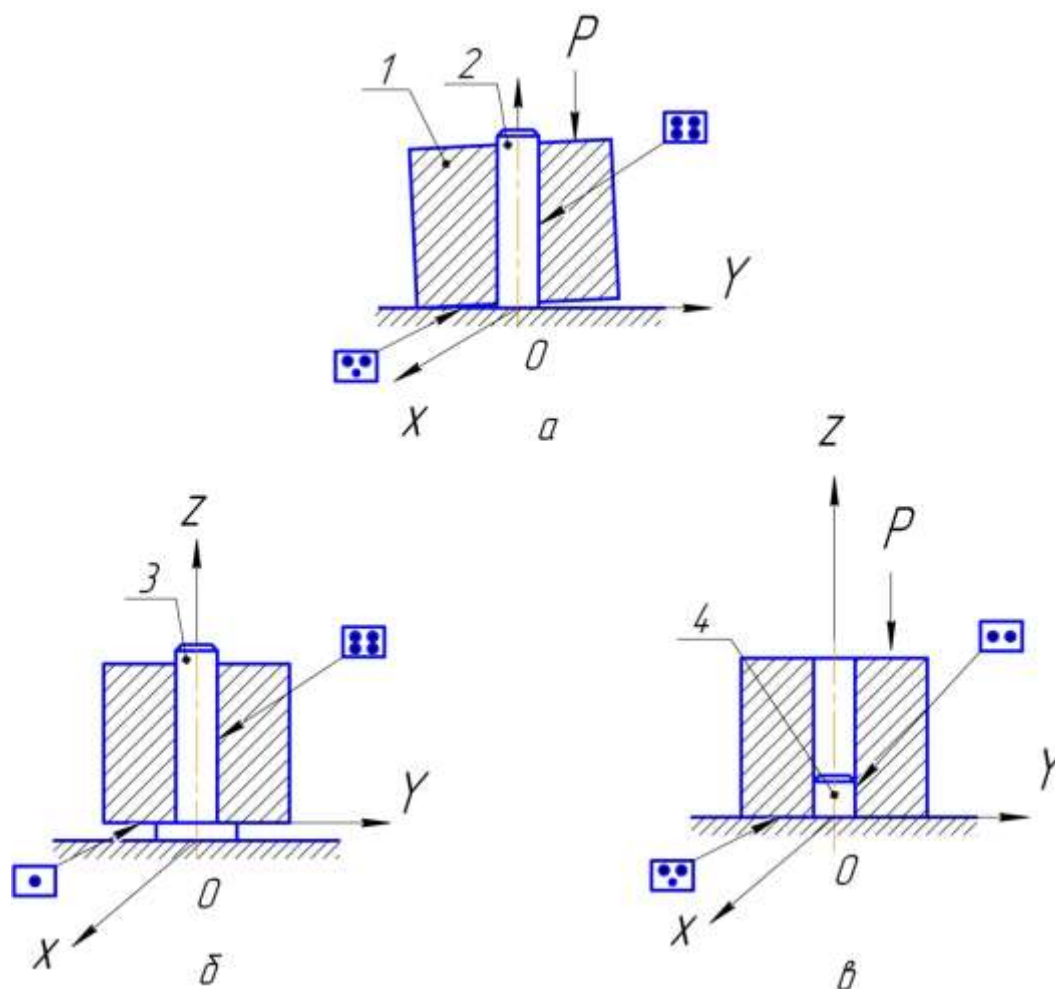


Рис. 4. Схема неправильного (а) и правильного (б, в) базирования детали:
 1 – деталь; 2 – длинный палец; 3 – длинный палец с торцевой плоскостью; 4 – короткий палец

палец лишает деталь еще четырех степеней свободы – это перемещение по осям OY , OX и вращение вокруг них. Таким образом, деталь опирается на семь точек вместо нужных пяти точек, так как необходимо оставить шестую степень свободы – вращение вокруг оси OZ . Поэтому при малейшей неточности изготовления детали (неперпендикулярность торцевой плоскости к оси отверстия) во время ее закрепления под действием силы P палец будет изгибаться, что соответственно приведет к затруднению вращения и съема детали.

Для правильного базирования детали на цилиндрическом пальце можно использовать следующие схемы:

- а) короткий палец и большая торцевая плоскость (рис. 4, б);
- б) длинный палец и небольшой торцевая плоскость (рис. 4, в).

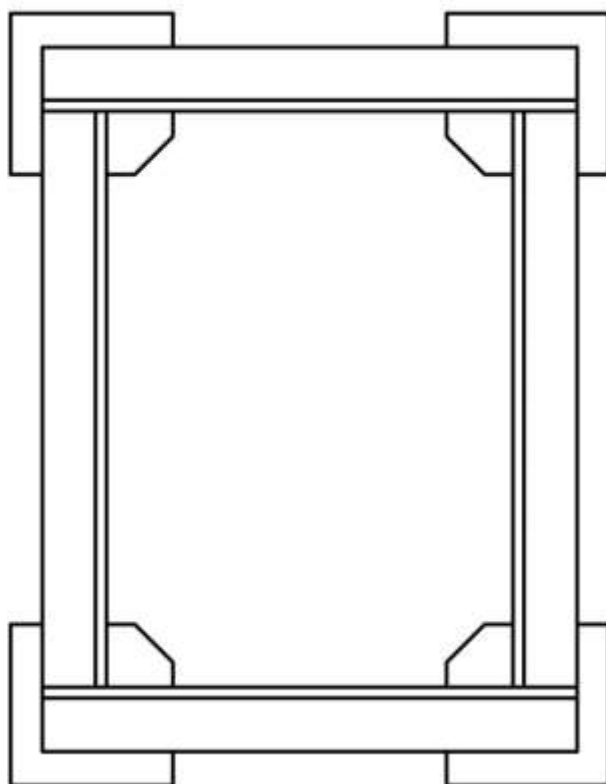
Данные схемы базирования позволяют не только выполнить *правило шести* точек, но и являются наиболее рациональными, так как лишают деталь пяти степеней свободы, оставляя лишь одну для вращения детали вокруг оси OZ .

3. ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

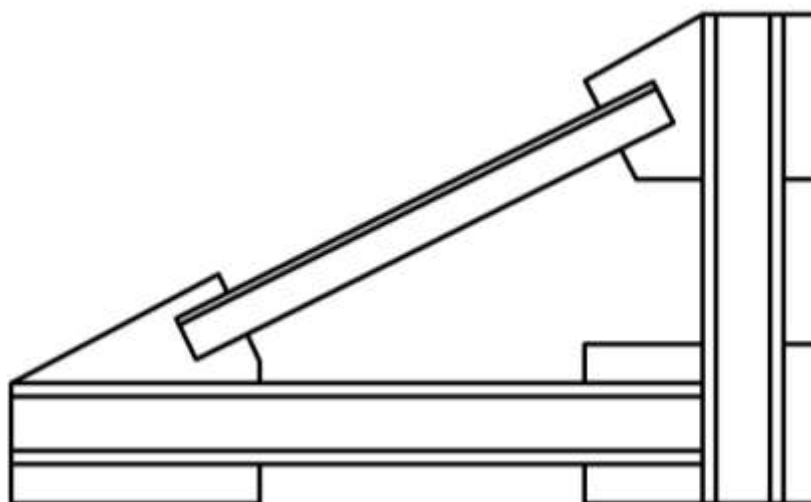
Для проверки полученных студентами знаний по овладению методикой разработки принципиальной схемы базирования деталей и приспособлений предлагается выполнить практические задания, представленные на рис. 5,6.

4. ПЕРЕЧЕНЬ КОНТРОЛЬНЫХ ВОПРОСОВ

- 1) Что называется сборочно-сварочным приспособлением?
- 2) Что называется сборочно-сварочной оснасткой?
- 3) Из каких элементов состоит сборочно-сварочное приспособление?
- 4) Назначение оснований и установочных элементов.
- 5) Назначение прижимов и зажимных устройств.
- 6) Как классифицируются сборочно-сварочные приспособления?
- 7) Что называется базированием деталей ?
- 8) Как формулируется правило шести точек?
- 9) Какая плоскость называется установочной?
- 10) Какая плоскость называется направляющей?
- 11) Перечислить правила базирования.
- 12) Какие требования предъявляются при проектировании сборочно-сварочных приспособлений?
- 13) Что называется опорной плоскостью базирования?

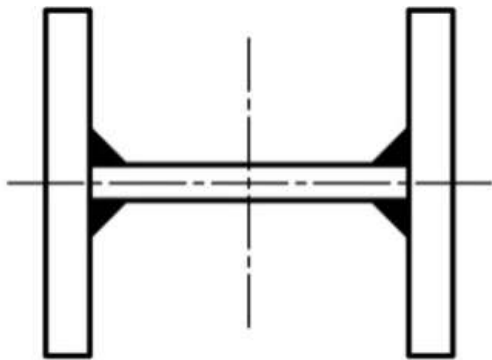


Задание 1

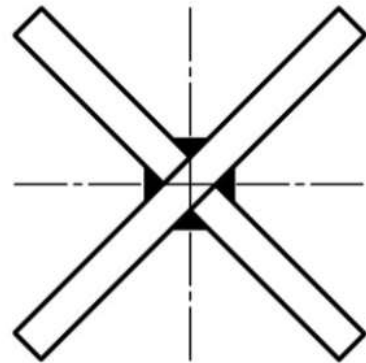


Задание 2

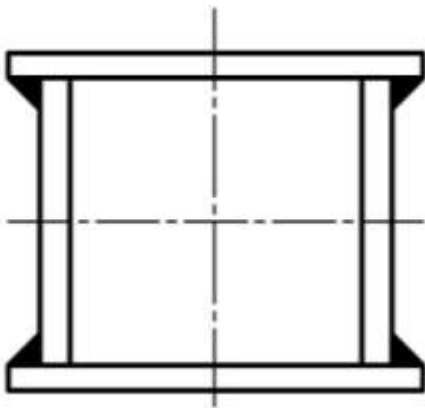
Рис. 5. Разработать принципиальную схему базирования деталей и приспособлений для сборки и сварки рамных конструкций



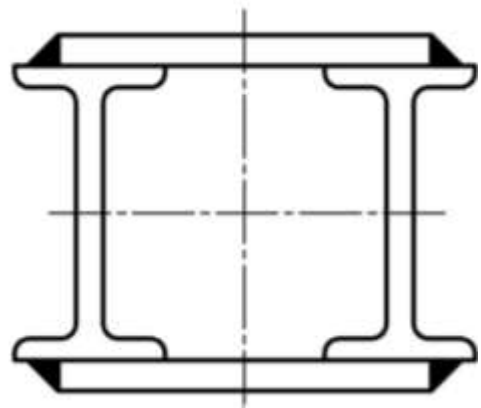
Задание 3



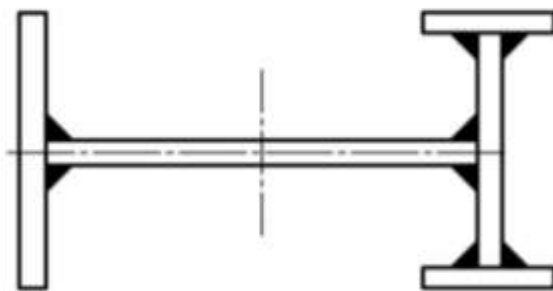
Задание 4



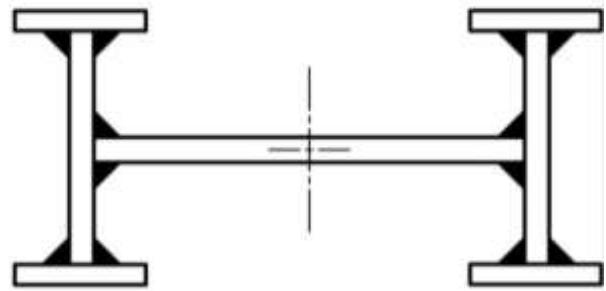
Задание 5



Задание 6



Задание 7



Задание 8

Рис. 6. Разработать принципиальную схему базирования деталей и приспособлений для сборки и сварки профильных конструкций

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ 2

РАСЧЕТ РЫЧАЖНЫХ ПРИЖИМНЫХ УСТРОЙСТВ

1. ЦЕЛЬ ЗАНЯТИЯ

Овладеть методикой рационального проектирования и расчета рычажных прижимных устройств для сборки и сварки конструкций.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

2.1. Назначение, классификация и требования к зажимным механизмам приспособлений

Прижимы и зажимные устройства предназначены для закрепления деталей в приспособлении. Зажимы имеют две рабочие поверхности (например, тиски, клещи).

Прижимы отличаются от зажимов тем, что они имеют одну рабочую поверхность и их усилие направлено с одной стороны. Наиболее распространенным представителем зажимов являются тиски, которые имеют две рабочие поверхности.

Прижимы должны отвечать следующим основным требованиям:

- развивать заданное усилие прижима для надежного закрепления деталей (для ручных прижимов расчетное усилие руки не должно превышать 80-100 Н);
- не нарушать заданного базированием положения деталей, портить их поверхности и вызывать деформирование;
- быть максимально удобными и безопасными в работе;
- не создавать опрокидывающего момента (прижимы, как правило, располагают напротив или вблизи упоров);
- быть быстродействующими.

По степени механизации прижимы делятся на:

ручные – работающие от мускульной силы рабочего (их рекомендуется применять в единичном и мелкосерийном производстве);

механизированные – работающие от силового привода, управляемого вручную;

автоматизированные – осуществляющие прижатие и раскрепление деталей без участия человека.

В сварочном производстве применяются следующие основные типы прижимов:

– клиновые, пружинные, эксцентриковые, винтовые, рычажные, шарнирно-рычажные (*с ручным приводом*);

– пневматические, гидравлические, пневмогидравлические, электро-механические, магнитные (*с механизированным приводом*).

Расчет прижимов производится обычно в два этапа: на первом этапе определяют необходимые усилия прижатия деталей; на втором этапе проводят расчет на прочность и жесткость конструкции прижимного устройства.

Рычажные прижимы широко применяются в сборочно-сварочных приспособлениях, чаще всего - для закрепления листовых и профильных заготовок, расположенных горизонтально. Рычажные прижимы являются быстродействующими, создают большие усилия прижима, направление и величину которых можно изменять в достаточно широких пределах.

К недостаткам рычажных систем следует отнести возможность случайного, а при плохой конструкции и самопроизвольного раскрепления заготовок.

Простые однорычажные прижимы применяются для создания небольших прижимных усилий. Для создания больших усилий применяют сложные многозвенные шарнирно-рычажные прижимы, которые позволяют увеличивать усилие в 5-10 раз.

Схема действия рычажной системы показана на рис. 1.

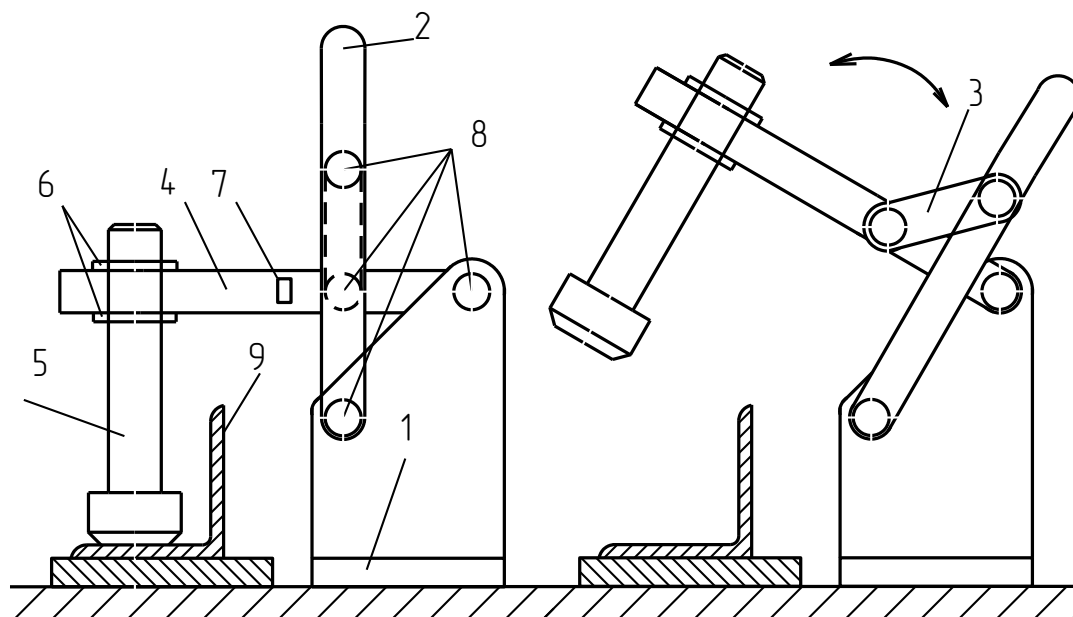


Рис. 1. Принципиальная схема действия ручного шарнирно-рычажного прижима:

а – рабочее положение (деталь закреплена); *б* – исходное положение (деталь раскреплена); 1- стойка; 2 – рукоятка; 3 – планка; 4 – рычаг; 5 – винт; 6 – регулирующие гайки; 7 – стопор; 8 – оси; 9 - деталь

Конструктивных разновидностей рычажных прижимов много, однако, все они сводятся к трем основным силовым схемам (рис. 2). Анализ данных схем показывает, что наибольший выигрыш в силе (наибольшее передаточное отношение) дает схема на рис. 2, б). Однако, в конструктивном отношении она громоздка, а в эксплуатации неудобна, так как требует большого рабочего хода силового источника и усложняет подачу заготовки под рычаг. Схема на рис. 2, а применяется в тех случаях, когда требуется изменить направление исходной силы. Третья схема (рис. 2, в) дает наиболее компактную конструкцию, но передаточное отношение сил в ней всегда меньше единицы.

Рычажные прижимы, как правило, используются в сочетании с другими механизмами и устройствами, которые позволяют трансформировать величину усилия прижатия, величину хода прижима и направление хода передаваемой силы.

