

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 01.10.2023 14:06:57
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

МИНОБРАЗОВАНИЯ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования



РАЗРАБОТКА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

Методические указания к выполнению лабораторной работы по дисциплине «Технологическая сборочно - сварочная оснастка» для студентов направления подготовки 15.03.01 Машиностроение

УДК 621.791

Составитель: И.Ю. Григоров

Рецензент

Доктор технических наук, профессор, профессор кафедры
«Машиностроительных технологий и оборудования» «Юго-
Западный государственный университет» *В.В. Куц*

Разработка принципиальной схемы приспособления:
методические указания к выполнению лабораторной работы по
дисциплине «Технологическая сборочно - сварочная оснастка» /
сост.: И.Ю. Григоров; Юго-Зап. гос. ун-т; Курск, 2023. 11 с., ил. 5,
табл. 1, Библиогр. 2: 11 с.

Излагаются методические указания по выполнению
лабораторной работы, относящиеся к изучению принципов
разработки принципиальной схемы сборочно - сварочного
приспособления.

Методические рекомендации соответствуют требованиям
программы, утвержденной учебно-методическим объединением по
специальностям автоматизированного машиностроительного
производства (УМО АМ).

Предназначены для студентов направления подготовки
15.03.01 Машиностроение очной, очно-заочной и заочной форм
обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 0,6. Уч. – изд. л. 0,6. Тираж 30 экз. Заказ . Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

1 Цель работы

Научиться разрабатывать принципиальную схему сборочно–сварочного приспособления.

2 Общие положения

Базирование – это определение положения деталей в изделии относительно друг друга или изделия относительно приспособления, рабочего инструмента, технологического сварочного оборудования (сварочной дуги, пламени горелки, электродов контактной машины).

При проектировании сборочно–сварочных приспособлений чаще всего приходится иметь дело с установочными базами.

Установочная база – это каждая поверхность детали, которой она соприкасается с установочными поверхностями приспособления. Благодаря контакту с этими поверхностями деталь (узел) получает строго определенное положение относительно приспособления или сварочного оборудования.

Любое твердое тело имеет 6 степеней свободы: перемещение в направлении трех координатных осей x , y , z (рис. 1) и вращение (поворот) относительно этих же осей ω_x , ω_y , ω_z .

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[1].

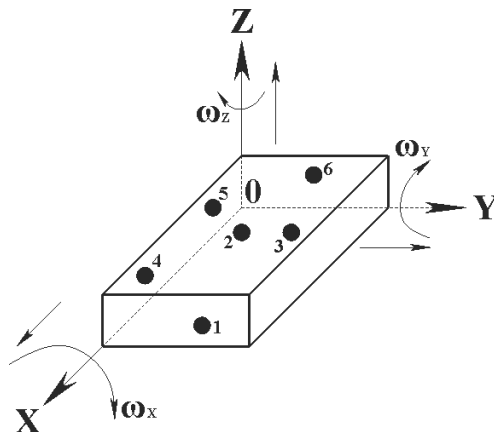


Рисунок 1 – Схемы базирования деталей на шесть опорных точек

В связи с тем, что при сварке электрическая дуга (пламя горелки) не вызывает каких – либо значительных сдвигающих усилий, крепить детали (изделия) во многих приспособлениях, особенно в неповоротных, не обязательно. Силовое замыкание с помощью прижимов, как правило, предусматривают для предупреждения смещения деталей в результате температурного расширения металла, от случайных нагрузок и от собственной массы.

При установке деталей недопустимо использовать более шести опорных точек. Лишние опорные точки препятствуют установке детали, при закреплении ее положение нарушается.

Поверхность детали с тремя опорными точками называется главной базирующей (ГБ). Боковая поверхность с двумя точками – направляющей. Торцевая поверхность с одной точкой – упорной.

В сварочных приспособлениях часто базирование заготовок, например листовых, ведется по плоскости. В этом случае заготовку достаточно опереть на три точки в плоскости x_0y (рис. 2). Однако для устойчивого положения ее цент тяжести (ЦТ) должен находится внутри треугольника, вершинами которого являются эти точки.

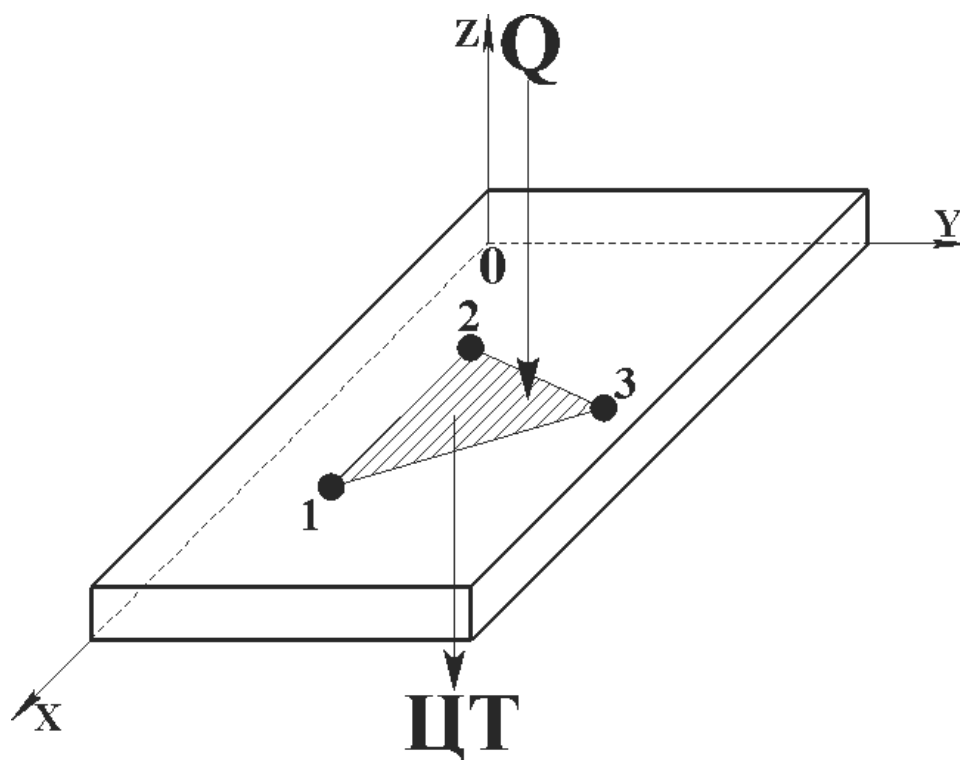
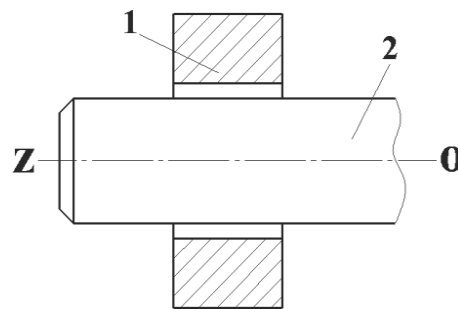


Рисунок 2 – Схема базирования детали по одной плоскости

Фиксирование заготовок типа "втулка" по цилиндрическим поверхностям производится с помощью пальцев. Деталь 1 надевается отверстием на цилиндрическую оправку – палец 2 (рис. 3). В этом случае деталь лишается четырех степеней свободы (остается вращение и перемещение относительно оси oz). Для деталей с внутренней цилиндрической или конической поверхностью в качестве установочных элементов могут



применяться конусные оправки или установочные конусы (рис. 4).

Рисунок 3 – Схема установки втулки на палец

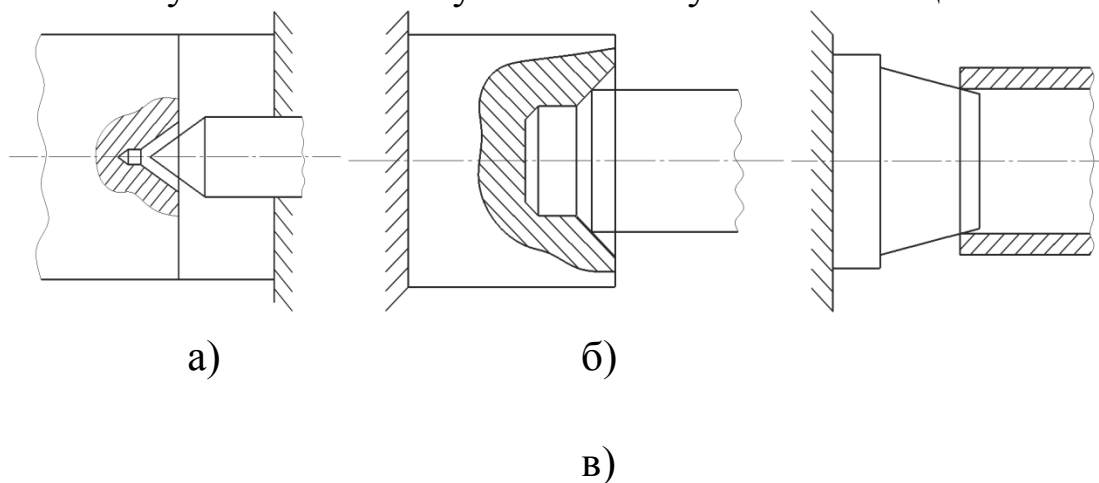


Рисунок 4 – Установка на конусы деталей типа "вал" (а и б), втулок и труб (в) Деталь типа "вал" может устанавливаться в отверстие сплошной втулки (рис. 5, а), с помощью двух полуотверстий (рис. 5, б), а также на призму (рис. 5, в).

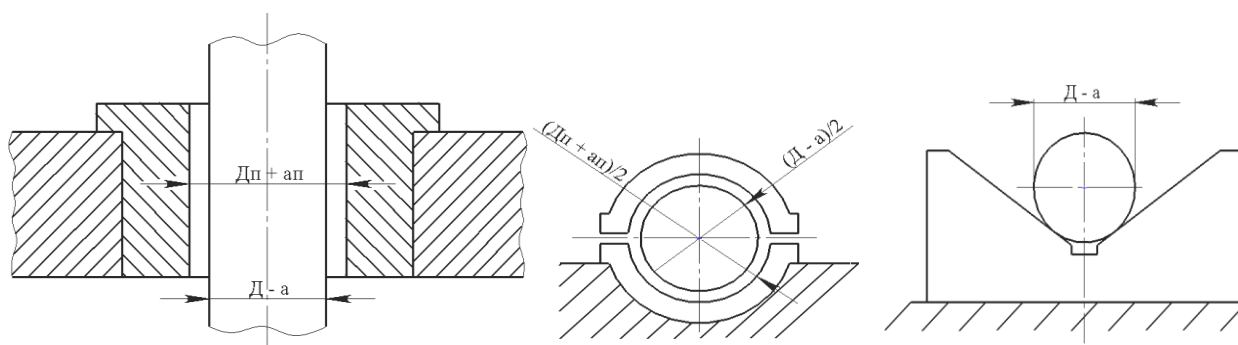


Рисунок 5 – Установка деталей типа "вал"

В качестве главной базирующей поверхности желательно выбирать поверхность, имеющую наибольшие габаритные размеры, а в качестве направляющей – поверхность наибольшей протяженности.













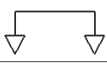
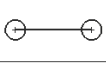
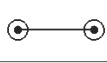
Установочными базами деталей могут служить поверхности как механически обработанные (отверстия, плоскости), так и необработанные, не имеющие волнистости, неопределенной кривизны. Предпочтение отдают менее шероховатым, более чистым и точно расположенным поверхностям.

Проектирование приспособления должно начинаться с разработки его принципиальной схемы, которая оформляется в виде простейшего чертежа, выражающего основную идею приспособления.

Принципиальная схема сборочно–сварочного приспособления представляет собой чертеж сварного изделия, на котором в виде условных обозначений (табл. 1) указаны места, способы фиксирования и закрепления всех деталей, а также способы и устройства (упрощенно) для установки, поворота, подъема, съема деталей и изделий, другие механизмы.

Таблица 1

Условные обозначения опор и зажимов по ГОСТ 3.1107 – 81

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

На схеме указываются те размеры, которые конструктор должен соблюдать при проектировании приспособления с особой точностью. В качестве установочных баз предпочтительно использовать механически обработанные поверхности или отверстия деталей[2].

Для установки деталей из прокатных профилей упоры (фиксаторы) необходимо ставить к обушку, а не к полке. Размещение упоров не должно вызывать защемления в приспособлении собранного и прихваченного изделия. Упоры должны исключать сдвиг изделия в сторону установочных элементов и обеспечивать свободный его съем. Для таких изделий неподвижные упоры располагаются не по всему периметру, а лишь по двум смежным сторонам. По остальным сторонам ставят отводные откидные или съемные упоры. В последнем случае точность сборки несколько снижается.

Как правило, на выбранной схеме все приложенные к детали силы, стремящиеся нарушить положение детали, а также силы, стремящиеся сохранить это положение (силы трения, реакции опор), отмечают стрелками. Прижимы располагают в виде упоров, вблизи их. В одном приспособлении должно быть не более двух типов прижимов (как правило, один).

На схеме приспособления следует указать величину необходимого усилия зажатия.

При сборке листов встык необходимо выдерживать постоянный зазор, а также предотвращать местное вспучивание

листов при подходе сварочной дуги. Во всех случаях зазоры в собранных изделиях не должны изменяться.

Точность собираемого и свариваемого изделия определяется двумя методами: расчетным (теоретическим), который осуществляется заблаговременно, и экспериментальным, приводимым после изготовления изделия.

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

Опоры приспособлений разделяют на основные и вспомогательные. Основные опоры определяют положение детали в пространстве, лишая ее всех или нескольких степеней свободы (как правило, они жестко закрепляются в корпусе приспособления запрессовкой или сваркой), вспомогательные – предназначены для придания детали дополнительной жесткости и устойчивости, например, в тех случаях, когда деталь может опрокинуться или из-за малой жесткости деформироваться. Вспомогательные опоры индивидуально подводят к установленной детали и закрепляют, в результате чего они превращаются в дополнительные жесткие опоры.

Основными опорами сборочно–сварочных приспособлений могут быть опорные штыри (рис. 6, а–г) с плоской, сферической и насеченной головками (ГОСТ 13440–68, 13441–68, 13442–68).

Детали больших размеров с обработанными базовыми поверхностями устанавливают на пластины (рис. 6, д и е), а детали небольших и средних размеров – на штыри. Регулируемые винтовые опоры (ГОСТ 4084, 4085, 4086), показанные на рис. 7, могут применяться как основные и как вспомогательные опоры. Вспомогательные опоры не влияют на точность базирования деталей.

Упоры устанавливают для фиксирования деталей по боковым поверхностям. В качестве упоров, размещаемых по контуру монтируемой детали, могут использоваться прямоугольные уголки, штыри, ребра. Упоры могут быть постоянными, поворотными, откидными, отводными или съемными с рифленой, сферической или плоской базовой

поверхностью. Постоянные упоры крепятся на корпусе приспособления с помощью винтов или сварки. Для повышения износостойкости рабочие поверхности упоров упрочняют термообработкой или наплавкой.

Рационально, чтобы упор одновременно являлся и опорной базой (рис. 8, а). Откидные (рис. 8, б) и отводные упоры (рис. 8, в) применяются в тех случаях, когда форма деталей при конструкциях изделия не позволяет свободно снять его после прихватки приспособления. Длина рабочей части упоров должна быть не меньше двух толщин фиксируемой детали. В качестве вспомогательных опор могут применяться самоустанавливающиеся одноточечные (ГОСТ 13159–67) и подводимые клиновые опоры. С целью механизации и автоматизации приспособлений для перемещения вспомогательных опор применяют механизированные приводы.

При установке деталей с наружными цилиндрическими поверхностями в качестве основных опор применяют призмы по ГОСТ 12195–66 (рис. 9, а) или специальные призмы с выемкой (рис. 9, б) для длинных или ступенчатых деталей.

Зависимость между размерами c , H и h при $\alpha=90^\circ$ (рис. 9, а) следующая:

$$H = h + 0,077 \times D - 0,5 \times c \quad (1)$$

В переналаживаемых приспособлениях целесообразно применять призмы, у которых размер c можно регулировать.

Предельно допустимая нагрузка Q на призму по условиям контактной прочности:

$$Q = 0,7 \times b \times D, \quad (2)$$

где b – длина контакта детали с призмой, мм; D – диаметр детали, мм.

Установочные пальцы могут быть постоянными и сменными. Применяются пальцы в сборочно–сварочных приспособлениях для установки на них деталей (изделий) одним или двумя отверстиями. Постоянные пальцы:

цилиндрические (ГОСТ 12209–66) и срезанные (ГОСТ 12210–66), сменные

цилиндрические (ГОСТ 12211–66) и срезанные (ГОСТ 12210–

66) могут быть длинными ($l > 1,5 \times D$) или короткими ($l < 1,5 \times D$) (где l – длина пальца).

3 Индивидуальное задание

Исходные данные: 3D – чертеж собранного узла с указанием размеров (выдается преподавателем).

Требуется: начертить 2D – чертеж данного узла, после чего разработать принципиальную схему приспособления для сборки данного узла (обозначения см. в табл. 1).

4 Порядок проведения занятия

4.1 Изучить общие положения касательно вопроса разработки принципиальных схем сборочно–сварочных приспособлений.

4.2 Получить у преподавателя индивидуальное задание по разработке принципиальной схемы приспособления для сборки–сварки конкретного узла. Зарисовать чертеж узла и разработать принципиальную схему сборочно–сварочного приспособления согласно индивидуальному заданию.

5 Контрольные вопросы

5.1 Что такое базирование?

5.2 Что такое установочная база?

5.3 Какие степени свободы имеет любое твердое тело?

5.4 Сформулируйте правило шести точек.

5.5 Чем отличаются между собой главная базирующая, направляющая и упорная поверхности?

5.6 Как можно базировать листовую заготовку по плоскости?

5.7 Как можно базировать заготовку типа "втулка"?

5.8 Как можно базировать заготовку с внутренней цилиндрической или конической поверхностью?

5.9 Как можно базировать заготовку типа "вал"? Что такое "принципиальная схема сборочно–сварочного приспособления"?

5.10 Какие опоры и зажимы вы знаете?

5.11 Для чего предназначены вспомогательные опоры?

5.12 Какие элементы можно использовать в качестве основных опор?

6 Библиографический список

1 Котельников А. А. Конструирование и расчёт сварочных приспособлений: Учебное пособие/ А. А. Котельников.; Юго-зап. гос. ун-т, ЗАО «Университетская книга», Курск, 2015. 558 с.:ил.444, Библиогр.: с.537-539.

2 Котельников А.А. Применение метода конечных элементов в расчётах сварных конструкций: **монография**/ А.А. Котельников, К. И. Абышев, Е. В. Алпеева; Юго-Зап. гос. ун-т. Курск, 2014. 128 с.: ил. 99, табл. 25, Библиогр.: с. 126.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования



РАСЧЕТ УСИЛИЙ ЗАЖИМОВ СТЕНДА ДЛЯ СБОРКИ-СВАРКИ ЛИСТОВЫХ ПОЛОТНИЦ

Методические указания к выполнению лабораторной работы
по дисциплине «Технологическая сборочно - сварочная оснастка»
для студентов направления подготовки 15.03.01 Машиностроение

УДК 621.791

Составитель: И.Ю. Григоров

Рецензент

Доктор технических наук, профессор, профессор кафедры
«Машиностроительных технологий и оборудования» «Юго-
Западный государственный университет» *В.В. Куц*

Расчет усилий зажимов стенда для сборки–сварки листовых полотнищ: методические указания к выполнению лабораторной работы по дисциплине «Технологическая сборочно - сварочная оснастка» / сост.: И.Ю. Григоров; Юго-Зап. гос. ун-т; Курск, 2023. 10 с., ил. 2, табл. 1, Библиогр. 2: 10 с.