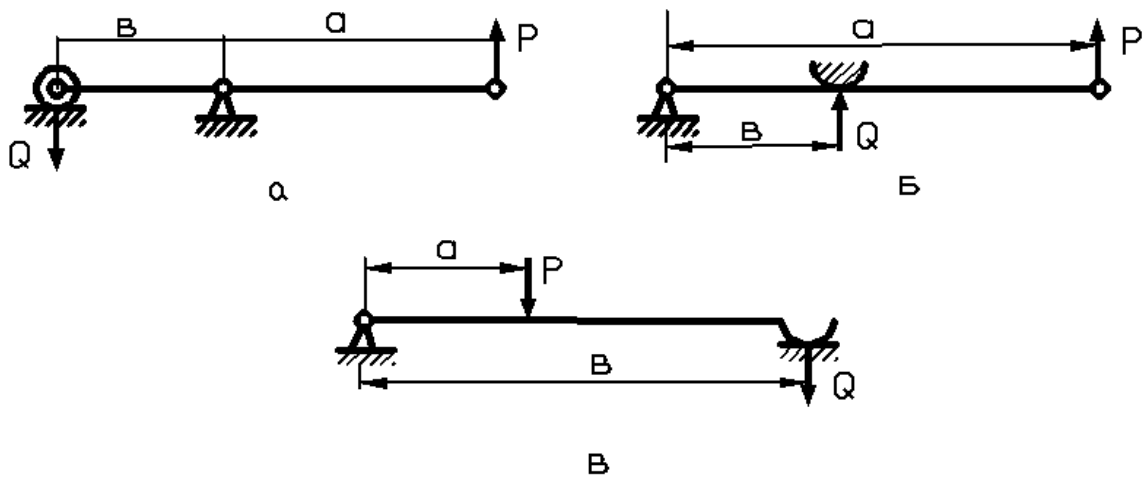


Рис. 2. Основные силовые схемы рычажных прижимов

С целью повышения производительности и облегчения труда рабочих привод рычажных систем механизмируют, используя пневматические, гидравлические, пневмогидравлические и электромеханические приводы.

2.2. Методика расчета рычажных прижимов

Для простых рычагов усилие прижима Q можно рассчитать по формулам:

$$\text{для схемы рис. 2,а} \quad Q = \frac{P(a - \frac{a+b}{b}fr)}{b} \quad (1)$$

$$\text{для схемы рис. 2,б} \quad Q = \frac{P(a - \frac{a-b}{b}fr)}{b}, \quad (2)$$

где P – сила, прикладываемая к концу рукоятки рычага; a – ведущее плечо рычага; b – приводимое плечо рычага; f – коэффициент трения в шарнире; r – радиус пальца шарнира.

Рассмотрим методику расчета прижима на примере рычажного устройства для сборки под сварку тавровых балок (рис. 3). Расчет рычажного прижима следует начинать с определения усилия на зажимах кондуктора и силового усилия гидропривода.

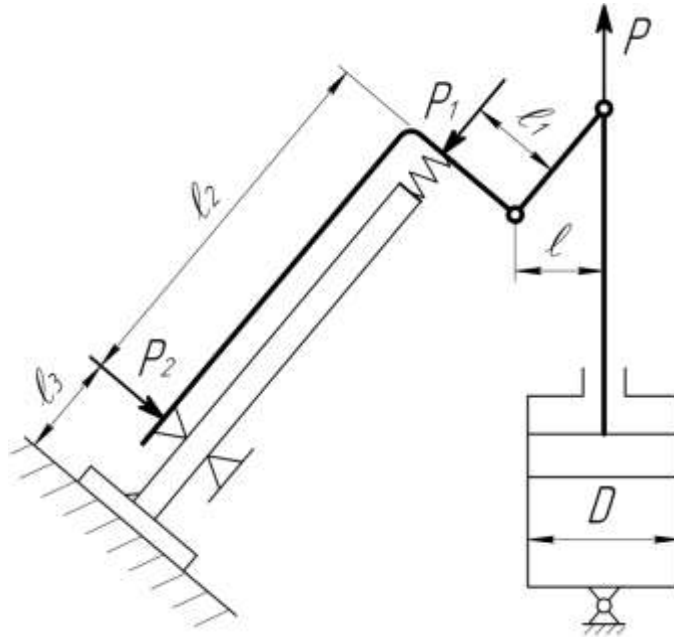


Рис. 3. Схема рычажного прижимного устройства для сборки тавровых балок

При сварке усадочная сила P , действующая по оси швов, равна:

после сварки первого шва $P_{yc1} = 1,7\Omega k^2$ [кгс] (3)

после сварки обоих швов $P_{yc2} = 1,2\Omega k^2$, [кгс] (4)

где Ω – коэффициент, зависящий от способа сварки (при автоматической дуговой сварке принимают $\Omega = 300$ кгс/мм²; при ручной дуговой сварке $\Omega = 400$ кгс/мм²); k – катет шва, мм.

Расчетное погонное усилие q , возникающие на зажимах кондуктора под действием этих усадочных сил определяется по формулам:

после сварки первого шва $q_1 = \frac{9,6P_{yc1}e}{L^2}$ [кгс/мм] (5)

после сварки обоих швов $q_2 = \frac{9,6P_{yc2}e}{L^2}$, [кгс/мм] (6)

где e – расстояние между центрами тяжести сечения балки и сечения шва, мм; L – длина балки, мм.

Отсюда следует, что при расположении верхних рычажных прижимов P_1 вдоль стенки балки через 1 метр каждый из них должен воспринимать усилие $S \geq q$, позволяющее удерживать балку от продольного изгиба при сварке, т.е. $S_1 = q_1 \times 1000$ мм. В расчетах необходимо подставлять максимальное значение q , величина которого, как правило, больше после сварки обоих швов.

При сварке балки в зажатом состоянии поперечная усадка углового шва может вызвать в металле шва опасные изгибающие напряжения $\sigma_{и}$, превышающие предел текучести $\sigma_{т}$. Поэтому усилие бокового прижима P_2 следует ограничивать условием $\sigma_{и} < \sigma_{т}$. Из этого условия следует, что изгибающий момент в шве от действия силы P_2 на плече ℓ_3 (рис.3) должен быть равен моменту внутренних сил в металле при напряжениях $\sigma = [\sigma]$:

$$P_2 \ell_3 = W[\sigma], \quad (7)$$

где $W = bh^2$ – момент сопротивления сечения шва на длине b при высоте шва в опасном сечении h .

Подставляя значение W в формулу (7) получим искомую величину усилия бокового прижима:

$$P_2 = \frac{W[\sigma_{и}]}{\ell_3} = \frac{bh^2[\sigma_{и}]}{6\ell_3} \quad [\text{кгс}] \quad (8)$$

Минимальная необходимая величина P_1 при коэффициенте запаса прочности, равном 1,25, будет:

$$P_1 = 1,25(S_1 - fP_2), \quad [\text{кгс}] \quad (9)$$

где $f = 0,15$ – коэффициент трения.

Усилие гидропривода P находят из уравнения моментов относительно опоры:

$$P\ell = P_1\ell_1 + P_2\ell_2 \quad (10)$$

Отсюда:
$$P = \frac{P_1 \ell_1 + P_2 \ell_2}{\ell} \quad [\text{кгс}] \quad (11)$$

Диаметр гидроцилиндра определяют по формуле:

$$D = \sqrt{4P/\pi g_m \eta} , \quad [\text{см}] \quad (12)$$

где $g_m = 20 \text{ кгс/см}^2$ – давление масла в цилиндре;

$\eta = 0,8$ – КПД гидропривода.

Ход поршня выбирается исходя из конструктивных соображений проектируемого приспособления.

3. ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Для проверки полученных студентами знаний по овладению методикой проектирования и расчета рычажных прижимных устройств для сборки и сварки конструкций предлагается выполнить практические задания, представленные в табл.1 и на рис. 3.

Таблица 1 – Варианты практических заданий по расчету рычажных прижимных устройств для сборки и сварки конструкций

Номер задания	Длина балки L , мм	Катет шва k , мм	Координаты прижимных усилий, мм				Способ сварки
			ℓ_1	ℓ_2	ℓ_3	ℓ	
1	6000	16	170	350	200	150	Автоматическая
2	8000	8	200	500	220	180	Ручная
3	5000	14	340	800	360	250	Автоматическая
4	12000	7	200	400	240	170	Ручная
5	10000	20	240	500	300	200	Автоматическая
6	7000	9	220	450	250	190	Ручная
7	9000	12	310	600	340	280	Автоматическая
8	15000	10	280	550	300	250	Ручная
9	11000	14	400	750	420	370	Автоматическая
10	5000	8	200	350	230	170	Ручная
11	8000	12	330	650	350	280	Автоматическая
12	10000	9	400	800	420	370	Ручная
13	12000	14	350	700	380	300	Автоматическая
14	6000	10	230	500	250	210	Ручная
15	10000	16	310	600	340	290	Автоматическая

4. ПЕРЕЧЕНЬ КОНТРОЛЬНЫХ ВОПРОСОВ

- 1) Назначения прижимов и зажимных устройств.
- 2) Требования, предъявляемые к прижимам.
- 3) Чем отличаются прижимы от зажимов?
- 4) Как делятся по степени механизации прижимные устройства?
- 5) Какие приводы применяют для механизации прижимов.
- 6) Преимущества и недостатки рычажных прижимов.
- 7) Перечислить основные силовые схемы рычажных прижимов.
- 8) Принципы расчета рычажных прижимов.
- 9) Перечислить основные типы прижимов, применяемых в сварочном производстве.
- 10) Чем отличаются однорычажные прижимы от многозвенных шарнирно-рычажных?
- 11) В каких единицах измеряется расчетное погонное усилие, возникающее зажимах кондуктора?
- 12) Перечислить основные этапы методики расчета прижимов.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ 3

РАСЧЕТ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИЖИМОВ

1. ЦЕЛЬ ЗАНЯТИЯ

Овладеть методикой расчета и рационального проектирования пневматических и гидравлических прижимных устройств сборочно-сварочных приспособлений.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

2.1. Пневматические прижимы

В сборочно-сварочных приспособлениях нашли широкое применение различные прижимные устройства, действующие от пневматического привода. Такой привод прост по конструкции и в управлении, доступен на производстве, является быстродействующим, надежным в работе и имеет сравнительно малую стоимость. Вместе с тем пневмопривод имеет недостатки: неплавное перемещение штока, большие габаритные размеры, шум при работе, очень чувствителен к качеству сжатого воздуха (загрязненный воздух вызывает коррозию цилиндров и увеличивает износ уплотнений).

Пневмоприводы классифицируются на: поршневые (пневмоцилиндры), диафрагменные (пневмокамеры) и пневмошланги.

Пневмоцилиндры - выпускаются по ГОСТ 15608-81 диаметром 25-400 мм и рассчитаны на давление сжатого воздуха до 1 МПа и позволяют создавать прижимные усилия до 20-30 кН.

Пневмоцилиндры бывают одностороннего и двухстороннего действия (рис. 1). В пневмоцилиндрах одностороннего действия сжатый воздух перемещает поршень только в одну сторону, обратный ход обеспечивается возвратной пружиной. Их применяют при малых усилиях, необходимых

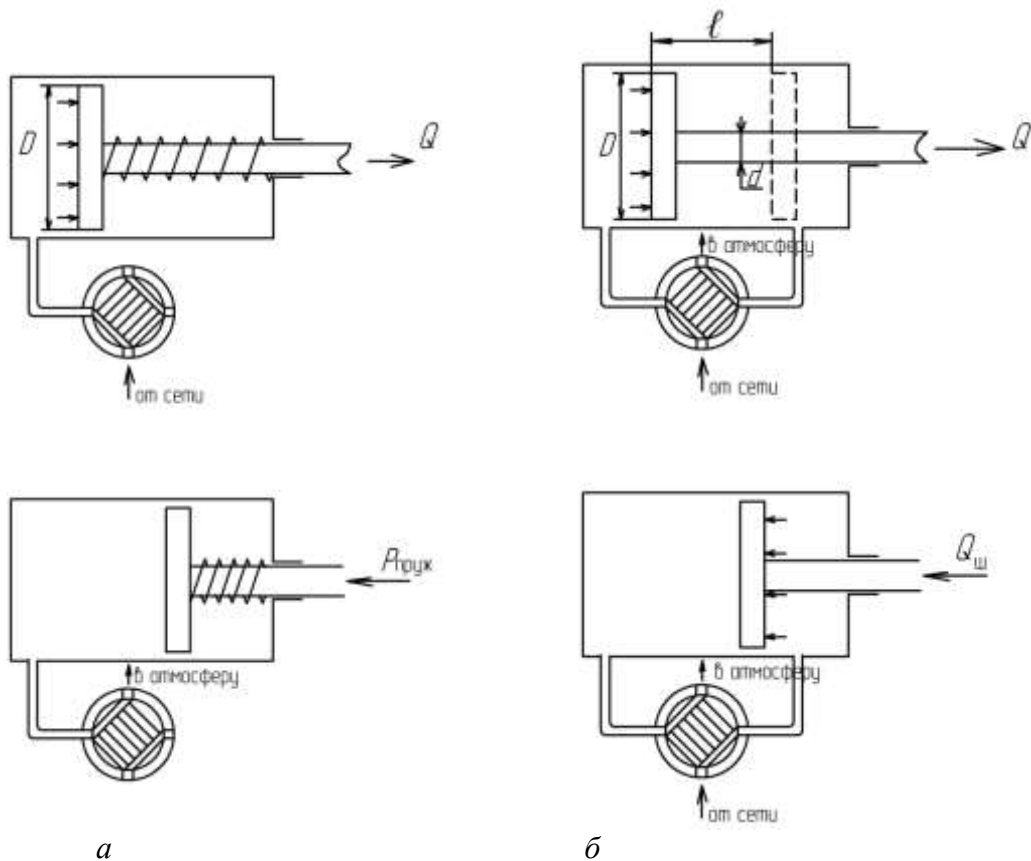


Рис. 1. Принципиальная схема пневмоцилиндра одностороннего (а) и двухстороннего (б) действия

для возвращения поршня в исходное положение (когда для этого достаточно усилия разжатой пружины), а также, когда не требуется большой ход штока. Недостатком пневмоцилиндров одностороннего действия является расходование части усилия, необходимого для сжатия пружины.

Усилие Q на штоке пневмоцилиндра одностороннего действия рассчитывают по формуле:

$$Q = P_B F \eta_B - P_{\text{пруж}} = P_B \frac{\pi D_{\text{П}}^2}{4} \eta_B - P_{\text{пруж}}, \quad (1)$$

где P_B – давление сжатого воздуха в сети;

F – рабочая площадь поршня;

η_B – КПД, учитывающий потери в пневмоцилиндре ($\eta = 0,85-0,95$);

$P_{\text{пруж}}$ – сила сопротивления предельно сжатой пружины;

$D_{\text{П}}$ – диаметр поршня пневмоцилиндра.

Пневмоцилиндры двухстороннего действия более сложны по конструкции и имеют больший расход сжатого воздуха.

Усилие Q_{Π} на штоке пневмоцилиндра двухстороннего действия со стороны поршня рассчитывают по формуле:

$$Q_{\Pi} = P_{\text{В}} F \eta_{\text{В}} = P_{\text{В}} \frac{\pi D_{\Pi}^2}{4} \eta_{\text{В}}, \quad (2)$$

а со стороны штока:

$$Q_{\text{Ш}} = P_{\text{В}} F_{\text{Ш}} \eta_{\text{В}} = P_{\text{В}} \frac{\pi(D_{\Pi}^2 - d_{\Pi}^2)}{4} \eta_{\text{В}}, \quad (3)$$

где $F_{\text{Ш}}$ – площадь поршня со стороны штока;

d_{Π} – диаметр штока пневмоцилиндра.

Расчет на прочность деталей пневмоцилиндра начинают с определения толщины стенки цилиндра δ :

$$\delta \geq \frac{D_{\Pi} P_{\text{В}}}{2[\sigma]}, \quad (4)$$

где D_{Π} – диаметр пневмоцилиндра; $P_{\text{В}}$ – давление сжатого воздуха в сети; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на растяжение.

Крышка цилиндра рассчитывается как круглая пластина, опертая по окружности ее крепления к цилиндру и изгибаемая равномерно распределенным давлением $P_{\text{В}}$. Наибольшее напряжение изгиба будет в центре пластины:

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{3(3 + \nu) P_{\text{В}} D_{\text{К}}^2}{32 \delta^2}, \quad (5)$$

где $D_{\text{К}}$ – диаметр окружности болтового соединения крышки с цилиндром (или диаметр цилиндра, если крышка представляет собой одно целое с цилиндром);

ν – коэффициент, зависящий от материала (для стали $\nu = 0,3$).

При расчете по формуле (5) с некоторым запасом прочности условно принимается, что давление действует на всю площадь, ограниченную окружностью крепления крышки к цилиндру, например, окружностью расположения крепежных болтов. Подставляя в эту формулу значение $\nu = 0,3$, получаем расчетную толщину крышки:

$$\delta = 0,56D_B \sqrt{\frac{P_B}{[\sigma]}} \quad (6)$$

Расчет болтов крышки силового цилиндра производят из условий прочности и герметичности соединения (рис.2). Если уплотняющим элементом служит прокладка, то она должна сжиматься давлением, значительно превосходящим давление в цилиндре. Деформируясь под этим давлением, прокладка заполняет неровности контактирующих поверхностей и препятствует вытеканию из цилиндра воздуха или масла.

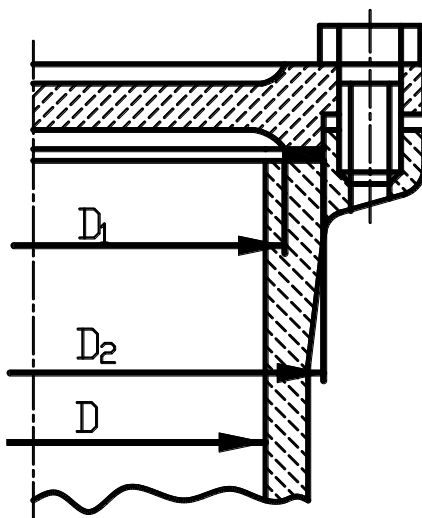


Рис. 2. Соединение крепежной крышки с цилиндром:
1 – силовой цилиндр; 2 – крышка; 3 – крепежный болт; 4 – прокладка

Полное давление на болты, вызывающее их растягивание, складывается из давления воздуха (или жидкости) q на крышку D_2 и давления, требуемого для сжатия прокладки (если она имеется):

$$nQ = \frac{\pi D_2^2}{4} P_B + \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4} p_{пр}, \quad (7)$$

где Q – усилие, приходящееся на один болт;

n – число болтов по окружности крепления крышки;

D_1 и D_2 – наружный и внутренний диаметры прокладки (рис. 2);

$p_{пр}$ – давление на прокладке (для мягких прокладок равно $2P_B$,

а для металлических прокладок – $3,5 P_B$).