Излагаются методические указания по выполнению лабораторной работы, относящиеся к изучению расчета усилий зажимов стенда для сборки–сварки листовых полотнищ.

Методические рекомендации соответствуют требованиям программы, утвержденной учебно-методическим объединением по специальностям автоматизированного машиностроительного производства (УМО АМ).

Предназначены для студентов направления подготовки 15.03.01 Машиностроение очной, очно-заочной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 0,6. Уч. – изд. л. 0,5. Тираж 30 экз. Заказ . Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

1 Цель

Научиться рассчитывать усилия для зажимов стенда, предназначенного для сборки и сварки листовых полотнищ, с учетом возможных сварочных деформаций.

2 Общие положения

Для листовых полотнищ основными видами сварочных деформаций являются:

- а) местные выпучины – овалы или круглые (рис. 1);
- б) перемежающиеся выступы и впадины цилиндрической формы (волнистость);
- в) угловая деформация в виде так называемого «домика» по осистыкового шва (рис. 2);
- г) скручивание.

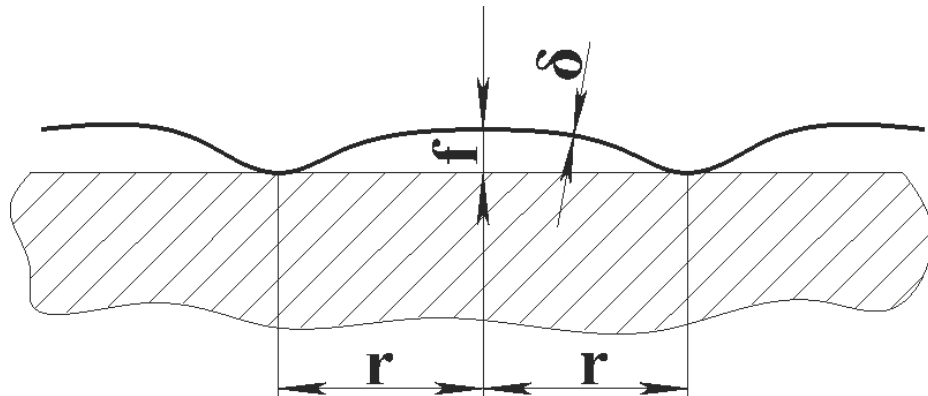


Рисунок 1 – Деформация листового полотнища в виде круглой выпучины

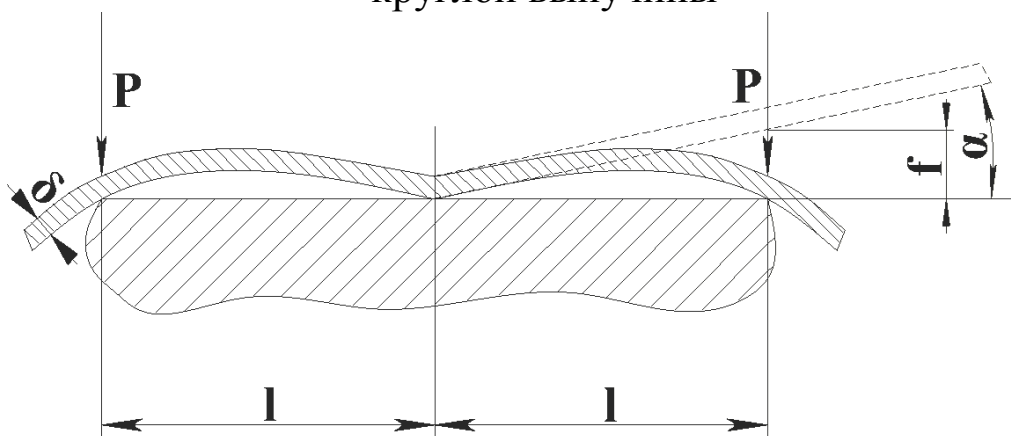


Рисунок 2 – Угловая деформация листов типа "домик"

Деформации волнистости и скручивания листов значительно легче устранимы, чем выпучины или «домики» и, соответственно, требуют значительно меньших усилий. По этой причине в дальнейших расчетах на прочность нужно учитывать главным образом те реактивные усилия, которые возникают на зажимах стенда в результате образования выпучин и «домиков» под действием температурных и усадочных изгибающих моментов.

Что касается усилий, которые могут возникнуть на зажимах при образовании «хлопунов», т.е. выпучин, являющихся результатом потери устойчивости (под действием сжимающих сварочных напряжений в плоскости листов), то эти реактивные усилия незначительны (теоретически равны нулю). Однако это положение относится только к сборке и сварке первых швов, когда «хлопуны» еще не могли образоваться под прижимами, так как полотнище было зажато еще в плоском состоянии, до сварки. Если же после сварки первых швов полотнище освободить от зажатия, то эти выпучины немедленно возникнут и, следовательно, при повторном зажатии листов (например, для сварки швов с обратной стороны) их необходимо будет принудительно распрямлять, прикладывая значительные усилия на зажимах сварочного стенда[1].

Круглую выпучину можно рассматривать как изогнутую пластину с жестко закрепленным контуром. При изгибе такой пластины равномерно распределенной нагрузкой q величина прогиба f в центре будет равна:

$$f = \frac{q \times r^4}{64 \times C} \text{ (см)} \quad (1)$$

где $C = \frac{E \times \delta^3}{12 \times (1 - \nu^2)}$ - цилиндрическая жесткость пластины, кгс × см;

E – модуль упругости ($E = 2,1 \times 10^6 \text{ кгс/см}^2$);

δ – толщина пластины, см;

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

$$q = \frac{P}{\pi \times r^2};$$

P – искомое давление на пластину, кгс.

После преобразований получим:

$$f = \frac{P \times r^2}{64 \times \pi \times c} \Rightarrow P = \frac{16 \times \pi \times f \times E \times \delta^3}{3 \times r^2 \times (1 - \vartheta^2)} \text{ (кгс)} \quad (2)$$

Так как приведенные расчетные формулы действительны лишь в пределах упругости, то необходимо проверить, не выходят ли напряжения в металле за предел упругости (или близкий к нему предел текучести) при изгибе пластины под действием равномерно распределенной нагрузки.

Наибольшее напряжение в центре пластины равно:

$$\sigma = \frac{3}{8} \times \frac{q \times r^2}{\delta^2} \times (1 + \vartheta) \text{ (кгс/см}^2\text{)} \quad (3)$$

Если в формулу подставить значение $q = \frac{P}{\pi \times r^2}$, то напряжение σ можно найти по формуле:

$$\sigma = \frac{3}{8} \times \frac{P}{\pi \times \delta^2} \times (1 + \vartheta) \text{ (кгс/см}^2\text{)} \quad (4)$$

Если далее подставить $P = \frac{16 \times \pi \times f \times E \times \delta^3}{3 \times r^2 \times (1 - \vartheta^2)}$, то

$$\sigma = \frac{2 \times f \times E \times \delta}{r^2 \times (1 - \vartheta)} \text{ (кгс/см}^2\text{)} \quad (5)$$

По этой формуле можно производить проверку напряжений в пластине без предварительного определения равномерно распределенной силы P , т. е. по исходным данным (по размерам выпучины).

Если окажется, что σ по формуле (4) превышает предел текучести σ_T , то искомое усилие прижимов следует ограничить величиной $P_{\text{доп}}$, которую можно найти из выражения:

$$P_{\text{доп}} = \frac{\sigma_T \times \delta^2}{0,15} \text{ (}\sigma_T \text{ – предел текучести, кгс/см}^2\text{)} \quad (6)$$

Найденное по формулам (2) и (6) усилие в реальных зажимных устройствах не равномерно распределяется по всей площади выпучины, а прилагается по двум параллельным линиям, расположенным близко к ее диаметру вдоль свариваемых кромок. Тем самым в дальнейших расчетах закладывается известный запас прочности, так как действие сконцентрированной на диаметре нагрузки более деформативно, чем действие той же нагрузки, равномерно распределенной по всей площади выпучины.

Расчетная нагрузка на единицу длины каждой кромки будет равна:

$$p = \frac{P}{4 \times r} = 4,5 \times f \times E \times \left(\frac{\delta}{r}\right)^3 \text{ (кгс/см)} \quad (7)$$

Если же $\sigma > \sigma_T$ и поэтому расчет ведется исходя из допускаемой нагрузки $P_{\text{доп}}$, определяемой выражением (6), то допускаемое удельное усилие на единицу длины кромки не должно превышать:

$$p_{\text{доп}} = \frac{P_{\text{доп}}}{4 \times r} = \frac{\sigma_T \times \delta^2}{0,6 \times r} \quad (8)$$

Изложенный метод расчета можно проиллюстрировать практическим примером.

Пример.

Задание: определить усилие на зажимах станда для сборки и сварки листовых полотнищ по следующим исходным данным:

$$\delta = 0,5 \text{ см,}$$

$$E = 2,1 \times 10^6 \text{ кгс/см}^2,$$

деформация листов по рис. 1 – $r = 45 \text{ см, } f = 1,3 \text{ см.}$

Решение: по формуле (7) расчетное удельное усилие на кромку

$$p = 4,5 \times 1,3 \times 2,1 \times 10^6 \times (0,5/45)^3 = 17 \text{ (кгс/см}^2\text{)}$$

Соответствующее напряжение изгиба определится формулой (5):

$$\sigma = \frac{1,3 \times 2,1 \times 10^6 \times 0,5}{45^2 \times (1 - 0,3)} = 963 \left(\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}\right),$$

т.е. меньше предела текучести σ_T , который для данной стали равен 2500 кгс/см^2 .

Расчетное удельное усилие на обе кромки равно

$$Q_p = 2 \times p = 2 \times 17 = 34 \left(\frac{\text{кгс}}{\text{см}}\right) = 3400 \left(\frac{\text{кгс}}{\text{м}}\right)$$

Приведенный расчет не учитывает влияния угловых сварочных деформаций на усилия в зажимном устройстве. Между тем, это влияние может оказаться весьма значительным, зачастую превышающим влияние выпучин и волнистости листов, поэтому пренебрегать им нельзя.

Рассмотрим усилия p , возникающие в зажимном устройстве

в процессе образования угловых деформаций типа "домик" (см. рис. 2). В этом случае шов подвергается изгибу под действием момента $M = p \times l$. При малом расстоянии l от оси стыка до прижима и при достаточно жестком закреплении свариваемых кромок в металле шва могут появиться напряжения выше предела текучести с опасностью образования трещин, что, конечно, недопустимо. Поэтому выбор усилия на зажимах следует ограничивать условием, чтобы в сварном шве или прилегающих зонах под действием этого усилия не могли образоваться напряжения выше заданного предела, например, предела текучести σ_T . В этом случае в конструкции сборочно-сварочного стенда должна быть предусмотрена возможность известной податливости зажимов по достижении предельного значения нагрузки $p_{\text{доп}}$, вызывающей напряжения в металле шва или изделия, равные заданному пределу $\sigma_{\text{доп}}$, например, пределу текучести σ_T . Эту податливость можно легко обеспечить в любом пневматическом или гидравлическом зажимном устройстве регулированием давления в силовых цилиндрах или постановкой каких-либо ограничителей усилия[2].

В соответствии с поставленным выше условием максимально допустимый момент на 1 погонный сантиметр шва равен:

$$M_{\text{доп}} = \sigma_{\text{доп}} \times W \quad (9)$$

Для единицы длины кромки момент сопротивления $W = \frac{\delta^2}{6}$, а изгибающий момент $M_{\text{доп}} = p_{\text{доп}} \times l$. Подставив эти значения в формулу (9), получим:

$$p_{\text{доп}} \times l = \frac{\sigma_{\text{доп}} \times \delta^2}{6} \quad (10)$$

Откуда допускаемая удельная нагрузка на кромку:

$$p_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{\text{доп}} \times \delta^2}{6 \times l} \left(\frac{\text{кгс}}{\text{см}} \right), \quad (11)$$

где δ – толщина листа.

Пример.

Если $\delta = 0,5$ см, $\sigma_{\text{доп}} = \sigma_T = 2500$ кгс/см², $l = 4,5$ см, то

допустимая сила нажатия на 1 погонный сантиметр каждой кромки по формуле (11) будет $p_{\text{доп}} = \frac{2500 \times 0,5^2}{6 \times 4,5} = 23 \frac{\text{кгс}}{\text{см}}$, или на 1 погонный метр стыка (на обе кромки) $Q_{\text{доп}} = 2 \times 100 \times 23 = 4600 \frac{\text{кгс}}{\text{м}}$.

3 Индивидуальное задание

Исходные данные: на полотнищах из определенной стали определенной толщины δ имеются деформации в виде круглых выпучин.

Геометрия деформации определяется величинами r и f . Модуль упругости стали E . Коэффициент Пуассона стали ν . Предел текучести стали σ_T (см. табл. 1).

Таблица 1 – Исходные данные

№ варианта	Материал полотнища	δ , см	r , см	f , см	E , кгс/см ²	ν	σ_T , кгс/см ²
1	сталь 08кп	0,3	20	1	2×10 ⁶	0,24	1750
2	сталь 20кп	0,35	21	1,1		0,25	2250
3	сталь 30	0,4	22	1,2		0,26	2950
4	09Г2С	0,45	23	1,3		0,25	3450
5	14Г2	0,5	24	1,4		0,3	3150
6	Ст4кп	0,55	25	1,5		0,3	2350
7	10ХСНД	0,6	26	1,6		0,3	3900
8	12ХН2	0,65	27	1,7		0,3	5900
9	сталь 55	0,7	28	1,8		0,27	3800
10	Ст6пс	0,75	29	1,9		0,3	3050
11	сталь 08кп	0,75	20	1		0,24	1750
12	сталь 20кп	0,7	21	1,1		0,25	2250
13	сталь 30	0,65	22	1,2		0,26	2950
14	09Г2С	0,6	23	1,3		0,25	3450
15	14Г2	0,55	24	1,4		0,3	3150
16	Ст4кп	0,5	25	1,5		0,3	2350
17	10ХСНД	0,45	26	1,6		0,3	3900
18	12ХН2	0,4	27	1,7		0,3	5900
19	сталь 55	0,35	28	1,8		0,27	3800
20	Ст6пс	0,3	29	1,9		0,3	3050
21	сталь 08кп	0,3	19	0,9		0,24	1750
22	сталь 20кп	0,35	20	1,0		0,25	2250
23	сталь 30	0,4	21	1,2		0,26	2950
24	09Г2С	0,45	22	1,4		0,25	3450
25	14Г2	0,5	23	1,4		0,3	3150
26	Ст4кп	0,55	24	1,6		0,3	2350
27	10ХСНД	0,6	25	1,8		0,3	3900
28	12ХН2	0,65	26	2		0,3	5900
29	сталь 55	0,7	27	2,2		0,27	3800
30	14Г2	0,6	23	1,4		0,3	3150

Определить:

1. Цилиндрическую жесткость выпучины C .
2. Требуемое давление P , кгс на полотнище в месте выпучины.
3. Наибольшее напряжение σ , кгс/см² в центре выпучины. Сравнить полученное значение с пределом текучести стали σ_T . Если $\sigma > \sigma_T$, то требуемое усилие прижимов ограничить величиной $P_{\text{доп}}$, кгс (рассчитать).
4. Нагрузку на единицу длины каждой кромки выпучины p , кгс/см. Если же $\sigma > \sigma_T$, то допускаемое удельное усилие на единицу длины кромки не должно превышать $p_{\text{доп}}$, кгс/см (рассчитать).
5. Усилие на зажимах стенда для сборки и сварки листовых полотнищ (расчетное удельное усилие на обе кромки Q_p , кгс/см).

4 Порядок проведения занятия

4.1 Изучить общие положения касательно вопроса расчета усилий для зажимов стенда, предназначенного для сборки и сварки листовых полотнищ, с учетом возможных сварочных деформаций.

4.2 Получить у преподавателя индивидуальное задание согласно условию п. 3 и исходным данным из табл. 1.

5 Контрольные вопросы

5.1 Какие основные виды сварочных деформаций для листовых полотнищ вы знаете?

5.2 Каким образом можно теоретически рассчитать величину прогиба круглой выпучины в ее центре при приложении к ней распределенной нагрузки?

5.3 Для чего в расчетах напряжений в месте выпучины используется предел текучести стали σ_T ?

5.4 Каким образом усилие воздействует на площадь выпучины в реальном зажимном устройстве (характер приложения усилия)?

6 Библиографический список

1 Котельников А. А. Конструирование и расчёт сварочных приспособлений: Учебное пособие/ А. А. Котельников.; Юго-зап. гос. ун-т, ЗАО «Университетская книга», Курск, 2015. 558 с.:ил.444, Библиогр.: с.537-539.

2 Котельников А.А. Применение метода конечных элементов в расчётах сварных конструкций: **монография**/ А.А. Котельников, К. И. Абышев, Е. В. Алпеева; Юго-Зап. гос. ун-т. Курск, 2014. 128 с.: ил. 99, табл. 25, Библиогр.: с. 126.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования



РАСЧЕТ УСИЛИЙ ЗАЖИМОВ В КОНДУКТОРЕ ДЛЯ СБОРКИ–СВАРКИ ТАВРОВЫХ БАЛОК

Методические указания к выполнению лабораторной работы
по дисциплине «Технологическая сборочно - сварочная оснастка»
для студентов направления подготовки 15.03.01 Машиностроение

УДК 621.791

Составитель: И.Ю. Григоров

Рецензент

Доктор технических наук, профессор, профессор кафедры
«Машиностроительных технологий и оборудования» «Юго-
Западный государственный университет» *В.В. Куц*

Расчет усилий зажимов в кондукторе для сборки–сварки тавровых балок: методические указания к выполнению лабораторной работы по дисциплине «Технологическая сборочно - сварочная оснастка» / сост.: И.Ю. Григоров; Юго-Зап. гос. ун-т; Курск, 2023. 11 с., ил. 3, табл. 1, Библиогр. 2: 11 с.

Излагаются методические указания по выполнению лабораторной работы, относящиеся к изучению расчета усилий зажимов в кондукторе для сборки–сварки тавровых балок.

Методические рекомендации соответствуют требованиям программы, утвержденной учебно-методическим объединением по специальностям автоматизированного машиностроительного производства (УМО АМ).

Предназначены для студентов направления подготовки 15.03.01 Машиностроение очной, очно-заочной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 0,6. Уч. – изд. л. 0,6. Тираж 30 экз. Заказ . Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

1 Цель

Научиться рассчитывать усилия зажимов в кондукторе, предназначенном для сборки и сварки тавровых балок, с учетом возможных сварочных деформаций.