Расчетное усилие на один болт рассчитывается по формуле:

$$Q = \frac{\pi}{4n} [D_2^2 P_B + (D_1^2 - D_2^2) p_{пр}], \quad (8)$$

Диаметр болта d_B рассчитывается по формуле:

$$d_B = 1,3 \sqrt{\frac{Q}{[\sigma]}}, \quad (9)$$

Формула (9) позволяет по заданной величине усилия и допускаемому напряжению рассчитать требуемый диаметр болта для крепления крышки к цилиндру.

2.2. Расчет пневмогидравлических прижимов

В гидроприводе источником энергии вместо сжатого воздуха служит жидкость (обычно масло), подаваемая в гидроцилиндр под давлением 5-10 МПа.

По сравнению с пневмоприводом гидропривод имеет следующие преимущества:

- возможность создания очень больших прижимных усилий (в 10 и более раз);
- компактность, меньшие габаритные размеры и массу силовых агрегатов;
- плавность хода и бесшумность в работе;

– основные элементы не требуют смазки и не подвержены воздействию коррозии (так как их рабочие поверхности все время соприкасаются с маслом).

Вместе с тем, по сравнению с пневмоприводами, гидроприводы имеют существенные недостатки: замедленную скорость движения поршня, а также более сложное и дорогостоящее оборудование (за счет необходимости использования мощной насосной гидростанции).

Поэтому для приведения в действие гидропривода более рациональным и дешевым является использование энергии сжатого воздуха, что широко применяется в различных конструкциях пневмогидравлических прижимов.

В пневмогидравлическом приводе исходной энергией является потенциальная энергия сжатого воздуха, которая преобразуется сначала в энергию сжатой жидкости, а затем уже в силу на штоке.

Пневмогидравлический привод сочетает в себе достоинства обоих приводов, что позволяет обеспечить значительные усилия зажима при небольших габаритах и быстром действии прижима.

Принципиальная схема пневмогидравлического привода представлена на рис. 3. При движении поршня пневмоцилиндра в гидроцилиндре создается давление масла P_M :

$$P_M = P_B \frac{D_{\Pi}^2}{d_{\Pi}^2} \eta_B, \quad (10)$$

Для пневмогидравлического прижима силу Q на штоке гидроцилиндра можно рассчитать по формуле:

$$Q_{\Gamma} = \frac{\pi}{4} P_M D_{\Gamma} \eta_{\Gamma}, \quad (11)$$

где η_{Γ} - КПД гидроцилиндра ($\eta_{\Gamma} = 0,80-0,85$).

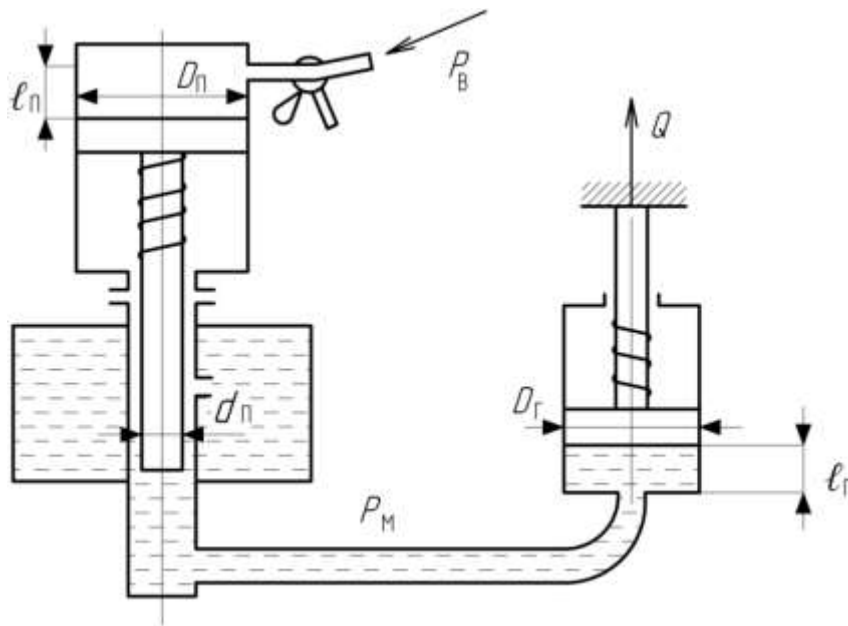


Рис. 3. Схема для расчета пневмогидравлического привода

Выбор гидроцилиндров производится по ГОСТ 6540-68. Расчет усилия на штоке гидроцилиндра ведется по тем же формулам, что и расчет усилия на штоке пневмоцилиндра.

3. ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Для проверки полученных студентами знаний по овладению методикой расчета пневматических и гидравлических прижимных устройств сборочно-сварочных приспособлений предлагается выполнить практические задания, представленные в табл.1 и на рис. 2,3.

4. ПЕРЕЧЕНЬ КОНТРОЛЬНЫХ ВОПРОСОВ

- 1) Как классифицируются пневмоприводы?
- 2) Преимущества и недостатки пневмопривода.
- 3) Требования, предъявляемые к прижимам.
- 4) Принцип работы пневмоцилиндра одностороннего действия.
- 5) Принцип работы пневмоцилиндра двухстороннего действия.
- 6) Исходные данные для расчета пневматического прижима.
- 7) Особенности расчета пневмогидравлического прижима.

Таблица 1 – Варианты практических заданий по расчету пневмогидравлических прижимных устройств для сборки и сварки конструкций

Номер задания	Усилие прижима Q , кг	Давление воздуха в сети P_B , МПа	Диаметр пневмоцилиндра $D_{п}$, мм	Диаметр штока пневмоцилиндра $d_{п}$, мм	КПД пневмоцилиндра η_B	Материал силового цилиндра
1	800	0,4	200	40	0,85	Ст5
2	1000	0,6	320	80	0,95	09Г2С
3	600	0,5	125	32	0,80	Ст3
4	1200	0,7	400	90	0,95	Ст45
5	700	0,6	250	63	0,85	16ГС
6	900	0,8	360	80	0,90	Ст45
7	1100	0,4	200	40	0,95	Ст5
8	500	0,5	160	40	0,85	Ст3
9	800	0,6	320	80	0,90	16ГС
10	1200	0,9	400	90	0,95	Ст45
11	600	0,7	100	25	0,85	09Г2С
12	900	0,5	200	40	0,90	Ст45
13	1000	0,8	320	80	0,95	Ст3
14	700	0,4	125	32	0,85	Ст5
15	500	0,6	200	40	0,90	16ГС

8) На какое максимальное давление сжатого воздуха рассчитаны пневмоцилиндры?

9) Какое максимальное прижимное усилие можно создать с помощью пневмоцилиндра?

10) Преимущества и недостатки гидропривода.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ 4

РАСЧЕТ УСИЛИЯ ПРИЖИМА В СБОРОЧНО-СВАРОЧНЫХ СТЕНДАХ

1. ЦЕЛЬ ЗАНЯТИЯ

Овладеть основными принципами проектирования и расчета усилия прижима в сборочно-сварочных стендах и кондукторах.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Общий принцип расчета сборочно-сварочных зажимных устройств стендов и кондукторов включает два основных этапа: определение требуемых усилий прижатия (зажатия) собираемых деталей и расчет конструкции стенда на прочность и жесткость при действии рассчитанных усилий. В сварочном производстве наибольшее применение нашли стенды и кондукторы для листовых и балочных конструкций.

Стенды для листовых конструкций. Для листовых заготовок (полотнищ) основными видами сварочных деформаций являются: местные выпучины – круглые или овальные (рис. 1, *а*) и угловая деформация в виде так называемого «домика» по оси стыкового шва (рис. 1, *б*).

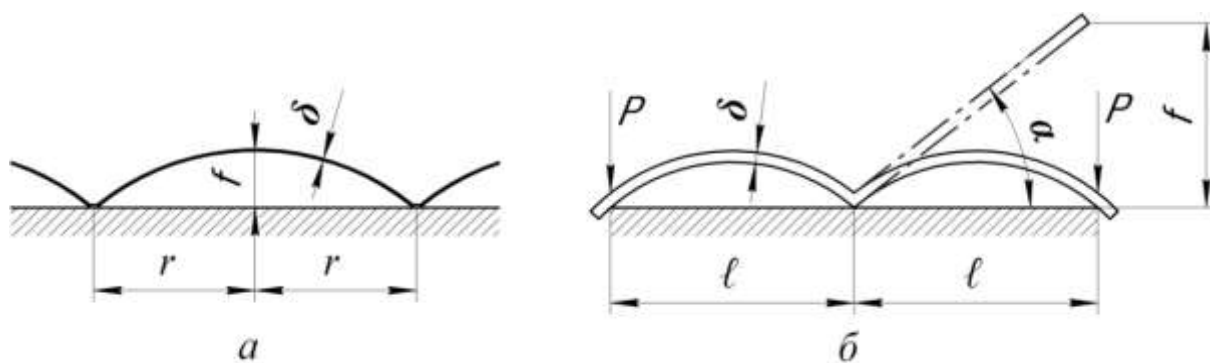


Рис. 1. Деформация листового полотнища в виде круглой выпучины (а) и угловая деформация листа типа «домик» (б)

Круглую выпучину листов (рис. 1, а) можно рассматривать как изогнутую пластину с жестко закрепленным контуром. При изгибе такой пластины под действием равномерно распределенной нагрузки q величина прогиба f в центре будет:

$$f = \frac{qr^4}{64C} \quad , \quad (1)$$

где $q = P/\pi r^2$ – равномерно распределенная нагрузка на пластину, кгс/см²;

$C = E\delta^3/12(1-\nu^2)$ – цилиндрическая жесткость пластины;

E – модуль упругости (для стали $E = 2,1 \cdot 10^6$ кг/см²);

P – искомое усилие, действующее на пластину, кгс;

δ – толщина пластины, см;

ν – коэффициент Пуассона (для стали $\nu = 0,3$).

Расчетное удельное усилие p на единицу длины каждой кромки (рис.1, а) определяется по формуле:

$$p = \frac{P}{4r} = 4,5fE \left(\frac{\delta}{r} \right)^3 \quad , \quad [\text{кгс/см}] \quad (2)$$

Расчетное удельное усилие прижима на обе кромки принимается $Q = 2p$. Проверка напряжений изгиба $\sigma_{и}$, действующих в металле шва пластины, проводится согласно выражения:

$$\sigma_{и} = \frac{2,8 f E \delta}{r^2} \quad , \quad [\text{кгс/см}^2] \quad (3)$$

Если в результате расчета окажется, что напряжение $\sigma_{и}$ по формуле (3) превышает предел текучести $\sigma_{т}$ материала пластины (т. е. $\sigma_{и} > \sigma_{т}$), то допускаемое удельное усилие на единицу длины кромки $p_{\text{доп}}$ не должно превышать:

$$p_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{т} \delta^2}{0,6r} \quad , \quad [\text{кгс/см}] \quad (4)$$

Основное требование при определении усилия прижима на зажимах кондуктора заключается в том, чтобы напряжения изгиба в металле шва не превышали предела текучести, т. е. выполнялось условие $\sigma_{и} < \sigma_{т}$.

При сравнительно малых угловых деформациях и небольших толщинах ($\delta < 5$ мм) применяют метод расчета, основанный на зависимости реактивного усилия p от величины угловой сварочной деформации α (рис. 1, б). Для того, чтобы листы на линии прижимов не отделялись от станда при угловой деформации, на прижимах необходимо приложить усилие:

$$p = \frac{\delta^3 \operatorname{tg} \alpha E}{4l^2}, \quad [\text{кгс/см}] \quad (5)$$

После определения требуемого усилия прижатия p необходимо провести проверку напряжений изгиба $\sigma_{и}$ в металле шва, которые не должны превышать предела текучести $\sigma_{т}$:

$$\sigma_{и} = \frac{6pl}{\delta^2}, \quad [\text{кгс/см}^2] \quad (6)$$

Стенды и кондукторы для балочных конструкций. Основными видами деформаций сварной балки являются: продольный (осевой) изгиб; поперечный изгиб (грибовидность); скручивание.

По характеру силового действия сборочно-сварочных устройств различают кондукторы, удерживающие балку от деформирования во время сварки и остывания швов, и кондукторы, служащие для компенсации остаточных деформаций балки путем ее предварительного изгиба или скручивания, т. е. деформирования в обратном направлении.

Наибольшее распространение в сварочном производстве имеют кондукторы первого типа. В них усилия на прижимах должны быть достаточными, чтобы удержать балку от деформирования во время ее сварки и остывания.

Равномерно распределенную удельную нагрузку q (рис. 2, а) можно определить по формуле:

$$q = \frac{384fEJ}{5L^4} = 9,6 \frac{P_y e}{L^2}, \quad [\text{кгс/см}], \quad (7)$$

где f , L – прогиб и длина балки, соответственно;

J – момент инерции, см⁴;

P_y – усадочная сила, действующая по оси шва, кгс;

e – расстояние между центрами тяжести сечения шва и сечения балки (эксцентриситет).

Усадочную силу P_y после приварки тавра определяют в зависимости от способа сварки и количества применяемых сварных швов. При сварке в тавр одним швом:

$$P_y = 1,7\Omega k^2; \quad (8)$$

при сварке в тавр двумя швами:

$$P_y = 1,15 \cdot 1,7\Omega k^2, \quad (9)$$

где Ω – характеристика, зависящая от способа сварки (при автоматической дуговой сварке $\Omega = 300$ кгс/мм², при ручной дуговой сварке $\Omega = 400$ кгс/мм²);

k – катет углового шва, мм.

Полная нагрузка на всю балку определяется выражением:

$$Q = qL = \frac{9,6P_y e}{L}, \quad [\text{кгс}] \quad (10)$$

Тогда опорные реакции по концам зажимов кондуктора будут:

$$R = Q/2, \quad [\text{кгс}] \quad (11)$$

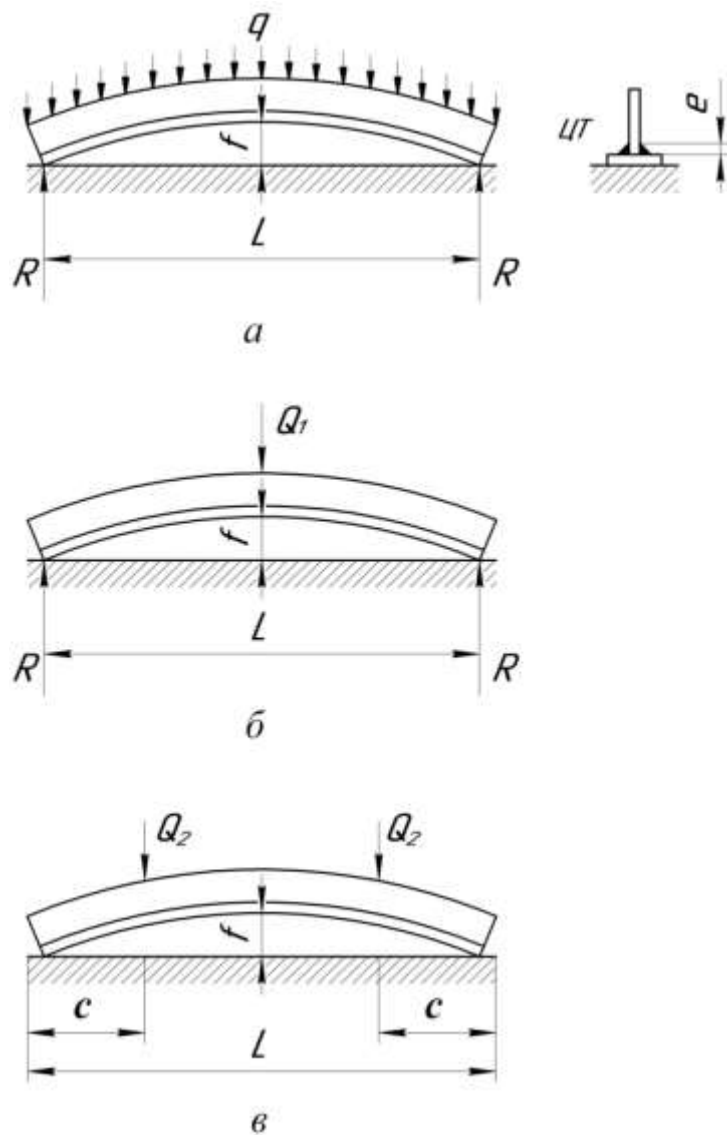


Рис. 2. Продольная деформация сварной балки и схемы ее нагружения в сборочно-сварочном кондукторе: а – равномерно распределенной нагрузкой в виде ряда клавишных прижимов; б – сосредоточенной силой посередине длины балки; в – двумя силами, симметрично расположенными по длине балки

Для сравнительно коротких балок схемы зажимного устройства могут иметь одно прижимное усилие Q_1 (рис. 2, б) или два прижимных усилия Q_2 (рис. 2, в), которые можно определить по формулам:

$$Q_1 = \frac{6P_y e}{L}, \quad [\text{кгс}] \quad (12)$$

$$Q_2 = \frac{3P_y e L^2}{c(3L^2 - 4c^2)}, \quad [\text{кгс}] \quad (13)$$

Поперечную деформацию пояса балки типа «грибовидность» в зажимном устройстве кондуктора можно рассматривать как изгиб двухконсольной пластины (рис. 3), заделанной посередине и нагруженной по концам силами p , т. е. аналогично «домику» при сварке листов встык.