2 Общие положения

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 (рис. 1), служащие для компенсации остаточных деформаций балки путем ее предварительного изгиба или скручивания, т.е. деформирования в обратном направлении. Наибольшее распространение в производстве имеют кондукторы первого типа. В них усилия на прижимах должны быть достаточными, чтобы удержать балку от деформирования во время ее сварки и остывания.

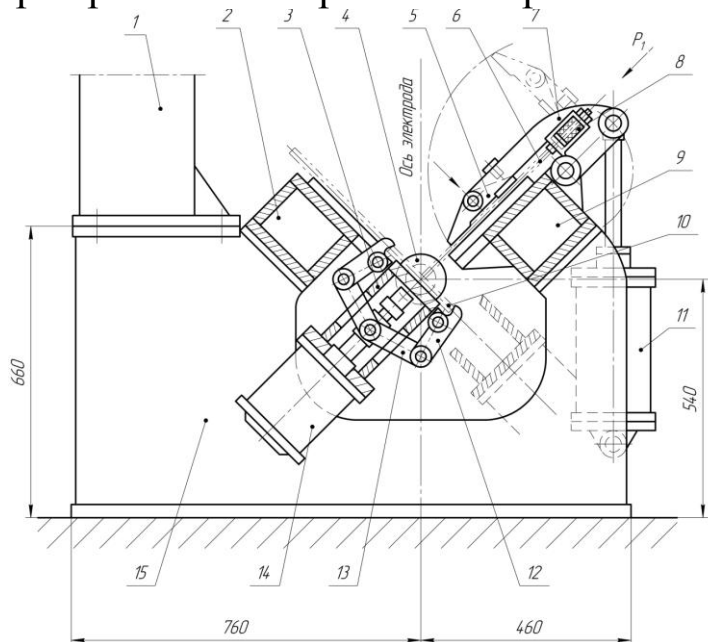


Рисунок 1 – Кондуктор–кантователь для сборки и сварки тавровых балок

Продольный (осевой) изгиб балки как остаточная сварочная

деформация (рис. 2) происходит под действием момента $M = P_y \times e$, где P_y – усадочная сила, действующая по оси шва, кгс; e – расстояние между центрами тяжести сечения шва и сечения балки (эксцентриситет), см.

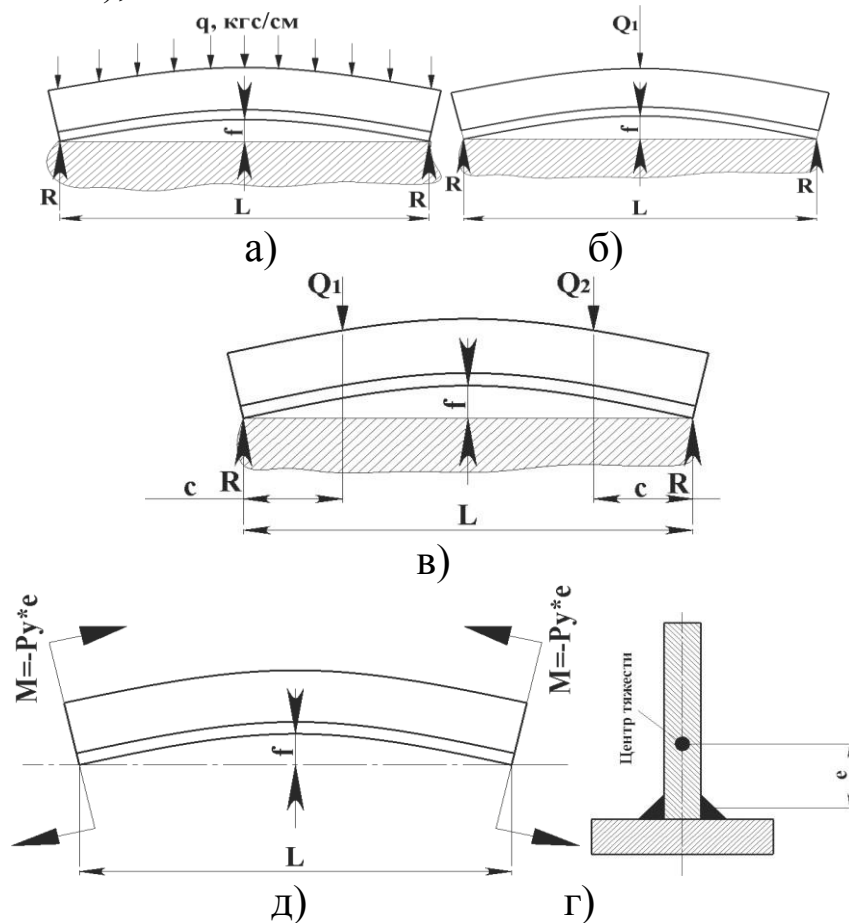


Рисунок 2 – Продольная деформация сварной балки и схемы ее нагружения в сборочно–сварочном кондукторе:

- а – равномерно распределенной нагрузкой в виде ряда клавишных прижимов; б – сосредоточенной силой посередине длины балки; в – двумя силами, симметрично расположенными по длине балки; г – изгибающими моментами, приложенными по концам балки; д – сечение балки

Как известно, балка, находящаяся под действием постоянного момента, изгибается по дуге окружности. При этом радиус изогнутой оси балки $R = \frac{E \times J}{M}$ (E – модуль упругости, $кгс/см^2$, J – момент инерции сечения, $см^4$). Момент инерции сечения тавра J , $см^4$ находится по формулам (рис. 3):

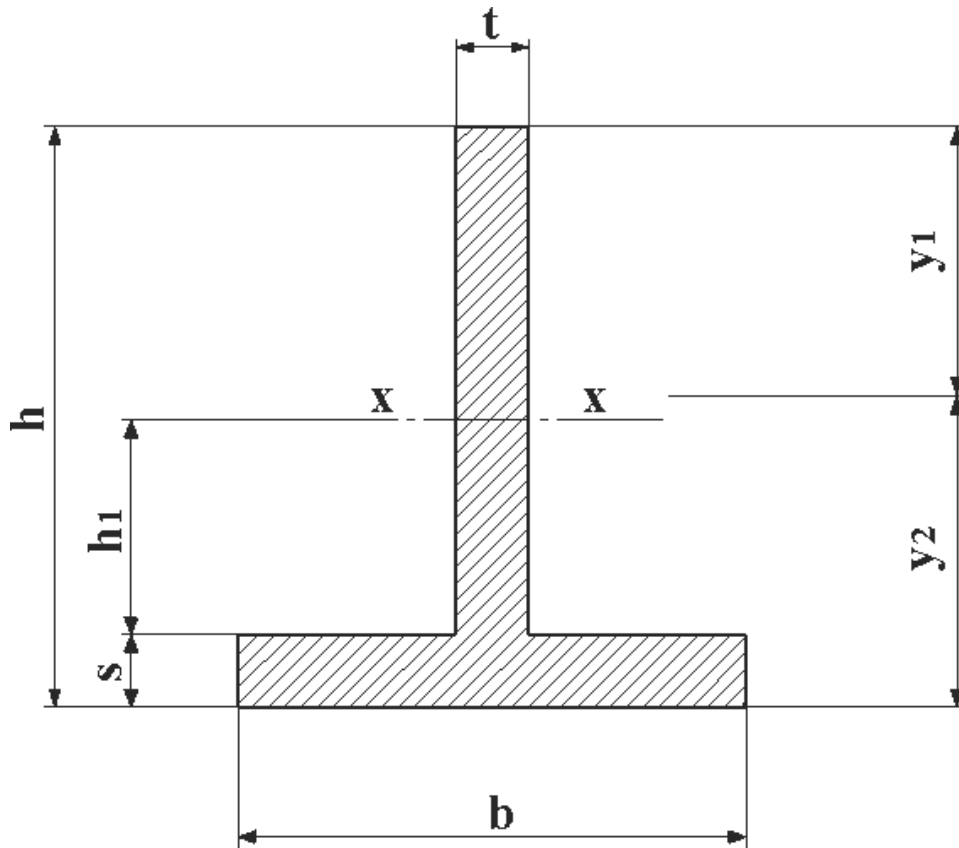


Рисунок 3 – Параметры для расчета момента инерции сечения тавра

$$J_x = \frac{t \times h_1^3}{12} + \frac{b \times s^3}{12} + \left(y_2 - \frac{h_1}{2}\right)^2 \times h_1 \times t + \left(y_1 - \frac{s}{2}\right)^2 \times b \times s \text{ (см}^4\text{)} \quad (1)$$

$$h_1 = h - s \text{ (см)} \quad (2)$$

$$y_1 = \frac{0,5 \times ((t \times h^2) + (b_1 \times s^2))}{t \times h + b_1 \times s} \text{ (см)} \quad (3)$$

$$y_2 = h - y_1 \text{ (см)} \quad (4)$$

$$b_1 = b - t \text{ (см)} \quad (5)$$

Прогиб балки посередине находится по формуле:

$$f = \frac{M \times L^2}{8 \times E \times J} = \frac{P_y \times e \times L^2}{8 \times E \times J} \quad (6)$$

где L - длина балки, см.

Следовательно, задача сводится к тому, чтобы определить

усилия, которые необходимо приложить к балке для ее изгиба в обратном направлении с таким же прогибом, т.е. удержать ее в прямолинейном виде.

При сварке в тавр одним швом:

$$P_y = 1,7 \times D \times k^2, \quad (7)$$

При сварке в тавр двумя швами:

$$P_y = 1,15 \times 1,7 \times D \times k^2, \quad (8)$$

где $D = 30000$ при автоматической сварке; $D = 40000$ при ручной сварке; k – катет углового шва, см.

Так как большинство механизированных зажимных устройств для балок представляют собой ряд одинаковых прижимов, в частности пневматических или гидравлических, то этот ряд можно рассматривать как равномерно распределенную нагрузку q , кгс/пог.см, которая должна предотвратить образование прогиба балки f , см во время сварки.

Под действием нагрузки q балка на двух опорах R (см. рис. 2, а) получает прогиб посередине:

$$f = \frac{5}{384} \times \frac{q \times L^4}{E \times J}, \quad (9)$$

Тогда искомая нагрузка будет равна:

$$q = \frac{384 \times f \times E \times J}{5 \times L^4}, \quad (10)$$

Подставив сюда значение f из формулы (6), получим:

$$q = 9,6 \times \frac{P_y \times e}{L^2}, \quad (11)$$

При этом полная нагрузка на всю балку будет:

$$Q = q \times L = \frac{9,6 \times P_y \times e}{L}, \quad (12)$$

Следует отметить, что полученные таким образом значения q и

Q соответствуют изгибу балки не по дуге окружности, а по кривой, описываемой уравнением:

$$f_x = \frac{q}{24 \times E \times J} \times (2 \times L \times x^3 - x^4 - L^3 \times x), \quad (13)$$

где x – расстояние от конца балки. Однако возникающая при этом неточность в прогибах пренебрежимо мала и практически не превышает 1 – 5%.

Из расчетных формул (11) и (12) можно сделать важный вывод о том, что для крупнопрофильных балок реактивные усилия q и Q , возникающие в кондукторе под действием сварочных напряжений, зависят не от жесткости балки $E \times J$, а только от калибра швов, длины балки и расстояния e от оси швов до центра тяжести сечения балки.

Для сравнительно коротких балок схемы зажимного устройства могут иметь вид, представленный на рис. 2, б и в. При изгибе балки по схеме в ее прогиб равен:

$$f = \frac{Q_1 \times L^3}{48 \times E \times J}, \quad (14)$$

Откуда:

$$Q_1 = \frac{48 \times f \times E \times J}{L^3}, \quad (15)$$

При изгибе балки по схеме в (весьма распространенной) прогиб балки равен:

$$f = \frac{Q_2 \times c}{24 \times E \times J} \times (3 \times L^2 - 4 \times c^2), \quad (16)$$

Откуда:

$$Q_2 = \frac{24 \times f \times E \times J}{c \times (3 \times L^2 - 4 \times c^2)}, \quad (17)$$

После сборки и сварки тавра со вторым поясом, т.е. после превращения его в двутавр, возникает изгиб в противоположном направлении, величину которого определяют по тем же формулам с подстановкой в них момента инерции всего сечения двутавра и нового эксцентриситета e . Суммируя действия этих двух изгибов, можно определить результирующую деформацию двутавровой балки и, в частности, ее прогиб, а в зависимости от него и возникающие в кондукторе усилия. Аналогичным путем рассчитывают усилия в кондукторах для сварки балок другого профиля – швеллерных, коробчатых и др[1].

Формулы (12) и (15) выражают линейную зависимость усилия Q и Q_1 от длины балки: чем меньше длина, тем больше усилие, уравнивающее усадочный изгибающий момент. Эта на первый взгляд парадоксальная зависимость вполне объяснима и понятна, если учесть, что при очень малой длине балки приложенные к ней поперечные силы не столько ее изгибают, сколько перерезают. Поэтому в кондукторах для сварки коротких балок, чтобы компенсировать усадочный изгибающий момент $P_{yc} \times e$, необходимо прилагать к балке не поперечные силы, а изгибающие моменты, равные усадочному, но направленные в обратную сторону и приложенные к концам балки (см. рис. 2, г).

Следует, однако, заметить, что короткие балки имеют настолько малый прогиб, что он вполне компенсируется упругой податливостью самого кондуктора или его специальных компенсаторов, не допускающих возникновения чрезмерно больших реактивных усилий, точнее, ограничивающих их величину. Обычно эта величина определяется допустимым техническими условиями остаточным прогибом балки[2].

Пример.

Требуется определить усилия в кондукторе (см. рис. 2, а) для сборки и сварки тавровых балок, имеющих размеры: стенка 600×10 мм, пояс 300×10 мм, катеты швов $k = 8$ мм, момент инерции сечения $J = 35016$ см⁴, эксцентриситет $e = 19,6$ см, длина балки $L = 6$ м.

Усадочная сила на обоих швах по формуле (3) $P_y = 1,15 \times 1,7 \times 30000 \times 0,8^2 = 37600$ кгс. Удельная нагрузка по формуле (11) равна $\frac{9,6 \times 37600 \times 19,6}{600^2} = 20 \frac{\text{кгс}}{\text{пог.см}}$. Нагрузка на всю балку по

формуле (12) $Q = 20 \times 600 = 12000$ кгс. Опорные реакции по концам кондуктора $R = \frac{Q}{2} = 6000$ кгс.

3 Индивидуальное задание

Исходные данные: балка определенных размеров из конкретной стали (см. табл. 1, рис. 2, а) укладывается в кондуктор (см. рис. 1) для сборки и сварки заданным способом. Момент инерции сечения балки $J, \text{см}^4$ (необходимо рассчитывать). Катеты швов $k, \text{см}$. Эксцентриситет $e, \text{см}$. Модуль упругости стали $E, \text{кгс/см}^2$. D – коэффициент (40000 для ручной дуговой сварки, 30000 для автоматической сварки). f – возможный прогиб балки, см .

Таблица 1 – Исходные данные

№ варианта	Материал балки	Способ сварки	Стенка балки $h \times t, \text{мм}$	Пояс балки $b \times s, \text{мм}$	Длина балки $L, \text{м}$	$k, \text{мм}$	$J, \text{см}^4$	Эксцентриситет $e, \text{см}$	$E, \text{кгс/см}^2$
1	08кп	автоматич.	500×10	300×10	6	7	21436	19,6	2,03×10 ⁶
2	20кп	ручн.	600×10	290×10	7	8	34616	19,5	2,12×10 ⁶
3	ст. 30	автоматич.	700×10	280×10	8	7	51777	19,4	2×10 ⁶
4	30Х	ручн.	800×10	270×10	9	8	73285	19,3	2,08×10 ⁶
5	30ХМА	автоматич.	500×10	260×10	10	7	20423	19,2	2,09×10 ⁶
6	08кп	ручн.	500×10	300×10	6	8	21436	19,6	2,03×10 ⁶
7	20кп	автоматич.	600×10	290×10	7	7	34616	19,5	2,12×10 ⁶
8	ст. 30	ручн.	700×10	280×10	8	8	51777	19,4	2×10 ⁶
9	30Х	автоматич.	800×10	270×10	9	7	73285	19,3	2,08×10 ⁶
10	30ХМА	ручн.	500×10	260×10	10	8	20423	19,2	2,09×10 ⁶
11	08кп	автоматич.	500×10	300×10	6	7	21436	19,6	2,03×10 ⁶
12	20кп	ручн.	600×10	290×10	7	8	34616	19,5	2,12×10 ⁶
13	ст. 30	автоматич.	700×10	280×10	8	7	51777	19,4	2×10 ⁶
14	30Х	ручн.	800×10	270×10	9	8	73285	19,3	2,08×10 ⁶
15	30ХМА	автоматич.	500×10	260×10	10	7	20423	19,2	2,09×10 ⁶
16	08кп	ручн.	500×10	300×10	6	8	21436	19,6	2,03×10 ⁶
17	20кп	автоматич.	600×10	290×10	7	7	34616	19,5	2,12×10 ⁶
18	ст. 30	ручн.	700×10	280×10	8	8	51777	19,4	2×10 ⁶
19	30Х	автоматич.	800×10	270×10	9	7	73285	19,3	2,08×10 ⁶
20	30ХМА	ручн.	500×10	260×10	10	8	20423	19,2	2,09×10 ⁶
21	08кп	автоматич.	500×10	300×10	6	7	21436	19,6	2,03×10 ⁶
22	20кп	ручн.	600×10	290×10	7	8	34616	19,5	2,12×10 ⁶
23	ст. 30	автоматич.	700×10	280×10	8	7	51777	19,4	2×10 ⁶
24	30Х	ручн.	800×10	270×10	9	8	73285	19,3	2,08×10 ⁶
25	30ХМА	автоматич.	500×10	260×10	10	7	20423	19,2	2,09×10 ⁶
26	08кп	ручн.	500×10	300×10	6	8	21436	19,6	2,03×10 ⁶
27	20кп	автоматич.	600×10	290×10	7	7	34616	19,5	2,12×10 ⁶
28	ст. 30	ручн.	700×10	280×10	8	8	51777	19,4	2×10 ⁶
29	30Х	автоматич.	800×10	270×10	9	7	73285	19,3	2,08×10 ⁶
30	30ХМА	ручн.	500×10	260×10	10	8	20423	19,2	2,09×10 ⁶

Определить:

1. Момент инерции сечения балки J , $см^4$ по соответствующим для выбранного варианта геометрическим размерам балки.

Рассчитанное значение должно совпасть с табличным значением.

2. Требуемое усилие P_{γ} , $кгс$ в кондукторе, которое необходимо приложить к балке для ее изгиба в обратном направлении с таким же прогибом f , $мм$, как следует из теоретического расчета, если сварка ведется в тавр двумя швами.

3. Требуемую распределенную нагрузку q , $кгс/пог. см$ для прижатия балки во избежание ее прогиба при сварке.

4. Полную вероятную нагрузку Q , $кгс$ на всю балку при сварке.

5. Опорные реакции R , $кгс$ по концам кондуктора.

4 Порядок проведения занятия

4.1. Изучить общие положения касательно вопроса расчета усилия зажимов в кондукторе, предназначенном для сборки и сварки тавровых балок, с учетом возможных сварочных деформаций.