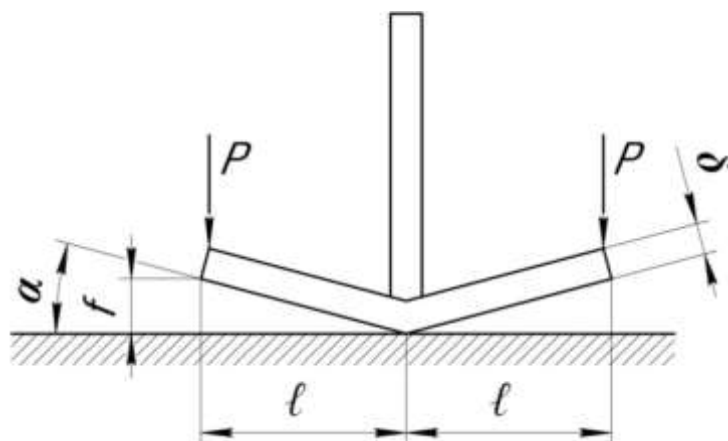


Рис. 3. Поперечная (угловая) деформация пояса балки типа «грибовидность»

Для такой балки с наличием «грибовидности» критическое значение угловой деформации можно определить (также как и для «домика») по формуле:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{кр}} = \frac{2l\sigma_{\text{доп}}}{3E\delta} \quad (14)$$

Если действительная угловая деформация α больше критической $\alpha_{\text{кр}}$, то удельное усилие $p_{\text{доп}}$ рассчитывают по формуле:

$$p_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{\text{доп}}\delta^2}{6l}, \quad [\text{кгс/см}] \quad (15)$$

В случаях, когда $\operatorname{tg} \alpha < \operatorname{tg} \alpha_{\text{кр}}$, усилие $p_{\text{доп}}$ определяют по формуле (5). При этом следует иметь в виду, что запас усилия вполне допустим и даже желателен, если расчет ведется по формуле (5), но он совершенно недопустим, если расчет производится по формуле (15), т. к. в последнем случае напряжение изгиба равно $\sigma_{\text{доп}}$ и дальнейшее увеличение усилия вызовет соответствующее повышение напряжения выше допускаемого предела.

3. ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Для проверки полученных студентами знаний по овладению методикой расчета усилия прижима в сборочно-сварочных стендах и кондукторах предлагается выполнить практические задания, представленные в табл.1 и на рис. 1-3.

Таблица 1 – Варианты практических заданий по расчету усилия прижима в сборочно-сварочных стендах и кондукторах

Номер задания	Схема расчета	Толщина δ , мм	Катет шва k , мм	Прогиб f , мм	Радиус выпуклости r , мм	Длина домика ℓ , мм	Длина балки L , мм	Расстояние приложенного усилия s , мм
1	Рис.1а	10	—	16	800	—	—	—
2	Рис.1б	5	—	6	—	200	—	—
3	Рис.2в	12	10	30	—	—	2000	500
4	Рис.3	16	14	12	—	—	4000	—
5	Рис.1а	8	—	14	600	—	—	—
6	Рис.1б	6	—	9	—	300	—	—
7	Рис.2в	14	12	25	—	—	3000	600
8	Рис.3	20	15	18	—	—	2500	—
9	Рис.1а	12	—	14	700	—	—	—
10	Рис.1б	7	—	8	—	250	—	—
11	Рис.2в	16	12	32	—	—	3500	550
12	Рис.3	15	12	10	—	—	3000	—
13	Рис.1а	13	—	20	650	—	—	—
14	Рис.1б	4	—	7	—	350	—	—
15	Рис.2в	11	8	25	—	—	4000	700

4. ПЕРЕЧЕНЬ КОНТРОЛЬНЫХ ВОПРОСОВ

- 1) Общий принцип расчета сборочно-сварочных зажимных устройств стендов и кондукторов.
- 2) Виды деформаций листовых конструкций.
- 3) Виды деформаций для балочных конструкций.
- 4) Как определить расчетное удельное усилие прижима для листовых конструкций?

- 5) Как определить расчетное удельное усилие прижима для балочных конструкций?
- 6) Какое основное требование необходимо выполнять при правильном определении усилия прижима?
- 7) Что такое «грибовидность» балки?
- 8) Что такое «критическая» угловая деформация?
- 9) Как определить усадочную силу после сварки?
- 10) Какие основные схемы нагружения балочных конструкций?
- 11) Как разделяют сборочно-сварочные кондукторы по характеру силовых воздействий?

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ 5

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СВАРОЧНЫХ МАНИПУЛЯТОРОВ

1. ЦЕЛЬ ЗАНЯТИЯ

Изучить устройство, методику расчета и рационального проектирования сварочных манипуляторов.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

2.1. Назначение, устройство и классификация сварочных манипуляторов

Сварочный манипулятор – это специальное механическое устройство, с помощью которого осуществляются повороты, наклон и вращение изделия с определенной (сварочной) скоростью при сварке круговых швов. Манипулятор выполняет также функции кантователя для установки изделия в положение, удобное для сварки всех швов в лодочку, или в горизонтальном положении.

По своему назначению сварные манипуляторы можно разделить на две основные группы:

- а) универсальные манипуляторы общего назначения, в которых типоразмеры свариваемого изделия ограничены лишь массой и габаритами;
- б) специальные манипуляторы, предназначенные для сварки однотипных изделий массового производства.

Универсальные сварочные манипуляторы построены по одному принципу и поэтому их конструкции сходны между собой. Этот принцип основан на том, что манипулятор, снабженный крепежной планшайбой (рис. 1), имеет две взаимно-перпендикулярных оси, вокруг которых планшайба с закрепленным на ней изделием может поворачиваться или наклоняться. Одна из них является осью вращения планшайбы и представляет собой шпиндель манипулятора, а другая – горизонтальная и ей перпендику-

лярная – является осью наклоны планшайбы на угол 90-135°. Привод планшайбы обеспечивает регулирование числа ее оборотов в необходимых для сварки пределах, т.е. обеспечивает сварочное вращение изделия при сварке круговых швов с заданной скоростью. В приводе предусматривается также переключение на маршевую, установочную скорость вращения.

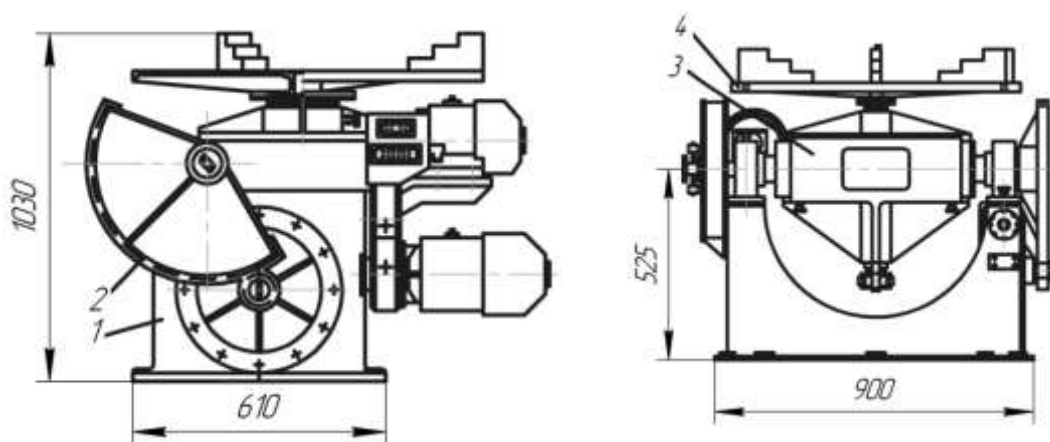


Рис. 1 Сварочный манипулятор:

1 – станина; 2 – механизм наклона; 3 – поворотная траверса; 4 – планшайба

2.2. Исходные данные для расчета сварочного манипулятора

В сварочных манипуляторах объектами конструирования и расчета являются три основных узла: механизм вращения изделия относительно от шпинделя, механизм наклоны шпинделя и несущей конструкции манипулятора – его поворотной и стационарной частей.

Исходными данными для расчета манипулятора являются:

- вес изделия с крепежным приспособлением G , положение его центра тяжести и размеры, в том числе диаметры свариваемых швов или наплавляемых поверхностей D ;
- необходимые пределы регулирования рабочей скорости сварки или наплавки $V_{св}$;
- маршевая скорость V_m (если она необходима);
- угол наклоны манипулятора.

Если выбор значения маршевой скорости представляется конструктору, то ее следует назначить исходя из допускаемой окружной скорости изделия (16-25 м/мин). По выбранной маршевой скорости определяется наибольшая частота вращения шпинделя, а исходя из нее – и наибольшая мощность двигателя. Рабочий диапазон регулирования частоты вращения шпинделя n определяется по заданным скоростям V_{CB}^{min} и V_{CB}^{max} и при заданных диаметрах кольцевых швов от D^{min} до D^{max} .

Если требуется обеспечить любую из заданных скоростей сварки при любом из заданных диаметров, необходимо иметь возможность изменять рабочую частоту вращения (ступенчато или бесступенчато) в следующем диапазоне:

$$n_{min} = \frac{v_{CB}^{min}}{\pi D^{max}}; \quad n_{max} = \frac{v_{CB}^{max}}{\pi D^{max}} \quad (1)$$

Следовательно, в сварочных манипуляторах чтобы выполнялось это условие, частота вращения должна меняться в i раз:

$$I = \frac{n^{max}}{n^{min}} = \frac{v_{CB}^{max} D^{max}}{v_{CB}^{min} D^{max}}; \quad (2)$$

Для быстрого и удобного определения числа оборотов вращателя по заданной скорости сварки V_{CB} и при заданном диаметре кольцевого шва D обычно пользуются номограммами (рис. 2).

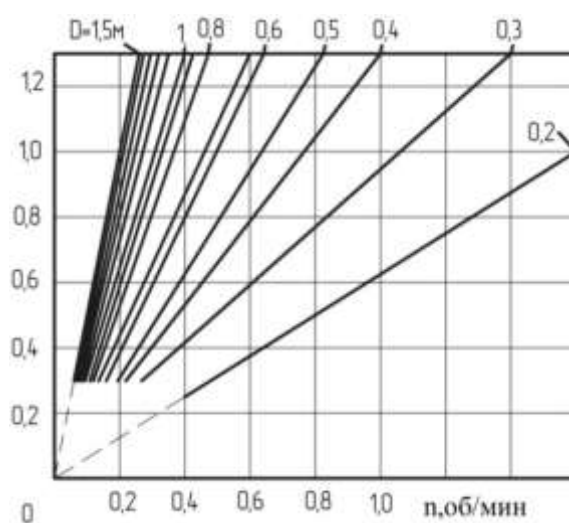


Рис. 2. Номограмма для определения числа оборотов сварочного манипулятора по заданной скорости сварки при заданном диаметре шва.

Данная номограмма построена по формуле (1) для диапазона диаметров $D=200-1500$ мм и скоростей $V_{св} = 0,3-1,3$ м/мин. Исключение составляют изделия диаметром $D^{min} = 200$ мм, для которых скорость сварки ограничена верхним пределом (1м/мин).

По заданным исходным величинам и предварительно выбранной схеме манипулятора (рис. 3) определяется его внешняя силовая нагрузка – радиальные и аксиальные усилия, действующие на шпиндель и ось наклона, а также грузовые моменты, воспринимаемые шпинделем и механизмом наклона – крутящий $M_{кр}$ относительно оси вращения, опрокидывающий $M_{гр}$ относительно оси наклона, изгибающий $M_{и}$ относительно ближайшей опоры шпинделя A и др.

2.2. Расчет механизма вращения манипулятора

Эквивалентный изгибающий момент в наиболее опасном сечении шпинделя (на опоре A) определяется по следующей формуле:

$$M_{э} = \sqrt{M_{и}^2 + M_{кр}^2} \quad (3)$$

При заданных значениях веса изделия G и координат его центра тяжести h и e эквивалентный момент является функцией двух переменных величин: угла наклона шпинделя α и угла поворота планшайбы β при её вращении вокруг оси шпинделя (рис.3,*а*).

Изгибающий момент рассчитывается по формуле:

$$M_{и} = \sqrt{M_{в}^2 + M_{г}^2} = \sqrt{G_1^2 h^2 + G_2^2 e^2 + 2G_1 G_2 h e \sin \beta}, \quad (4)$$

где $M_{в}$ - изгибающий момент, действующий на опоре A в вертикальной плоскости;

$M_{г}$ - изгибающий момент, действующий на опоре A в перпендикулярной плоскости.

Подставив вместо G_1 и G_2 соответственно $G \sin \alpha$ и $G \cos \alpha$, получим:

$$M_{и} = G\sqrt{h^2 \sin^2 \alpha + e^2 \cos^2 \alpha + 2he \sin \alpha \cos \alpha \sin \beta} \quad (5)$$

Крутящий момент определяется по формуле:

$$M_{кр} = G_1 e \cos \alpha = G \sin \alpha \cos \beta \quad (6)$$

С учетом формулы (5,6) эквивалентный момент в сечении A будет равен:

$$M_3 = G\sqrt{e^2 \cos^2 \beta + (h \sin \alpha + e \cos \alpha \sin \beta)^2} \quad (7)$$

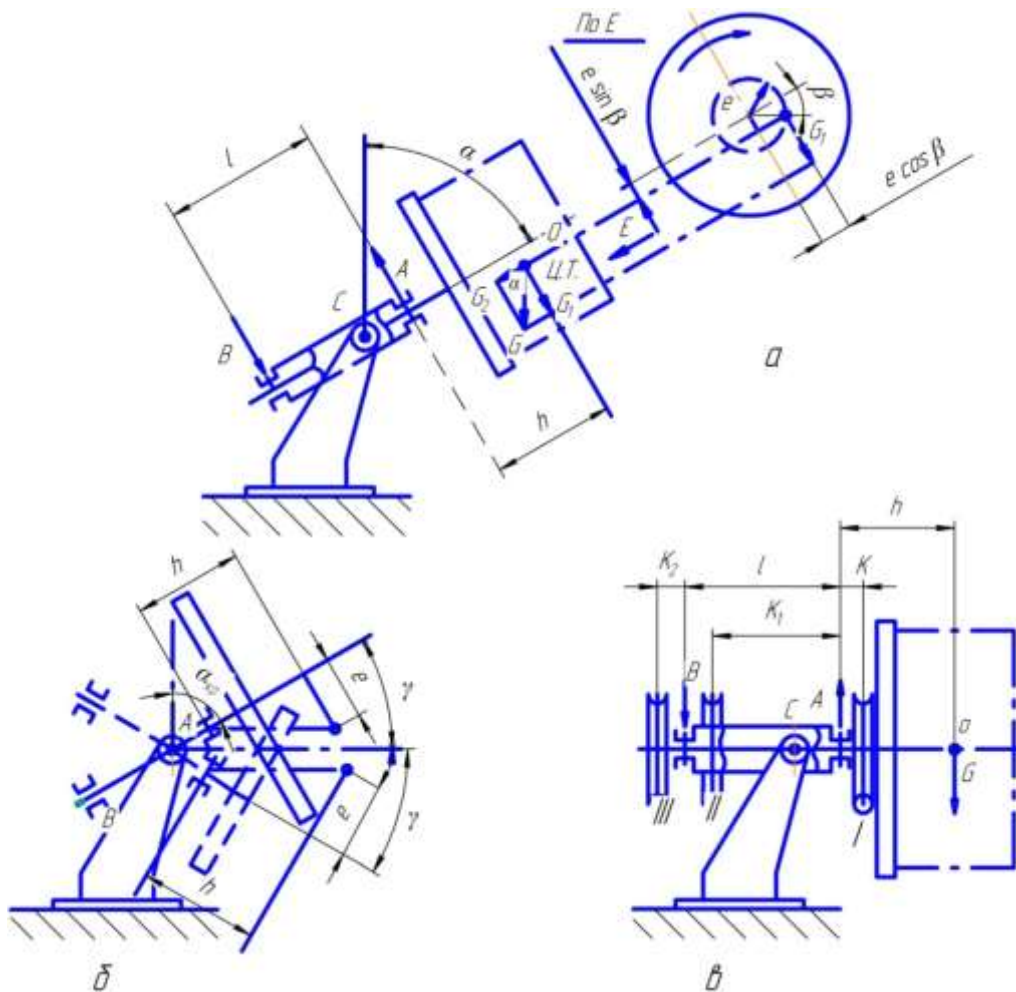


Рис. 3. Расчетные схемы манипулятора:

a – наклонное положение под произвольным углом α ;

b – то же, под углом $\alpha_{кр}$;

v – горизонтальное положение при $\alpha = 90^\circ$.

Пользуясь этой формулой, можно определять величину M_3 при любых значениях углов α и β . Теперь необходимо найти значения углов α и β , при которых момент M_3 достигает максимума.

Соотношение α и $\beta_{кр}$, при котором момент M_3 достигает своего максимального значения:

$$ctg\alpha = \frac{e}{h} \sin\beta_{кр} \quad (8)$$

Максимальное значение момента M_3 равно:

$$M_3^{max} = G\sqrt{h^2 + e^2} \quad (9)$$

В тех положениях манипулятора, при которых не соблюдается равенство (8), момент M_3 будет максимального M_3^{max} .

Для каждого соотношения e/h существует свой вполне определенный критический угол наклона $\alpha_{кр}$ (рис.3,б) и примыкающий к нему диапазон углов больше критического в пределах от $\alpha_{кр}$ до $\alpha_{кр} + \gamma$, при которых величина M_3 достигает своего максимального значения M_3^{max} . При этом планшайба повернется на угол $\beta_{кр}$ связанный с углом наклона α зависимостью (8).

Таким образом, опасные расчетные углы наклона находятся в диапазоне $\pm\gamma$ от горизонтального положения оси шпинделя. Из рис. 3, б видно, что:

$$\gamma = \arctg \frac{e}{h} \quad (10)$$

$$\alpha_{кр} = 90 - \gamma = \arctg \frac{e}{h} \quad (11)$$

При всех углах наклона ($\alpha < \alpha_{кр}$) момент M_3 не может достигать своего максимального значения. Поэтому все углы, не входящие в зону углов γ , не являются опасными для работы механизма вращения.

Для определения наибольших опорных реакций A и B опасными положениями манипулятора могут быть два: а – горизонтальное, при котором $\alpha = 90^\circ$ и $\beta = 0$; б – наклонное под углом $\alpha = \alpha_{кр}$ и $\beta = 90^\circ$.

Величина действующих на шпиндель моментов, а также опорных реакций в значительной мере зависит от расположения ведомого зубчатого

колеса или венца на шпинделе. Здесь возможны три компоновочных варианта (рис.3,в):

I - зубчатое колесо закреплено на передней консольной части шпинделя и даже может быть связано непосредственно с планшайбой (в последнем случае крутящий момент не воспринимается шпинделем) и, следовательно, шпиндель работает только как ось, а не как вал;

II – зубчатое колесо закреплено на шпинделе между опорами;

III – зубчатое колесо закреплено на заднем консольном хвостовике шпинделя.

В вариантах II и III шпиндель работает как вал, на который действует не только изгибающие моменты, но и крутящий.