4.2. Получить у преподавателя индивидуальное задание согласно условию п. 3 и исходным данным из табл. 1 и рис. 2.

5 Контрольные вопросы

5.1. Какие основные виды сварочных деформаций для сварной балки вы знаете?

5.2. Каков характер изгиба балки под действием постоянного момента?

5.3. Каких заданных геометрических параметров тавровой балки достаточно для расчета момента инерции сечения балки J , $см^4$?

5.4. От каких параметров зависят реактивные усилия q и Q , возникающие в кондукторе для крупнопрофильных балок под действием сварочных напряжений?

5.5. По какой формуле можно определить полную нагрузку на всю балку?

6 Библиографический список

1 Котельников А. А. Конструирование и расчёт сварочных приспособлений: Учебное пособие/ А. А. Котельников.; Юго-зап. гос. ун-т, ЗАО «Университетская книга», Курск, 2015. 558 с.:ил.444, Библиогр.: с.537-539.

2 Котельников А.А. Применение метода конечных элементов в расчётах сварных конструкций: **монография**/ А.А. Котельников, К. И. Абышев, Е. В. Алпеева; Юго-Зап. гос. ун-т. Курск, 2014. 128 с.: ил. 99, табл. 25, Библиогр.: с. 126.

УДК 621.791

Составитель: И.Ю. Григоров

Рецензент

Доктор технических наук, профессор, профессор кафедры
«Машиностроительных технологий и оборудования» «Юго-
Западный государственный университет» *В.В. Куц*

Расчет рычажных зажимных устройств, применяемых в сборочно – сварочных кондукторах и стендах: методические указания к выполнению лабораторной работы по дисциплине «Технологическая сборочно - сварочная оснастка» / сост.: И.Ю. Григоров; Юго-Зап. гос. ун-т; Курск, 2023. 12 с., ил. 2, табл. 1, Библиогр. 2: 12 с.

Излагаются методические указания по выполнению лабораторной работы, относящиеся к изучению расчета рычажных зажимных устройств, применяемых в сборочно–сварочных кондукторах и стендах.

Методические рекомендации соответствуют требованиям программы, утвержденной учебно-методическим объединением по специальностям автоматизированного машиностроительного производства (УМО АМ).

Предназначены для студентов направления подготовки 15.03.01 Машиностроение очной, очно-заочной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 0,7. Уч. – изд. л. 0,6. Тираж 30 экз. Заказ . Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

1 Цель

Научиться рассчитывать рычажные зажимные устройства, применяемые в сборочно–сварочных кондукторах и стендах.

2 Общие положения

Расчет рычажных зажимных устройств следует начинать с усилий на зажимах. Исходными данными для определения этих усилий являются размеры свариваемой балки и калибр угловых швов.

Например, тавр имеет размеры: стенка 400×10 мм, пояс 200×16 мм, шов 8×8 мм, длина балки 6000 мм. Момент инерции сечения балки $J = 13000$ см⁴. Расстояние между центрами тяжести сечения балки и сечения шва $e = 10,6$ см.

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

1. после сварки первого шва:

$$P_{yc1} = 1,7 \times D \times k^2 = 1,7 \times 30000 \times 0,8^2 = 32600 \text{ (кгс)} \quad (1)$$

где $D = 30000$ – коэффициент для автоматической сварки;
 k – катет шва, см.

2. после сварки обоих швов:

$$P_{yc2} = 1,15 \times 1,7 \times 30000 \times 0,8^2 = 37600 \text{ (кгс)} \quad (2)$$

Расчетные усилия, возникающие на зажимах кондуктора (рис. 1) под действием этих усадочных сил, определяются:

1. после сварки первого шва

$$q_1 = 9,6 \times \frac{P_{yc1} \times e}{L^2} = \frac{9,6 \times 32600 \times 10,6}{600^2} = 9,2 \frac{\text{кгс}}{\text{см}} = 920 \frac{\text{кгс}}{\text{м}} \quad (3)$$

2. после сварки обоих швов

$$q_2 = 9,6 \times \frac{P_{yc2} \times e}{L^2} = \frac{9,6 \times 37600 \times 10,6}{600^2} = 10,6 \frac{кгс}{см} = 1060 \frac{кгс}{м} \quad (4)$$

(L – длина балки, см)

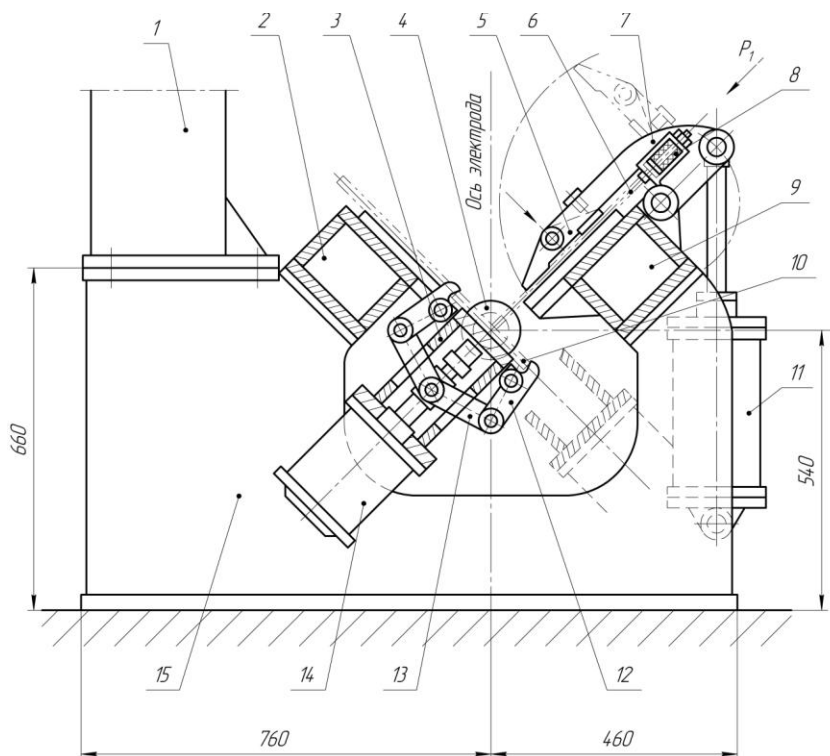


Рисунок 1 – Кондуктор – кантователь для сборки и сварки тавровых балок

Следовательно, при расположении верхних рычажных зажимов вдоль балки через 1 метр каждый из них должен воспринимать усилие $S_1 \geq 920$ кгс.

Захваты опорной балки кантователя (нижние зажимы) также расположены на расстояниях в 1 м и удерживают свариваемую балку от деформации после сварки обоих швов. Следовательно, каждая пара захватов должна развивать усилие сцепления с поясом тавра $S_2 \geq 1060$ кгс.

При сварке балки в зажатом состоянии поперечная усадка углового шва может вызвать в металле шва опасные изгибные напряжения, превышающие предел его текучести. Поэтому усилие бокового прижима P_2 (рис. 2) следует ограничивать условием, чтобы создаваемые им изгибные напряжения σ в металле шва не

превосходили заданной величины, т.е. $\sigma < \sigma_T$. Из этого условия следует, что изгибающий момент в шве от действия силы P_2 на плече l_3 должен быть равен моменту внутренних сил в металле шва при напряжениях $\sigma = [\sigma]$:

$$P_2 \times l_3 = W \times [\sigma], \quad (5)$$

где $W = \frac{b_{1м} \times h^2}{6}$ - момент сопротивления сечения шва на длине $b_{1м}$ (принимается 1 метр шва) при его высоте в опасном сечении h .

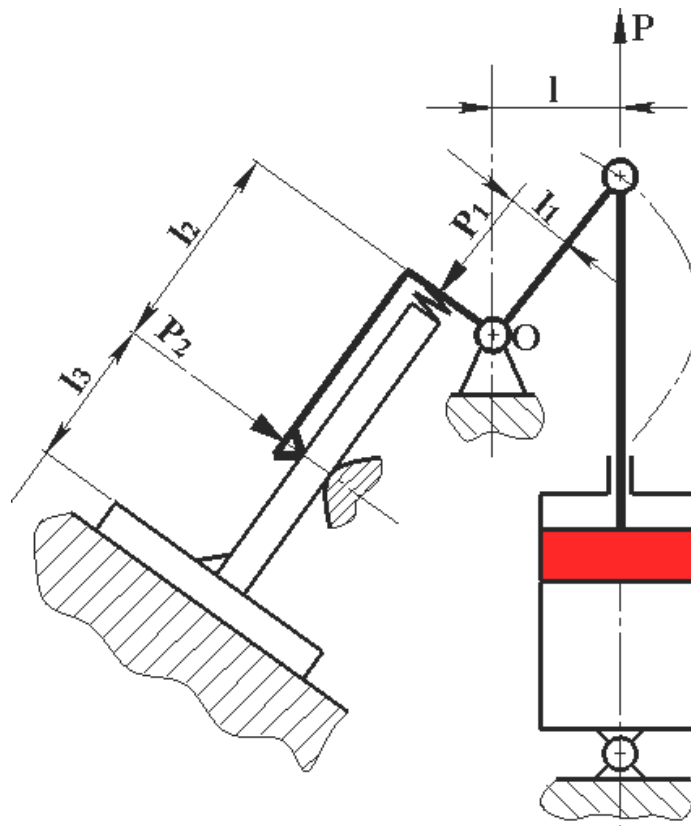


Рисунок 2 – Расчетная схема рычажного зажимного устройства для сборки тавровых балок

Подставляя эти значения в вышеуказанную формулу, получаем:

$$P_2 \times l_3 = \frac{b_{1м} \times h^2 \times [\sigma]}{6} \quad (6)$$

Откуда искомая допускаемая сила прижатия равна:

$$P_2 = \frac{b_{1M} \times h^2 \times [\sigma]}{6 \times l_3^3} \quad (7)$$

Для рассматриваемого кондуктора на длине шва $b_{1M} = 100$ см при $h = 0,7$ см, $l_3 = 19$ см и $[\sigma] = 2000 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ по вышеуказанной формуле получаем:

$$P_2 = \frac{100 \times 0,7^2 \times 2000}{6 \times 19} = 860 \text{ кгс}$$

Если же известна угловая деформация балки α после сварки первого шва в свободном (не зажатом) состоянии, то следует проверить, образуется ли зазор под силой P_2 между стенкой свариваемой балки и опорной поверхностью кондуктора.