Диаметр шпинделя (как и любого вала) определяется из условия прочности по эквивалентному изгибающему моменту:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10M_3}{[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{10G\sqrt{h^2+e^2}}{[\sigma]}} \quad (12)$$

При проверочных расчетах должно быть соблюдено условие прочности:

$$\sigma = \frac{10M_3}{d^3} + \frac{1,3A_{oc}}{d^2} \leq [\sigma] \quad (13)$$

$$A_{oc} = G \frac{e}{\sqrt{h^2+e^2}} \quad (14)$$

где A_{oc} - осевая нагрузка шпинделя.

Для валов из стали 45X допусковое напряжение $[\sigma] = 800 \text{ кгс/см}^2$.

Выбранный диаметр необходимо также проверить на выносливость:

$$\sigma \leq \frac{\varepsilon \sigma_{-1}}{K_0 n} \quad (15)$$

где ε – коэффициент, учитывающий масштабный фактор ($\varepsilon = 0,5$);

σ_{-1} – предел выносливости материала при изгибе со знакопеременным симметричным циклом (для стали 45X $\sigma_{-1} = 4500 \text{ кгс/см}^2$);

K_0 – эффективный коэффициент концентрации напряжений в опасном сечении ($K_0 = 1,5-2,0$);

n – запас прочности по выносливости ($n = 1,5-1,8$).

2.3. Расчет механизма наклона

Для определения расчетной нагрузки механизма следует рассмотреть два его опасных положения, при горизонтальном положении шпинделя (рис. 4, а); при наклоне под углом к горизонту $\gamma_n = \arctan \frac{e}{h_1}$ (рис. 4,б).

Наибольший грузовой (опрокидывающий) момент $M_{гр}$ относительно оси наклона будет при втором положении:

$$M_{гр} = G \sqrt{h_1^2 + e^2} \quad (16)$$

Расчет цапфы. Изгибающий момент M_n , действующий в основании активной (опорной) части цапфы рассчитывается по формуле:

$$M_n = 0,5c_1l_1 \quad (17)$$

где c_1 – опорная реакция на цапфе поворотной траверсы;

l – длина опорной части в подшивке.

Опорная реакция для цапфы рассчитывается по формулам:

для положения (а):

$$c_{1a} = \frac{G}{R_1L} (R_l + h_l)(0,5L + e) \quad (18)$$

для положения (б):

$$c_{1б} = \frac{G}{2R_1} (R_l + \sqrt{h_l^2 + e^2}) \quad (19)$$

Если цапфа имеет сплошное круглое сечение, а не кольцевое, то ее диаметр рассчитывается по формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10M_n}{[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{5c_1l_1}{[\sigma]}} \quad (20)$$

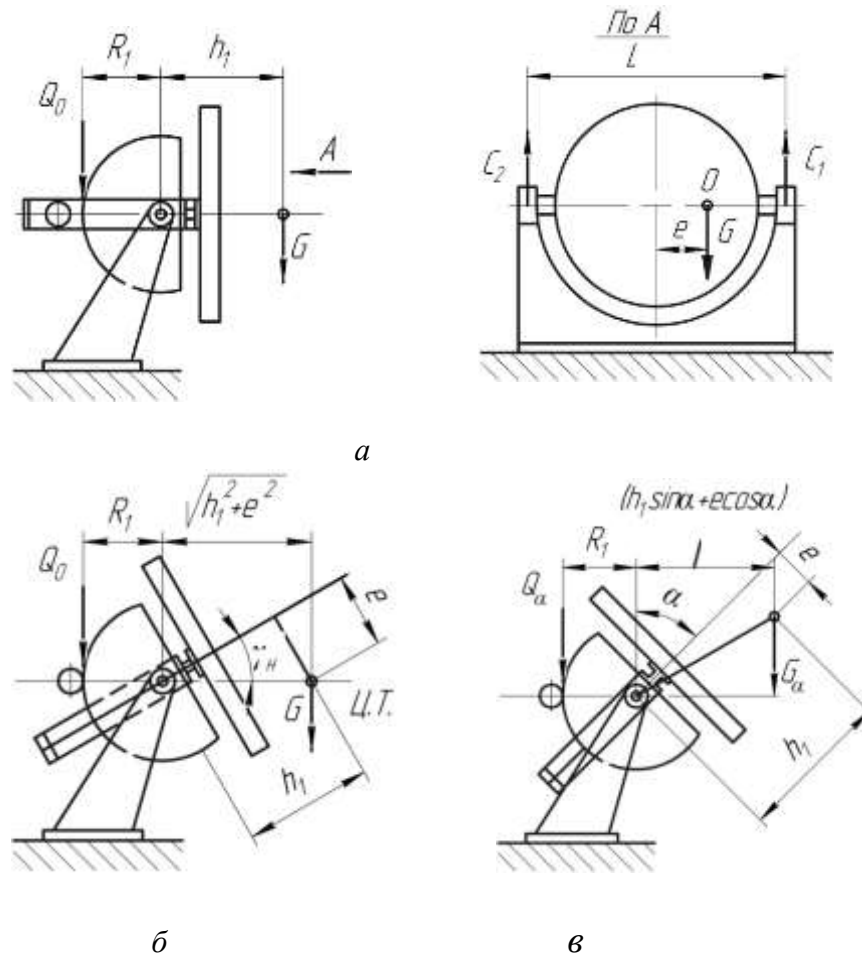


Рис. 4. Расчетные схемы механизма наклона манипулятора:
a – горизонтальное положение $\alpha = 90^\circ$ и $\beta = 0$;
б – наклонное под углом $\alpha = 90^\circ - \gamma_H$ и $\beta = 90^\circ$;
в – наклонное под горизонтальным углом α .

Условие прочности круглой массивной цапфы:

$$\sigma = \frac{10M_{и}}{d^3} = \frac{Sc_1 l_1}{d^3} \leq [\sigma] \quad (21)$$

Для пустотелой цапфы, имеющей кольцевое сечение с наружным диаметром d и внутренним d_1 , условие прочности будет:

$$\sigma = \frac{5c_1 l_1}{d^3 \left(1 - \frac{d_1^4}{d^4}\right)} \leq [\sigma] \quad (22)$$

Расчёт траверсы. Поворотная траверса манипулятора работает как балка на двух опорах, нагруженная изгибающим и крутящим моментами. Наибольший изгибающий момент находится посередине траверсы и равен:

$$M_{и} = \frac{GL}{4} \quad (23)$$

Крутящий момент равен:

$$M_{кр} = \frac{M_{гр}}{4} = 0,5G\sqrt{h_1^2 + e^2} \quad (24)$$

Напряжение изгиба в среднем сечении траверсы равно:

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W} = \frac{GL}{W} \quad (25)$$

где W – момент сопротивления изгибу; для прямоугольного коробчатого профиля $W = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}$ (B и b – наружная и внутренняя ширина балки по нейтральной оси изгиба, H и h – наружная и внутренняя высота балки).

Касательное напряжение кручения равно:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{2F\delta} = \frac{G\sqrt{h_1^2 + e^2}}{4F\delta} \quad (26)$$

где G – вес изделия с крепежным приспособлением;

h_1, e – координаты центра тяжести (см. рис. 4);

δ – толщина стенки коробчатого (трубчатого) профиля);

F – площадь, ограниченная средней контурной линией профиля.

Приведённое расчётное напряжение:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{и}^2 + 3\tau^2} = \frac{G}{4} \sqrt{\frac{L^2}{W^2} + 3 \frac{h_1^2 + e^2}{F^2 \delta^2}} \leq [\sigma] \quad (27)$$

Следует отметить, что в реальных конструкциях напряжение σ в траверсе манипулятора, как правило, значительно ниже допустимого, т. к. размеры траверсы, выбранные из условий жесткости, обычно бывают больше, чем необходимо по условиям прочности.

3. ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Для проверки полученных студентами знаний по овладению методикой расчета и проектирования манипулятора для сборки и сварки конструкций предлагается выполнить практические задания, представленные в табл.1 и на рис. 2-4.

Таблица 1 – Варианты практических заданий по расчету манипулятора для сборки и сварки конструкций

Номер задания	Вес изделия G , кг	Координаты центра тяжести, мм		Длина траверсы L , мм	Длина цапфы ℓ_1 , мм	Угол наклона шпинделя α , град.
		h	e			
1	1000	500	200	900	150	45
2	800	400	180	700	130	60
3	1500	700	300	1100	200	30
4	700	350	160	650	120	70
5	1100	600	250	800	180	20
6	500	300	150	600	100	40
7	900	550	220	800	140	10
8	1200	700	300	960	165	80
9	400	230	120	500	85	55
10	850	500	245	600	140	15
11	1400	750	280	1000	230	60
12	550	245	165	730	115	45
13	900	600	230	615	160	70
14	700	450	180	500	135	15
15	1350	800	275	1000	180	80

4. ПЕРЕЧЕНЬ КОНТРОЛЬНЫХ ВОПРОСОВ

- 1) Назначение сварочного манипулятора.
- 2) Классификация сварочных манипуляторов.
- 3) Какие исходные данные необходимы для расчёта сварочного манипулятора?
- 4) Как определяется число оборотов вращателя сварочного манипулятора?
- 5) Как определяется эквивалентный момент в наиболее опасном сечении шпинделя сварочного манипулятора?

- 6) Перечислить расчётные схемы сварочного манипулятора.
- 7) В каких случаях шпиндель работает как вал?
- 8) Какие расчётные схемы являются опасными для механизма наклона сварочного манипулятора?
- 9) Какие элементы механизма наклона манипулятора необходимо рассчитывать и проверять?
- 10) Как нагружена и работает траверса манипулятора?

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ 6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ ПРОЧНОСТИ СОЕДИНЕНИЙ СВАРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

1. ЦЕЛЬ ЗАНЯТИЯ

Изучить методику определения условий прочности сварных соединений по допускаемым напряжениям при различных условиях нагружения конструкций.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

В основу расчета машиностроительных конструкций и соединений положены допускаемые напряжения (табл. 1), которые устанавливаются в зависимости от следующих основных факторов: от свойств материалов (при улучшении механических свойств допускаемое напряжение повышается);– от степени точности расчета прочности (чем точнее производится расчет прочности и полнее учитываются действующие на конструкцию нагрузки, тем меньше принимаемый коэффициент запаса прочности, а следовательно, выше допускаемое напряжение); от рода усилий (растяжения, сжатия, изгиба и среза); от качества технологического процесса (этот фактор имеет особенно большое значение при установлении допускаемых напряжений в сварных соединениях); от характера нагрузок (при переменных нагрузках допускаемое напряжение понижается по сравнению со статическими).

Допускаемые напряжения при растяжении $[\sigma]_p$ обычно называют *основными*. Допускаемые напряжения при других видах усилий определяются как производные от $[\sigma]_p$.

При сжатии коротких элементов, в которых продольный изгиб не может иметь места, допускаемое сжимающее напряжение принимается

Таблица 1 – Допускаемые напряжения для основного металла

Вид усилий	Условное обозначение	Допускаемое напряжение для материала, МПа				
		Ст2	Ст3	09Г2С	15ХСНД	АМг6
Растяжение Сжатие Изгиб	$[\sigma]$	140	160	180	225	140
Срез	$[\tau]$	84	96	108	135	84

равным $[\sigma]_{сж} = [\sigma]_p$. При сжатии длинных элементов сжимающее напряжение принимается равным $[\sigma]_{сж} = \varphi [\sigma]_p$, где φ – коэффициент продольного изгиба.

При изгибе стальных конструкций допускаемые напряжения на изгиб принимаются равными $[\sigma]_и = [\sigma]_p$. При срезе допускаемое напряжение обычно принимается $[\tau] = 0,5 \dots 0,6 [\sigma]_p$.

В машиностроительных конструкциях, работающих под статическими нагрузками, как правило, допускаемые напряжения назначаются в зависимости от предела текучести определяются отношением $[\sigma]_p = [\sigma]_T / k_3$, где k_3 – коэффициент запаса прочности, принимаемый обычно равным 1,4...1,6. При динамических переменных нагрузках вместо σ_T принимают величину предела выносливости σ_{-1} .

Допускаемые напряжения для сварных соединений обозначаются теми же символами, что и для основного металла, только добавляется знак штриха, например: $[\sigma']_p$; $[\tau']$.

Зоной термического влияния называют участок основного металла, прилегающий к швам, который в результате сварки изменяет механические свойства.

Улучшение механических свойств сварных соединений достигается:

- выбором рациональной конструктивной формы соединения;
- применением рациональных методов сварки;

– термической и механической обработкой конструкций после сварки.

Допускаемые напряжения в швах машиностроительных конструкций устанавливаются в зависимости от допускаемых напряжений основного металла (табл. 1) с учетом надлежащего подбора присадочного материала: электродов, сварочной проволоки, флюсов

Прочность стыкового соединения на растяжение-сжатие при дуговой, полуавтоматической и автоматической сварке под флюсом и в среде защитных газов принимают равной $[\sigma]_p$. Прочность на срез углового и стыкового шва для этих же способов сварки составляет $0,65 [\sigma]_p$.

Согласно условиям обеспечения равнопрочности допускаемое усилие в сварном соединении определяют по следующим зависимостям:

для *прямых швов* (рис. 1, а, б):

при растяжении

$$\sigma_{\text{ш}} = \frac{P}{F_{\text{ш}}} = \frac{P}{Sl} \leq [\sigma']_p \quad (1)$$

при сжатии

$$\sigma_{\text{ш}} = \frac{P}{F_{\text{ш}}} = \frac{P}{Sl} \leq [\sigma']_c \quad (2)$$

при изгибе

$$\sigma_{\text{ш}} = \frac{M}{W_{\text{ш}}} = \frac{GM}{Sl^2} \leq [\sigma']_p \quad (3)$$

при срезе

$$\tau_{\text{ш}} = \frac{Q \cdot S_{\text{ш}}}{J_{\text{ш}} \cdot \delta} \leq [\tau'] \quad (4)$$

для *косых швов* (рис. 2)

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{ш}}^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq [\sigma']_p \quad (5)$$

$$\sigma_{\text{ш}} = \frac{P \cdot \sin \alpha}{\delta l} \leq [\sigma']_p \quad (6)$$

$$\tau_{\text{ш}} = \frac{P \cdot \cos \alpha}{\delta l} \leq [\tau'] \quad (7)$$

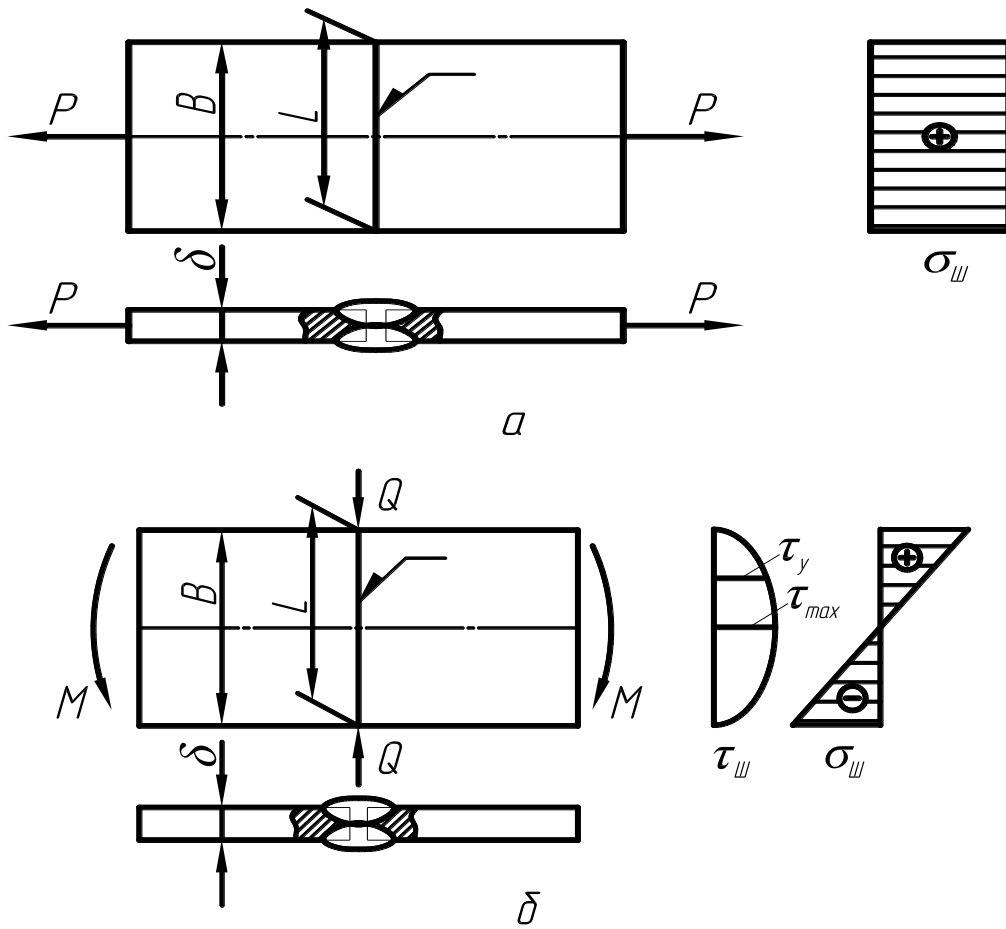


Рис. 1. Распределение напряжений при растяжении (а) и изгибе (б) прямого стыкового шва

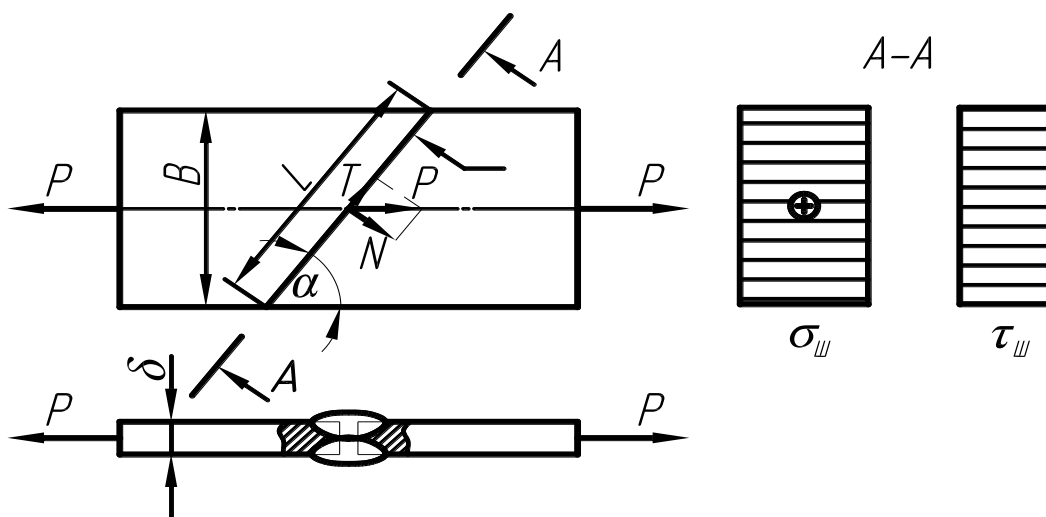


Рис. 2. Распределение напряжений при растяжении косоугольного стыкового шва

где P, M, Q – соответственно продольная сила, изгибающий момент и поперечная сила, действующие в сечении сварного шва;
 $F_{ш}, W_{ш}, J_{ш}$ – соответственно площадь, момент сопротивления и момент инерции сечения сварного шва;
 $S_{ш}$ – статический момент относительно нейтральной оси части сечения сварного шва;
 δ и ℓ – соответственно толщина и длина сварного шва.

3. ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Рассмотрим определение условий прочности на примере проверочного расчета стыкового шва для конструкции, приведенной на рис. 3.

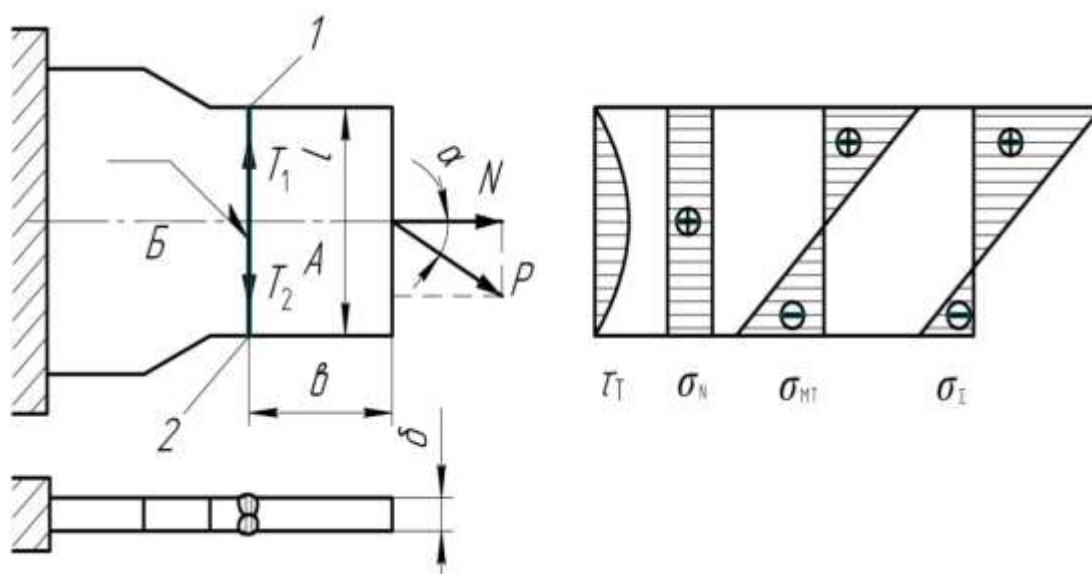


Рис.3. Схема для расчёта прочности стыкового соединения кронштейна

На пластину A , приваренную стыковым швом к пластине B , действует сила $P = 10000 \text{ кг}$, составляющая с продольной осью угол $\alpha = 30^\circ$. Материал свариваемых пластин – сталь Ст3. Исходные данные для расчета: $\delta = 20 \text{ мм}$; $\ell = 300 \text{ мм}$; $v = 600 \text{ мм}$.

Сила P приложена к пластине под углом α поэтому она вызовет в шве нормальные и касательные напряжения. Разложим силу P на нормальную N (по отношению к оси шва) и касательную T силы, которые рассчитываются по следующим формулам:

$$N = P \cos \alpha = 8680 \text{ кгс};$$

$$T = P \sin \alpha = 5000 \text{ кгс}.$$

Под действием силы N в шве возникают нормальные растягивающие напряжения, равномерно распределенные по длине шва ℓ и определяемые по формуле:

$$\sigma_N = \frac{N}{F_{\text{ш}}} = \frac{N}{\delta l} = \frac{P \cdot \cos \alpha}{\delta l} = 14,4 \text{ МПа}$$

Чтобы оценить действие на шов касательной силы T , приложим в произвольной точке сварного шва две уравновешивающие силы T_1 и T_2 , равные по абсолютной величине силе T .

Образовавшаяся пара сил T_1 и T_2 дает момент $M = T \cdot b$, под действием которого в шве возникнут нормальные напряжения, распределенные по длине шва, как показано на эпюре рис. 3 (σ_{MT}). В крайних точках шва 1 и 2 нормальные напряжения определяются по формуле:

$$\sigma_{MT} = \frac{M}{W_{\text{ш}}} = \frac{GTb}{\delta l^2} = \frac{6bP \cdot \sin \alpha}{\delta l^2} = 1000 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$$

При этом в точке 1 нормальные напряжения будут растягивающими, а в точке 2 – сжимающими. Суммарная величина нормальных напряжений в этих точках от действия силы N и момента M будет равна:

$$\sigma_1 = \sigma_N + \sigma_{MT}$$

$$\sigma_2 = \sigma_N - \sigma_{MT}$$

Суммарная эпюра нормальных напряжений σ_{Σ} в шве изображена на рис. 3. Так как допускаемые напряжения в шве на сжатие больше, чем на

растяжение и точка 1 шва более напряженная, чем точка 2, то в дальнейшем будем анализировать напряжение только в точке 1.

Оставшаяся сила T_2 вызовет в шве напряжения среза, величина которых может быть определена по формуле (4). Максимальная величина касательных напряжений будет в центре длины шва (эпюра τ на рис. 3) и определяется по формуле:

$$\tau_{max} = \frac{T}{\delta} \cdot \frac{12}{\delta l^2} \cdot \frac{\delta l^2}{8} = \frac{3P \cdot \sin \alpha}{2\delta l} = 12,5 \text{ МПа}$$

Допускаемые напряжения для сварного шва назначают согласно следующим требованиям: $[\sigma']_p = 0,9 [\sigma]_p$; $[\tau'] = 0,6 [\sigma]_p$.

Полученные результаты расчета показали, что величина касательных напряжений значительно меньше допускаемых и их расположение не совпадает с направлением максимальных значений нормальных напряжений. Поэтому в дальнейшем касательные напряжения можно не учитывать. Тогда суммарное значение нормальных напряжений в точке 1 будет:

$$\sigma_1 = \sigma_N + \sigma_{MT} = \frac{P \cdot \cos \alpha}{\delta l} + \frac{6bP \cdot \sin \alpha}{\delta l^2} = 115 \text{ МПа}$$

Поскольку выполняется требование $\sigma_1 < [\sigma']_p$ ($115 \text{ МПа} < 144 \text{ МПа}$), то условие обеспечения прочности соблюдено, а значит сварное соединение является работоспособным.

Для проверки полученных студентами знаний по овладению методикой определения условий прочности соединений сварных конструкций предлагается выполнить практические задания, представленные в табл.1 и на рис. 3.

Таблица 2 – Варианты практических заданий по определению условий прочности соединений сварных конструкций

Номер задания	Толщина металла δ , мм	Приложенная сила P , кг	Размеры конструкции, мм		Угол действия силы α , град.	Материал
			l	e		
1	40	15000	500	800	15	Ст5
2	15	3000	300	450	40	16ГС
3	70	20000	700	1200	65	Ст45
4	20	4000	450	700	80	10ХСНД
5	35	12000	350	500	30	Ст2
6	50	10000	600	1000	55	08Х13
7	25	4500	250	600	20	Ст20
8	60	11000	730	980	45	Ст3
9	28	3800	330	510	35	09Г2С
10	55	9000	620	1100	60	Ст40
11	40	11400	740	1300	25	08Х13
12	35	7500	500	850	50	Ст2
13	15	5000	400	600	20	10ХСНД
14	65	8000	650	1000	70	Ст45
15	25	3500	500	750	35	Ст5

4. ПЕРЕЧЕНЬ КОНТРОЛЬНЫХ ВОПРОСОВ

- 1) Перечислить основные факторы назначения допускаемых напряжений при расчетах сварных конструкций.
- 2) Какие допускаемые напряжения называются основными?
- 3) Как обозначаются допускаемые напряжения для основного металла и для сварного соединения?
- 4) Что называется зоной термического влияния?
- 5) Как повысить механические свойства сварных соединений?
- 6) Чему равны допускаемые напряжения для стыковых соединений?
- 7) От чего зависит величина допускаемых напряжений?

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ 7

РАСЧЕТ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

1. ЦЕЛЬ ЗАНЯТИЯ

Изучить методику расчета прочности сварных соединений на выносливость, работающих под действием переменных (циклических) нагрузок

2. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Современные методы расчета прочности деталей основаны на гипотезах непрерывности, однородности и изотропности материала. В действительности распределение усилий между зернами металла происходит неравномерно. В некоторых зернах могут иметь место значительные пластические деформации, в результате чего образуются микротрещины. При переменных нагрузках они имеют тенденцию развиваться, приводя к внезапному разрушению. При этом местные напряжения оказываются опасными для прочности не только хрупких, но и пластичных металлов.

Прочность при переменных нагрузках зависит главным образом от следующих факторов:

- числа циклов нагружения;
- формы и размеров испытываемых образцов;
- материала образцов;
- состояния поверхности образцов;
- вида нагружения (изгиб, кручение);
- свойств среды, в которой проводится испытание (воздух, вода и т. п.).

Пределом выносливости (усталости) называют максимальное напряжение, при котором материал не разрушается при достаточно большом количестве циклов нагружения.

На *рис. 1* показана диаграмма прочности металла в зависимости от числа циклов нагружения N .

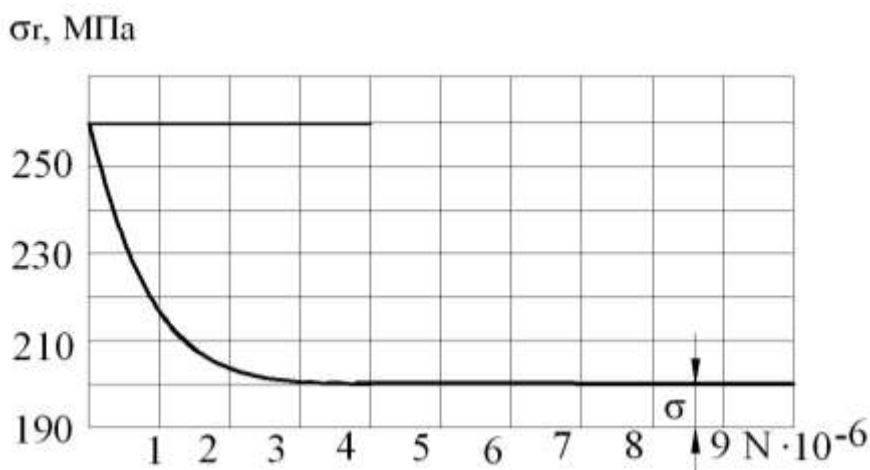


Рис. 1. Диаграмма прочности стали в зависимости от числа нагружений N

При испытании стальных образцов предел выносливости определяется, как правило, при $N = 10^6$. Если образец испытывают при меньшем числе нагружений, то значение разрушающих напряжений называют *пределом ограниченной выносливости*.

Усталостное разрушение – следствие постепенного развития микродефектов в материале. Предел выносливости зависит в значительной степени от характеристики цикла.

Цикл – совокупность всех значений напряжений за время одного периода нагружения.

Отношение $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ называют *коэффициентом амплитуды* или *характеристикой цикла*, где σ_{\max} и σ_{\min} – соответственно наибольшее и наименьшее напряжения цикла.

Пределы выносливости, определенные при симметричном цикле, обозначаются σ_{-1} ; при пульсирующем – σ_0 ; при произвольном – σ_r . Наибольшее значение имеют пределы выносливости при испытаниях на изгиб, несколько меньшее – при осевом нагружении и наименьшее – при кручении.

Предел выносливости стали зависит от абсолютных размеров испытываемых образцов. С увеличением размеров образцов относительно стандарта предел выносливости σ_{-1} понижается.

Пределы выносливости при испытании стандартных гладких образцов из малоуглеродистых сталей на изгиб в условиях симметричного цикла равны: $\sigma_{-1} = 0,50 \dots 0,55 \sigma_B$, т. е. около 180...200 МПа, что составляет 0,75...0,80 σ_T . Для низколегированных конструкционных сталей отношение σ_{-1} / σ_T несколько меньше, чем для малоуглеродистых.

Обычно при повышении температуры пределы выносливости сталей понижаются. В агрессивных средах предел выносливости значительно уменьшается. Прочность деталей конструкций при переменных нагрузках зависит в значительной степени от концентрации напряжений.

Эффективным коэффициентом концентрации напряжений K_σ называется отношение предела выносливости гладкого образца к пределу выносливости образца при наличии концентратора. Коэффициент K_σ всегда ≥ 1 , причем чем K_σ ближе к единице, тем лучше работает изделие. У хрупких материалов эффективный коэффициент концентрации напряжений близок к теоретическому, у пластичных – он значительно меньше.

Предел выносливости основного металла в зоне термического влияния иногда изменяется по сравнению с пределом выносливости образцов из основного металла, не подвергавшегося влиянию процесса сварки. Восстановить предел выносливости можно иногда термической обработкой сварного соединения. Иногда около сварных швов возникает концентрация напряжений вследствие резких переходов от наплавленного металла к основному, в результате подрезов и т. п. Обработка швов фрезой или наждачным кругом создает плавный переход от наплавленного металла к основному, благодаря чему предел выносливости повышается.

В сварных соединениях предел выносливости зависит от материала, технологического процесса сварки, от формы конструкции, а также от рода усилия и характеристики цикла нагружения. Влияние технологического процесса сварки на прочность при переменных нагрузках обычно изучают на образцах стандартного типа, имеющих стыковые швы. Дефекты технологического процесса сварки (непровары, трещины, поры, наплывы, шлаковые включения и т. п.) вызывают концентрацию напряжений. Зоны с такими дефектами представляют собой очаги разрушений при переменных нагрузках. Хороший провар, плотность и однородность наплавленного металла играют существенную роль в получении высокого предела выносливости.

Наивысшей прочностью при переменных нагрузках обладают соединения встык с прямыми и косыми швами. Предел выносливости соединений этого рода почти достигает предела выносливости основного металла. Прочность при переменных нагрузках стыковых швов превышает прочность при переменных нагрузках образцов из основного металла, имеющих ослабление в форме заклепочных отверстий.

Высокие отношения пределов выносливости соединений к пределам прочности основного металла имеют малоуглеродистые стали (Ст 3, Ст 20). Аустенитные стали, высокопрочная сталь марки 30ХГСА, сплав Д16Т имеют низкие относительно σ_B значения σ_{-1} и σ'_{-1} .

Долговечность конструкций, у которых могут возникать явления усталости, зависит от предела выносливости материала, из которого они изготовлены. Поэтому при расчете таких конструкций на выносливость допускаемые напряжения $[\sigma]_r$ для основного металла и сварных соединений, принятые при проверке статической прочности, понижаются путем умножения их на коэффициент $\gamma \leq 1$:

$$[\sigma]_r = \gamma [\sigma] \quad , \quad (1)$$

где $[\sigma]_r$ – допускаемое напряжение для элементов, работающих при переменных (циклических) нагрузках.

Коэффициент понижения допускаемых напряжений γ зависит от типа соединения, определяющего характер распределения напряжений по сечению, характеристики цикла r и марки стали:

$$\gamma = \frac{1}{(a \cdot k_3 \pm b) - (a \cdot k_3 \mp b) \cdot r} \leq 1 \quad (2)$$

где K_3 – эффективный коэффициент концентрации напряжений;

r – характеристика цикла;

a и b – коэффициенты (для углеродистой стали $a = 0,58$; $b = 0,26$;

для легированной стали $a = 0,65$; $b = 0,30$).

При расчетах по допускаемым напряжениям условие выносливости записывается в следующем виде:

для растяжения-сжатия $\sigma = \frac{N_{max}^P}{F} \leq m\gamma R \quad (3)$

для изгиба $\sigma = \frac{M_{max}^P}{W} \leq m\gamma R \quad (4)$

где P_{max} – значение максимальной силы;

M_{max} – момент от заданных нормативных нагрузок;

R – расчетное сопротивление;

m – коэффициент условий работы.

3. ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Рассмотрим определение условий выносливости на примере проверочного расчета работоспособности сварного соединения трубчатой конструкции, приведенной на рис. 2.

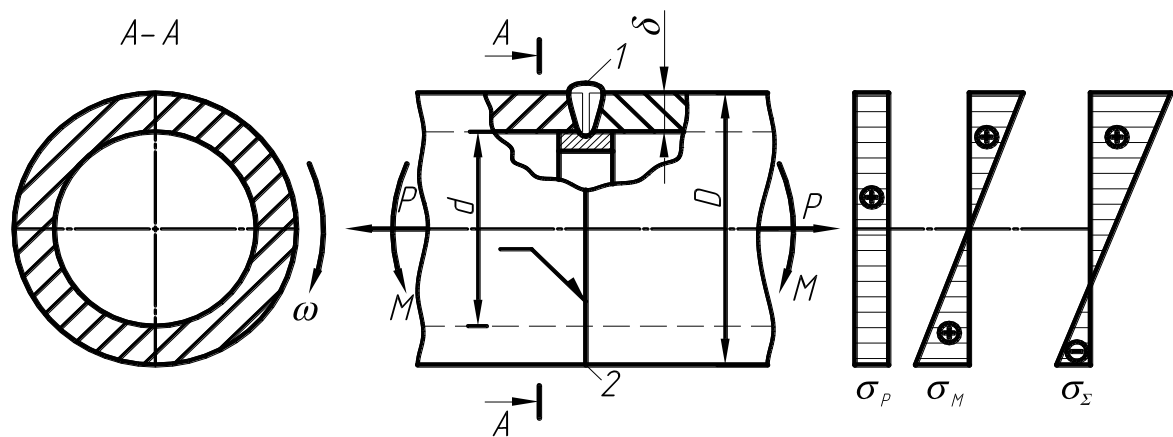


Рис. 2. Сварка трубчатого вала встык на плотной подкладке

Сварной трубчатый вал, вращающийся с угловой скоростью ω , нагружен постоянной осевой силой $P = 66000 \text{ кг}$ и изгибающим моментом $M = 5000 \text{ кг}\cdot\text{м}$. Материал трубы – сталь 09Г2С. Исходные данные для расчета: $\delta = 15 \text{ мм}$; $D = 250 \text{ мм}$.

Под действием силы P в сварном шве возникают нормальные растягивающие напряжения, равномерно распределенные по периметру шва и определяемые по формуле:

$$\sigma_P = \frac{P}{F} = \frac{4P}{\pi(D^2 - d^2)} = 59,6 \text{ МПа} \quad (5)$$

Изгибающий момент M вызывает в шве нормальные напряжения, распределенные по длине шва, как показано на эюре рис.2 (σ_M). В крайних точках шва (1 и 2) нормальные напряжения от момента будут:

$$\sigma_M = \frac{M}{W} = \frac{M}{\delta \cdot \Omega} = 76,9 \text{ МПа} \quad (6)$$

где δ – толщина стенки профиля;

Ω – площадь, ограниченная средней линией профиля.

При этом в точке 1 напряжения будут растягивающими, а в точке 2 – сжимающими. Суммарная величина нормальных напряжений в этих

точках от действия силы P и момента M определится путем сложения напряжений σ_P и σ_M в соответствующих точках:

$$\sigma_1 = \sigma_{\max} = \sigma_P + \sigma_M = 136,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_2 = \sigma_{\min} = \sigma_P - \sigma_M = 17,3 \text{ МПа} .$$

Тогда коэффициент асимметрии цикла будет: $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = -0,127$.

Принимаем эффективный коэффициент концентрации напряжений по справочнику равным: $K_\sigma = 1,5$.

Рассчитываем коэффициент понижения допускаемых напряжений по формуле (2): $\gamma = 0,83$.

Определяем величину допускаемых напряжений по формуле (1): $[\sigma]_r = 152 \text{ МПа}$.

Поскольку $\sigma_{\max} < [\sigma]_r$ ($136,5 \text{ МПа} < 149,4 \text{ МПа}$), то условие выносливости соблюдено, а значит сварное соединение является работоспособным.

Таблица 1 – Варианты практических заданий по определению условий выносливости соединений трубчатой конструкции

Номер задания	Толщина металла δ , мм	Осевая сила P , кг	Наружный диаметр трубы D , мм	Внутренний диаметр трубы d , мм	Изгибающий момент M , кг·м	Материал
1	30	35000	500	440	8000	Ст5
2	12	13000	300	276	3700	Ст20
3	20	20000	400	360	3500	09Г2С
4	15	16000	280	250	2000	08Х13
5	35	42000	550	480	10000	Ст2
6	25	10000	430	380	5500	16ГС
7	40	45000	680	600	12000	Ст3
8	18	17000	350	314	4500	10ХСНД
9	30	20000	480	420	5000	09Г2С
10	14	15000	250	222	3600	Ст40
11	40	34400	740	660	9000	Ст5
12	15	25000	500	470	3500	08Х13
13	32	17000	400	336	8000	10ХСНД
14	18	10000	250	214	4700	Ст45
15	25	25000	300	250	5500	Ст3

4. ПЕРЕЧЕНЬ КОНТРОЛЬНЫХ ВОПРОСОВ

- 1) Какие факторы влияют на прочность при переменных нагрузках?
- 2) Что называется пределом выносливости?
- 3) От чего зависит предел выносливости?
- 4) Что такое усталостное разрушение?
- 5) Что называется эффективным коэффициентом концентрации напряжений?
- 6) Что называется эффективным коэффициентом амплитуды?
- 7) Какие сварные соединения обладают наибольшей выносливостью?
- 8) Чему равен эффективный коэффициент концентрации напряжений?
- 9) Как определяются допускаемые напряжения при расчете конструкций на выносливость?

СЕМЕСТРОВАЯ РАБОТА

ПЛАНИРОВКА УЧАСТКА СБОРКИ И СВАРКИ КОНСТРУКЦИЙ

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Овладеть методикой расчета, компоновки и рациональной планировки сборочно-сварочных цехов и участков.

2. СОДЕРЖАНИЕ СЕМЕСТРОВОЙ РАБОТЫ

Типовая структура семестровой работы по планировке участка сборки и сварки конструкций должна содержать следующие листы и разделы:

- титульный лист;
- содержание;
- основные требования при проектировании сварочных цехов;
- расчет длины и ширины пролета участка;
- расчет высоты пролета участка;
- планировка участка, компоновка оборудования и рабочих мест;
- заключение;
- список использованной литературы.

3. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ СЕМЕСТРОВОЙ РАБОТЫ

При проектировании сборочно-сварочного цеха, участка или отделения планировку оборудования, складочных и рабочих мест выполняют рядами. На практике наиболее рациональным является двухрядное расположение оборудования и рабочих мест.

При расположении складочных мест вдоль ряда ширины пролета цеха (участка) V_{Π} определяется следующим образом (рис.1):

$$V_{\Pi} = 2(v_1 + v_m + v_2 + v_{ск}) + v_{пр}, \quad (1)$$

где: v_1 – расстояние от тыльной стороны рабочего места до оси

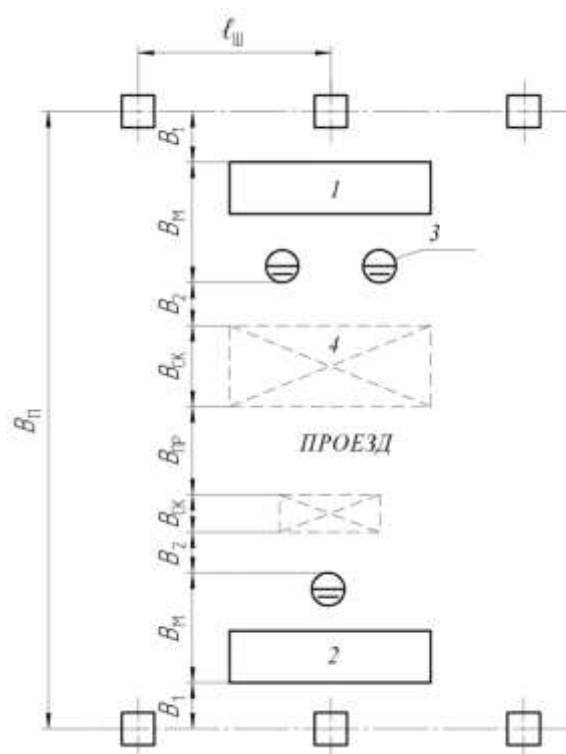
продольного ряда колонны или стены здания цеха (обычно $v_1=1-2$ м; в случае $v_1 \geq 2$ м – на этом месте располагают источники питания, стеллажи для инструментов, коммуникации для подвода воздуха, газа и т. д.);

v_2 – расстояние между рабочим и складочным местами (обычно $v_2 = 1-1,6$ м);

v_m – ширина рабочего места (зависит от размеров оборудования, а также следует включать ширину проходов по 1 м с каждой стороны оборудования);

$v_{ск}$ – ширина складочного места (зависит от размеров складываемых заготовок, деталей и обычно равна либо меньше площади, занимаемой сборочно-сварочным устройством);

$v_{пр}$ – ширина проезда между двумя линиями рабочих мест (обычно $v_{пр} = 3-4$ м, что достаточно для проезда двух электрокар).



**Рис. 1. Схема планировки цеха при расположении складочных мест вдоль ряда:
1 – сборочно-сварочный стеллаж; 2 – сборочно-сварочный стенд; 3 – рабочее место; 4 – складочное место**

При расположении складочных мест поперек ряда, ширина пролета цеха (участка) $B_{\text{п}}$ определяется следующим образом (рис.2):

$$B_{\text{п}} = 2(B_1 + B_2) + B_{\text{пр}}, \quad (2)$$

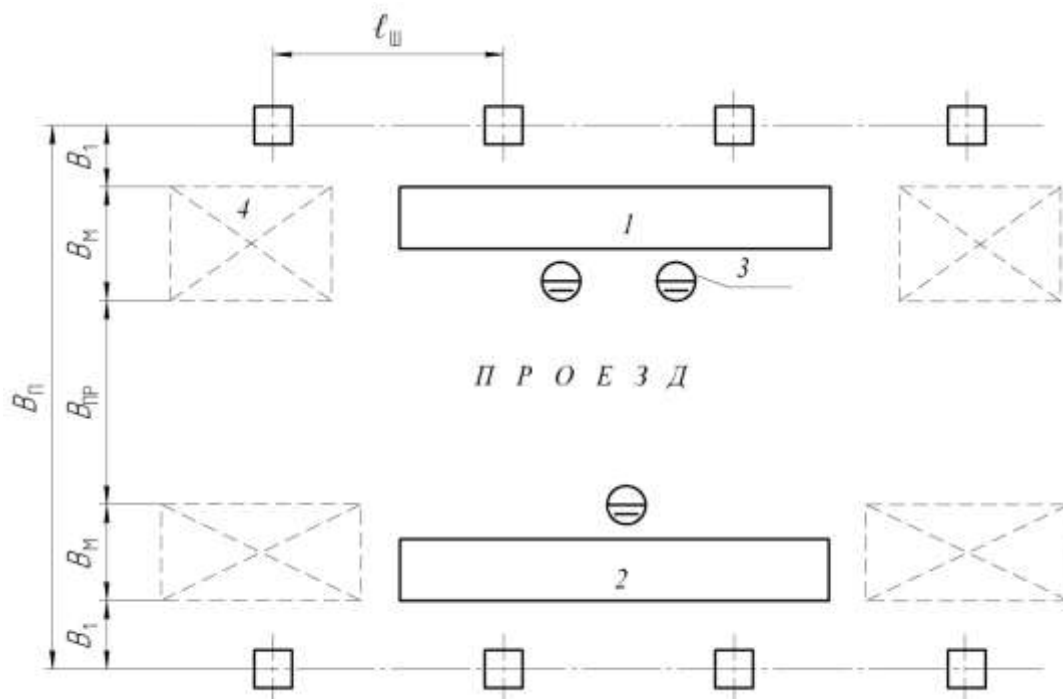


Рис. 2. Схема планировки цеха при расположении складочных мест поперек ряда (между оборудованием): 1 – сборочно-сварочный стеллаж; 2 – сборочно-сварочный стенд 3 – рабочее место; 4 – складочное место

Расчет длины цеха (участка) L определяется как сумма размера каждого оборудования и расстояний между ними (рис.3):

$$L = \sum l_i, \quad (3)$$

где l_i – размер оборудования, расстояние между ними, расстояние между колонной и оборудованием).

При планировке цеха (участка) необходимо строго соблюдать нормы технологического проектирования, согласно которым расстояние между колоннами принимается равным 12 м (реже 6 м), а ширина пролета равна 18, 24 и 30 м. Ширину пролета более 30 м разрешается использовать только при технико-экономическом обосновании.

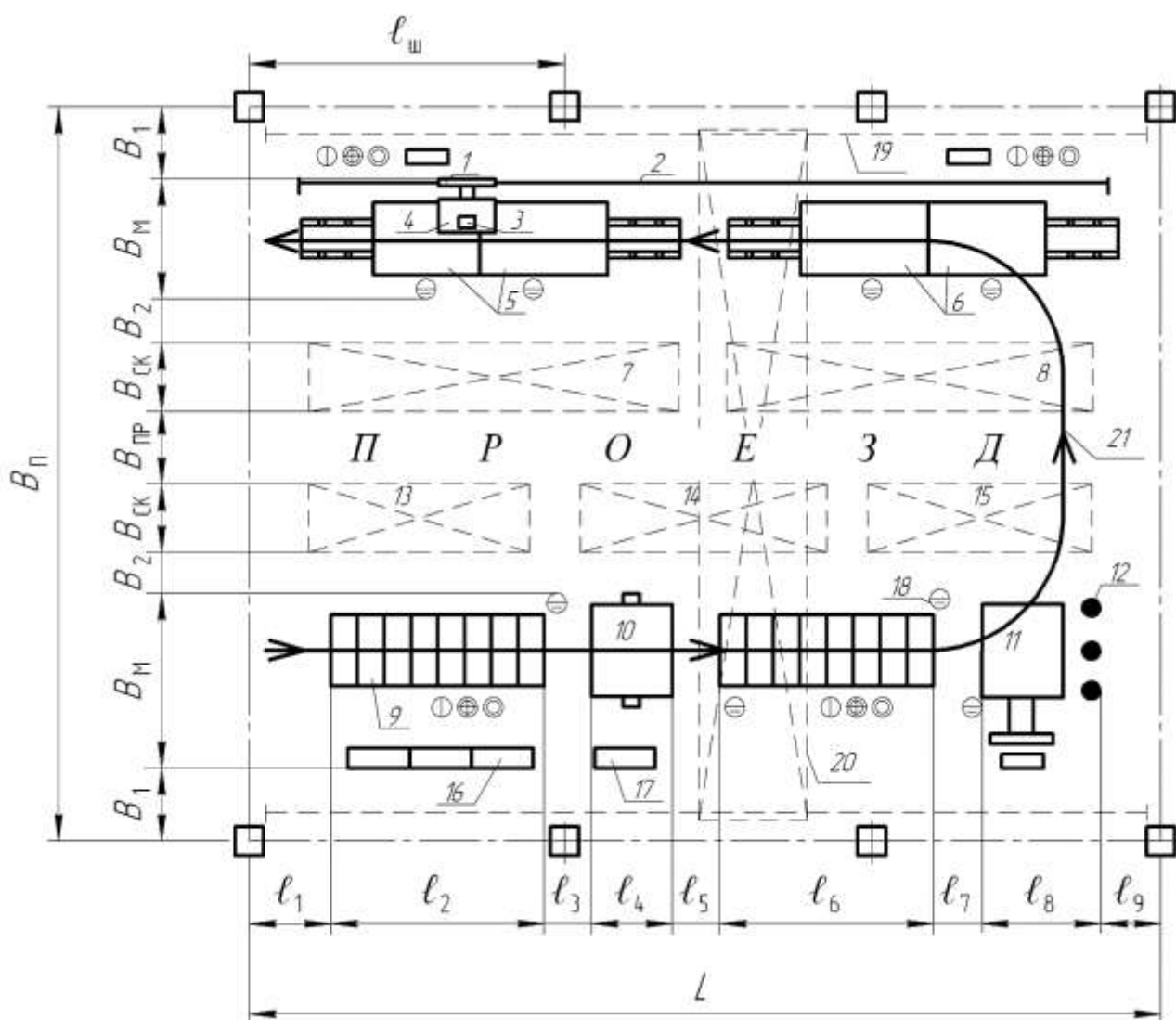


Рис.3. Планировка участка заготовки, сборки и сварки обечаек: 1 – велосипедная тележка с балконом; 2 – направляющий рельс; 3 – сварочный трактор (головка); 4 – роликовый стенд; 5 – свариваемые обечайки; 6 – обечайки для сборки под сварку; 7 – складочное место для сваренных обечаек; 8 – складочное место для вальцованных обечаек; 9 – рольганг; 10 – гильотинные ножницы; 11 – листогибочная машина с откидным верхним валком; 12 – поддерживающее устройство; 13 – складочное место для поступающих листов; 14 – складочное место для обрезанных в размер листов; 15 – складочное место для вальцованных обечаек; 16 – стеллажи для инструментов и оснастки; 17 – шкаф управления; 18 – рабочее место; 19 – подкрановый путь; 20 – мостовой кран; 21 – направление грузопотока.

Планировку оборудования, складочных и рабочих мест необходимо осуществлять с учетом норм технологического проектирования, приведенных в табл.1.

Таблица 1– Допускаемые пределы минимальных расстояний между оборудованием, складочными местами и элементами здания цеха

№	Определяемое расстояние	Допускаемые пределы значений, м
1	От колонн или стен здания до боковой стороны оборудования	1-3
2	От колонн или стен здания до тыльной стороны оборудования	1-2,5
3	Между боковыми сторонами оборудования	1-1,4
4	Между складочными местами	1-1,4
5	Между боковой стороной оборудования и складочным местом	1-1,2
6	Между тыльной стороной оборудования и складочным местом	1

Высота пролета проектируемого сборочно-сварочного цеха (участка) выбирается, исходя из подлежащих изготовлению в них изделий, габаритными размерами применяемого оборудования и наличием или отсутствием использования верхнего транспорта (мостовых кранов, кранбалок, подвесных тележек и т.д.).

При отсутствии верхнего транспорта (крана) высота пролета цеха рассчитывается следующим образом (рис.4):

$$H_{\text{п}} \geq h_1 + h_2 \geq 4,5 \text{ м} \quad (4)$$

где $H_{\text{п}}$ – высота пролета цеха (без верхнего транспорта) от уровня пола до низа перекрытия;

h_1 – наибольшая высота оборудования (оснастки, стеллажей), применяемого в данном пролете цеха;

h_2 – расстояние между наивысшей точкой указанного оборудования и наиболее низкой точкой выступающих частей перекрытия (принимают $h_2=0,4-1$ м); $B_{\text{п}}$ – ширина пролета цеха.

Согласно нормам технологического проектирования высота производственных помещений (без верхнего транспорта) от пола до потолка должна составлять не менее 4,5 м.

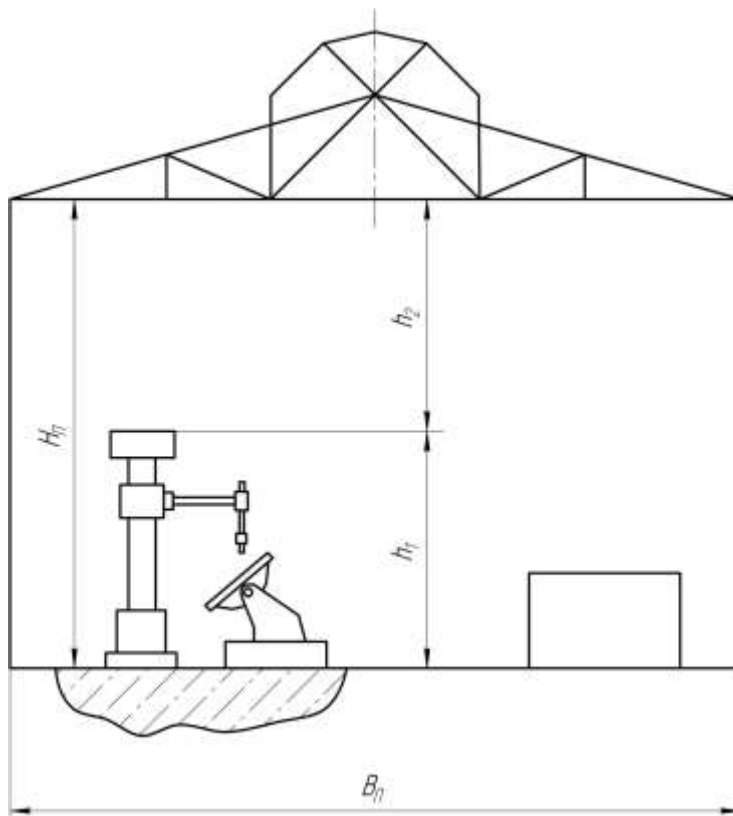


Рис.4. Схема разреза цеха для расчета высоты пролета при отсутствии верхнего транспорта (крана)

При наличии верхнего транспорта высота пролета для сборочно-сварочного цеха (участка) рассчитывается следующим образом (рис. 5):

$$H_p \geq h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 \quad (5)$$

$$H_{\text{п}} \geq H_p + h_6 + h_7, \quad (6)$$

где H_p – высота пролета цеха (участка) от пола до головки рельса подкранового пути;

$H_{\text{п}}$ – высота пролета цеха (участка) от пола до низа перекрытия;

h_1 – наибольшая высота оборудования (оснастки, стеллажей), применяемого в данном пролете цеха;

h_2 – расстояние между наивысшей точкой указанного оборудования и наиболее низкой точкой выступающих частей перекрытия (принимают $h_2 = 0,5-1$ м);

h_3 – наибольшая высота грузов, перемещаемая в данном пролете при помощи верхнего транспорта;

h_4 – расстояние между наиболее высокой точкой перемещаемого груза и наиболее низкой точкой крюка крана (при креплении груза цепями или тросами $h_4=0,5$ м ширины увязки, но не менее 1 м);

h_5 – расстояние между наиболее низкой точкой подъемного крюка крана до головки рельса подкранового пути;

h_6 – расстояние от головки рельса подкранового пути до высшей точки тележки крана;

h_7 – расстояние между высшей точкой тележки крана и нижним уровнем затяжки стропил перекрытия (принимают $h_7 = 0,6-1,2$ м);

α – угол между вертикалью и натянутыми стропами, которые удерживают на крюке крана груз ($\alpha = 45^\circ$).

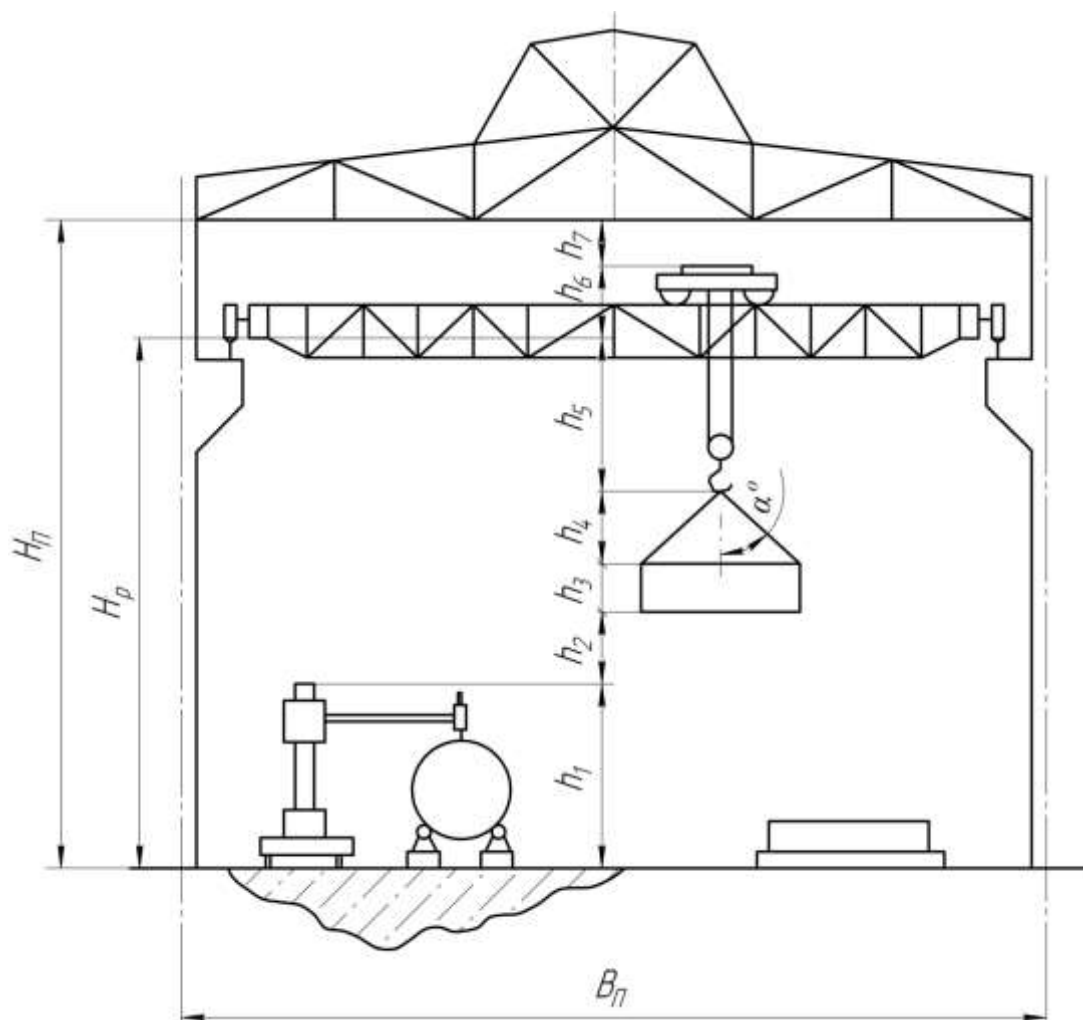


Рис. 5. Схема разреза сборочно-сварочного участка для расчета высоты пролета при наличии верхнего транспорта (крана)

При наличии верхнего транспорта высота пролета для заготовительного цеха (участка) рассчитывается следующим образом (рис. 6):

$$H_p \geq h_1 + h_2 + h_5 \quad (7)$$

$$H_n \geq H_p + h_6 + h_7 \quad (8)$$

Значения величин, входящих в формулы (7) и (8), те же, что и для формул (5) и (6).

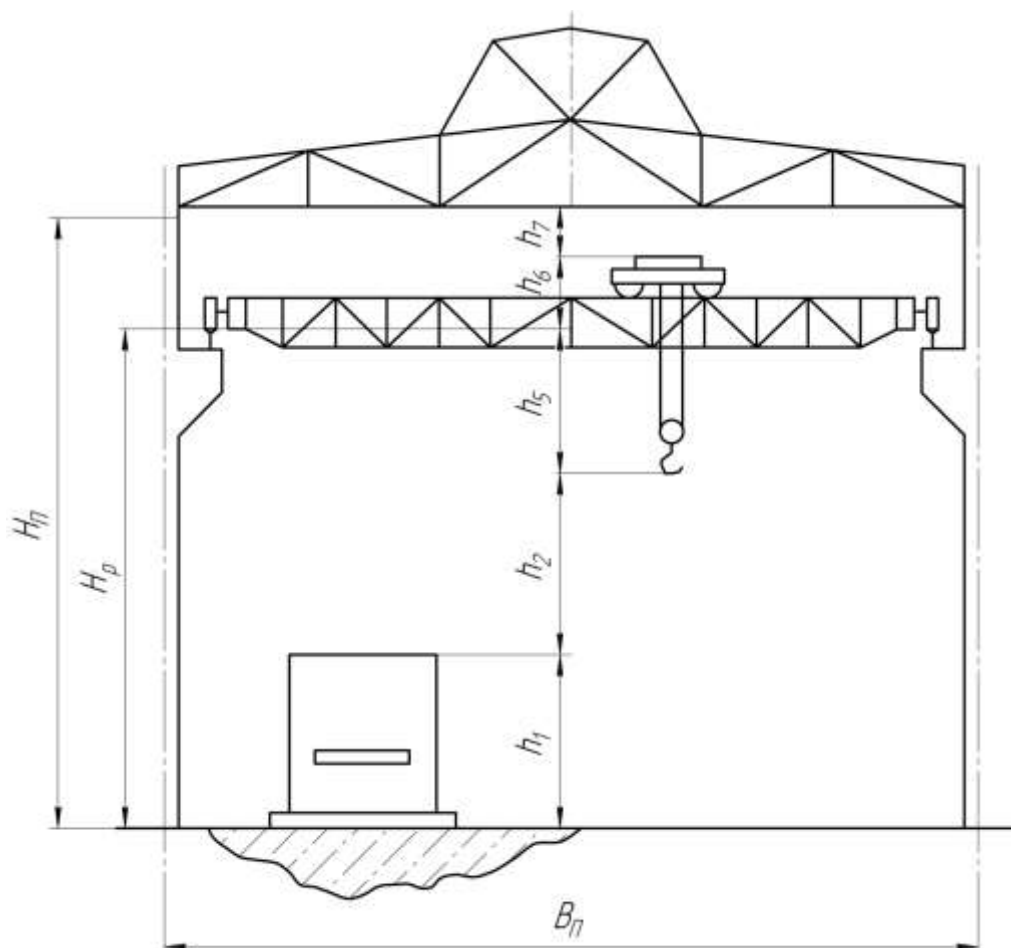


Рис. 6. Схема разреза заготовительного участка для расчета высоты пролета при наличии верхнего транспорта (крана)

Ширина пролета цеха B_n согласно нормам технологического проектирования ширина пролета составляет 18, 24 или 30 м). Для цеха, оборудованного подвесными и односторонними кранами, H_n выбирается равной 6; 7,2; 8,4; 9,6; 10,8 и 12,6 м с грузоподъемностью до 5 т.

Расчет величин $H_{\text{п}}$ и $H_{\text{р}}$ производится согласно норм технологического проектирования, приведенных в табл.2.

Таблица 2 – Выбор значений $H_{\text{п}}$ и $H_{\text{р}}$, размеры пролетов и соответствующая допускаемая грузоподъемность мостовых кранов

Высота пролета до перекрытия $H_{\text{п}}$, м	Высота пролета до рельса $H_{\text{р}}$, м	Грузоподъемность крана, т	Шаг колонны ℓ , м	Ширина пролета $B_{\text{п}}$, м
8,4	6,15	10	12	18
9,6; 10,8	6,95; 8,15	10, 20	12	18
12,6; 14,4	9,65; 11,45	10, 20, 30	12	18
8,4	6,15	10	12	24
9,6; 10,8	6,95; 8,15	10, 20	12	24
12,6; 14,4	9,65; 11,45	10, 20, 30	12	24
16,2; 18	12,65; 14,45	30, 50	12	24
12,6	9,65	10, 20, 30,	12	30
14,4	11,45	20, 30	12	30
16,2; 18	12,65; 14,45	30, 50	12	30

В дополнение к описанным выше расчетам, полученные значения высоты цеха должны быть проверены с точки зрения соблюдения санитарных норм для промышленных предприятий, согласно которым на каждого работающего должно приходиться не менее 15 м^3 объема производственного помещения.

4.ЗАДАНИЯ ДЛЯ СЕМЕСТРОВЫХ РАБОТ

- 1) Планировка участка сборки и сварки теплообменника диаметром 3000 мм и длиной 8000 мм.
- 2) Планировка участка сборки и сварки ректификационной колонны диаметром 1800 мм и длиной 5600 мм.
- 3) Планировка участка сборки и сварки стропильной фермы высотой 2000 мм и длиной 20000 мм.

- 4) Планировка участка сборки и сварки емкости диаметром 2100 мм и длиной 5100 мм.
- 5) Планировка участка сборки и сварки газгольдера диаметром 2800 мм и длиной 7600 мм.
- 6) Планировка участка сборки и сварки подкрановой двутавровой балки высотой 800 мм и длиной 18000 мм.
- 7) Планировка участка сборки и сварки рамы железнодорожного вагона шириной 3000 мм и длиной 23400 мм.
- 8) Планировка участка сборки и сварки секции буровой вышки размером 4000x 3500 мм и высотой 10000 мм.
- 9) Планировка участка сборки и сварки теплообменника диаметром 2400 мм и длиной 9600 мм.
- 10) Планировка участка сборки и сварки стропильной фермы высотой 2800 мм и длиной 24000 мм.
- 11) Планировка участка сборки и сварки емкости диаметром 3500 мм и длиной 8000 мм.
- 12) Планировка участка сборки и сварки газгольдера диаметром 2800 мм и длиной 7600 мм.
- 13) Планировка участка сборки и сварки подкрановой двутавровой балки высотой 500 мм и длиной 24000 мм.
- 14) Планировка участка сборки и сварки верхней секции буровой вышки размером 2000x2000 мм и высотой 5000 мм.
- 15) Планировка участка сборки и сварки коробчатой балки мостового перехода высотой 800 мм и длиной 30000 мм.

Список использованной литературы

1. *Лебедев, Л. В.* Проектирование технологических схем и оснастки: учеб. пособие / М.: Академия, 2009. – 85 с.
2. *Овчинников, В. В.* Расчет и проектирование сварных конструкций : учеб. / В. В. Овчинников. – М. : Академия, 2009. – 256 с.
3. *Копельман, Л. А.* Основы теории прочности сварных конструкций : учеб. пособие / Л. А. Копельман. – СПб. : Лань, 2010. – 457 с.
4. *Виноградов, А. А.* Основы сварочного производства : учеб. пособие / В. М. Виноградов, А. А. Черепяхин, Н. Ф. Шпунькин. – М. : Академия, 2008. – 269 с.
5. *Кузьмин, В. И.* Проектирование сборочно-сварочных приспособлений: учеб. пособие / В.И. Кузьмин, В.В. Литвинов. – Волгоград: ВолгГТУ, 2008. – 80 с.
6. *Кузьмин, В.И.* Расчет и проектирование сварных ферм: учеб. пособие / В.И. Кузьмин, А.Н. Кривенцов, М.А. Яковлев; ВолгГТУ. – Волгоград, 2002. – 74 с.
7. *Кривенцов, А.Н.* Расчет и проектирование сварных балок: учеб. пособие / А.Н. Кривенцов, В.И. Кузьмин, М.А. Яковлев; ВолгГТУ. – Волгоград, 2001. – 82 с.
8. *Черпаков, Б. И.* Технологическая оснастка: учебник / М.: Академия, 2005. – 288 с.
9. *Металлические конструкции : учеб. / под ред. Ю. И. Кудишина. – М. : Академия, 2007. – 688 с.*
10. *Винокуров, В.А.* Сварные конструкции / В. А. Винокуров. – М. : Машиностроение, 1996.– 576с.
11. *Андреев, Г. Н.* Проектирование технологической оснастки машиностроительного производства / Г. Н. Андреев, В. Ю. Новиков, Г. М. Стрихладзе . – М.: Высшая школа, 1995. – 415 с.
12. *Проектирование металлических конструкций / под ред. В. В. Бирюлова. – Л. : Стройиздат, 1990. – 432 с.*
13. *Рыморов, Е.В.* Новые сварочные приспособления.– Стройиздат, 1988.–125 с.
14. *Серенко, А. Н.* Расчет сварных соединений и конструкций. Примеры и задачи / А. Н. Серенко, М. Н. Крумбольдт, К. В. Багрянский. – Киев : Высшая школа, 1987. – 336 с.
15. *Кулагина, М. А.* Основы технологического проектирования сборочно-сварочных цехов/ М.А.Кулагина, М.А.Киселева.–Л.:Судостроение,1987.–216 с.
16. *Пономарев, В.А.* Универсально-сборочные приспособления для сборочно-сварочных работ (атлас) / В. А. Пономарев, В.А., И. С. Чугунихин, Ю. В. Бородин – М.: Машиностроение, 1981. – 152 с.
17. *Терликова, Т. Ф.* Основы конструирования приспособлений / Т. Ф. Терликова, А. С. Мельников, В. И. Баталов. – М.: Машиностроение, 1980. – 119 с.
18. *Севбо, П. И.* Конструирование и расчет механического сварочного оборудования / П. И. Севбо. – Киев: наукова думка, 1978. – 400 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
Практическое занятие 1. РАЗРАБОТКА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ БАЗИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ И ПРИСПОСОБЛЕНИЙ ДЛЯ СБОРКИ И СВАРКИ КОНСТРУКЦИЙ	4
Практическое занятие 2. РАСЧЕТ РЫЧАЖНЫХ ПРИЖИМНЫХ УСТРОЙСТВ	16
Практическое занятие 3. РАСЧЕТ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИЖИМОВ	24
Практическое занятие 4. РАСЧЕТ УСИЛИЯ ПРИЖИМА В СБОРОЧНО-СВАРОЧНЫХ СТЕНДАХ	32
Практическое занятие 5. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СВАРОЧНЫХ МАНИПУЛЯТОРОВ	40
Практическое занятие 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ ПРОЧНОСТИ СОЕДИНЕНИЙ СВАРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ	52
Практическое занятие 7. РАСЧЕТ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ	60
СЕМЕСТРОВАЯ РАБОТА	68
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	78

Учебное издание

Владимир Иванович **Кузьмин**
Александр Петрович **Пеев**
Евгений Владимирович **Кузьмин**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ
СБОРОЧНО-СВАРОЧНОЙ ОСНАСТКИ
И КОНСТРУКЦИЙ**

Учебно-методическое пособие

Редактор *Н. Н. Кваша*

Темплан 2016 г. Поз. №
Подписано в печать – 2016 Формат 60×84 1/16. Бумага газетная.
Гарнитура Times. Печать офсетная. Усл. печ. л. Уч.-изд. л.
Тираж 100 экз. Заказ

Волгоградский государственный технический университет
400005, Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28, корп. 1 .

Отпечатано в типографии ИУНЛ ВолгГТУ .
40005, Волгоград, просп. В.И. Ленина, 28, корп. 7.