При сварке в незажатом состоянии, т.е. при отсутствии P_2 , в районе прижимов образуется свободный зазор $\Delta_0 = l_3 \times \tan \alpha$. Однако под действием силы P_2 возникает прогиб обратного знака:

$$f = \frac{P_2 \times l_3^3}{3 \times E \times J}$$

Если $\Delta_0 > f$, то между стенкой и кондуктором останется зазор:

$$\Delta = \Delta_0 - f = l_3 \times \tan \alpha - \frac{P_2 \times l_3^3}{3 \times E \times J}, \quad (8)$$

где $J = \frac{b_{1M} \times t_{CT}^3}{12}$ – момент инерции сечения стенки балки на длине b_{1M} (длина одного шва, равная 100 см) при толщине стенки балки t_{CT} . Подставив эти значения в вышеуказанную формулу, получим:

$$\Delta = l_3 \times \tan \alpha - \frac{4 \times P_2 \times l_3^3}{E \times b_{1M} \times t_{CT}^3}, \quad (9)$$

В нашем примере при угловой деформации $\tan \alpha = 0,01$ имеем:

$$\Delta = 19 \times 0,01 - \frac{4 \times 860 \times 19^3}{2,1 \times 10^6 \times 100 \times 1^3} = 0,08 \text{ мм}$$

С этим зазором придется примириться, чтобы избежать опасных напряжений в металле шва и возможных продольных трещин в нем.

В точном расчете прогиба стенки под действием силы P_2 следовало бы учитывать также влияние поперечной силы трения в верхнем прижиме, создаваемой усилием P_1 . Однако для наших целей это не имеет особого значения и почти не влияет на общий результат расчета[1].

Выше найдено минимальное усилие на рычаге $S_1 = 920$ кгс, необходимое для удержания балки от осевого изгиба при сварке первого шва. Это усилие складывается из давления рычага на кромку стенки P_1 и силы трения между прижимом на конце рычага и стенкой (под силой P_2), т.е.

$$S_1 = P_1 + f \times P_2, \quad (10)$$

где $f = 0,15$ – коэффициент трения сухой детали о деталь.

Из вышеуказанной формулы определяем минимально необходимую величину:

$$P_1 = K \times (S_1 - f \times P_2) \quad (11)$$

приняв коэффициент запаса $K = 1,25$ и подставив найденные выше значения $S_1 = 920$ кгс и $P_2 = 860$ кгс в вышеуказанную формулу, получим:

$$P_1 = 1,25 \times (920 - 0,15 \times 860) = 1000 \text{ кгс}$$

Как указано в описании конструкции кондуктора, усилие P_1 передается на кромку стенки через несколько пружин. Изменяя их натяжение, можно с достаточной точностью регулировать его величину.

Для определения усилия привода P необходимо составить уравнение моментов относительно оси опорного шарнира рычага Q . При этом для упрощения расчетов трением в шарнире рычага пока пренебрегаем, с тем что в дальнейшем оно будет учтено соответствующей поправкой. В таком случае уравнение моментов запишется так:

$$P \times l = P_1 \times l_1 + P_2 \times l_2, \text{ откуда}$$

$$P = \frac{P_1 \times l_1 + P_2 \times l_2}{l} \quad (12)$$

В нашем примере $P_1 = 1000$ кгс; $P_2 = 860$ кгс; $l = 9$ см; $l_1 = 6$ см; $l_2 = 21$ см. По вышеуказанной формуле находим значение усилия на штоке привода P :

$$P = \frac{1000 \times 6 + 860 \times 21}{9} = 2700 \text{ кгс}$$

Чтобы учесть потери на трение в опорном шарнире рычага, необходимо предварительно определить величину опорной реакции шарнира.

Усилие Q , воспринимаемое шарниром (шарнир в т. O), можно найти графическим или аналитическим сложением всех действующих на рычаг сил (активных и реактивных). При угле наклона рычага по отношению к оси штока привода 45° :

$$Q = \sqrt{(P_1 + 0,7 \times P)^2 + (P_2 + 0,7 \times P)^2} \quad (13)$$

Момент трения на оси шарнира:

$$M_{TP} = Q \times f_1 \times r = 4030 \times 0,1 \times 2 = 806 \text{ (кгс} \times \text{см)} \quad (14)$$

Необходимое добавочное усилие на штоке находится так:

$$P_{TP} = \frac{M_{TP}}{l} = \frac{806}{9} = 90 \text{ кгс} \quad (15)$$

Таким образом, эта добавочная сила составляет лишь

$(90/2700) \times 100 = 3\%$ от общей силы на штоке и с избытком компенсируется принятым при определении P_1 запасом на 25%.

Зная необходимое усилие привода $P = 2700$ кгс и давление рабочего агента в силовом цилиндре (воздуха или масла) q , можно определять его диаметр:

$$D = \sqrt{\frac{4 \times P}{\pi \times q \times \eta}} = \frac{4 \times 2700}{3,14 \times 20 \times 0,8} = 14,7 \approx 15 \text{ см} \quad (16)$$

Здесь $q = 20$ кгс/см² – давление масла в цилиндре; $\eta = 0,8$ – КПД привода.

Ход поршня, определяемый конструктивными соображениями, равен $h = 20$ см. По этим параметрам подбирается готовый цилиндр из числа выпускаемых промышленностью, либо он проектируется заново с использованием основных расчетных формул[2].

Размеры прижимного рычага определяются обычными расчетами на прочность. В частности, необходимый момент сопротивления поперечного сечения в опасном месте определяется расчетом на изгиб по формуле:

$$W = \frac{M_{II}}{[\sigma]} = \frac{P_2 \times l_2}{[\sigma]} = \frac{860 \times 21}{600} = 30 \text{ см}^3 \quad (17)$$

Выбранное коробчатое сечение квадратной формы 60×60 мм из листа $\delta = 8$ мм имеет момент сопротивления $W = \frac{4}{3} \times 6^2 \times 0,8 = 38 \text{ см}^3$.

По найденному усилию в шарнире рычага $Q = 4030$ кгс ось шарнира необходимо проверять расчетом на изгиб, а также на удельное давление в поверхности скольжения.

3 Индивидуальное задание

Исходные данные:

1. балка определенных размеров из конкретной стали (табл. 1, рис. 1 и 2) укладывается в кондуктор (см. рис. 1) для сборки и сварки заданным способом.

2. Момент инерции сечения балки J .
3. Катеты швов k .
4. Эксцентриситет e .
5. Модуль упругости стали E .
6. D – коэффициент (для автоматической сварки 30000, для ручной сварки 40000).
7. Длина одного шва $b_{1м} = 1$ м.
8. Высота шва в опасном сечении h , см.
9. Толщина стенки балки $t_{СТ}$, см. Высота стенки балки $h_{СТ}$, см.
10. $l3 = 19$ см, $l = 9$ см, $l1 = 6$ см, $l2 = 21$ см (см. рис. 2).
11. Угловая деформация $\tan \alpha = 0,01$.
12. Коэффициент трения сухой стали о сталь равен 0,15.
13. $K = 1,25$ – коэффициент запаса.
14. Угол наклона рычага по отношению к оси штока привода равен 45° .
15. Коэффициент трения в шарнире равен 0,1.
16. Радиус оси шарнира равен 2 см.
17. $q = 20$ кгс/см² – давление масла в цилиндре привода.
18. $\eta = 0,8$ – КПД привода.
19. Ход поршня равен 20 см.
20. Предел прочности материала рычага $[\sigma] = 600$ кгс/см².

Таблица 1 – Исходные данные

№ вар.	Мат-л балки	Способ сварки	Стенка балки hCT×tCT, мм	Пояс балки b×s, мм	Длин а балки L, м	к, мм	J, см ⁴	e, см	E, кгс/см ²	h, см	σT, кгс/см ²
1	08кп	автом.	400×10	200×16	6	8	11707	10,6	2,03×10 ⁶	0,7	1750
2	20кп	ручн.	500×10	220×10	7	7	19295	12,5	2,12×10 ⁶	0,6	2250
3	ст. 30	автом.	450×10	210×10	8	8	14297	11,5	2×10 ⁶	0,7	2950
4	16ГС	ручн.	380×10	250×10	9	7	10907	9,5	2,08×10 ⁶	0,6	3250
5	25ГС	автом.	520×10	250×10	10	8	25753	13	2,09×10 ⁶	0,7	2500
6	08кп	ручн.	400×10	200×16	6	7	11707	10,6	2,03×10 ⁶	0,6	1750
7	20кп	автом.	500×10	220×10	7	8	19295	12,5	2,12×10 ⁶	0,7	2250
8	ст. 30	ручн.	450×10	210×10	8	7	14297	11,5	2×10 ⁶	0,6	2950
9	16ГС	автом.	380×10	250×10	9	8	10907	9,5	2,08×10 ⁶	0,7	3250
10	25ГС	ручн.	520×10	250×10	10	7	25753	13	2,09×10 ⁶	0,6	2500
11	08кп	автом.	400×10	200×16	6	8	11707	10,6	2,03×10 ⁶	0,7	1750
12	20кп	ручн.	500×10	220×10	7	7	19295	12,5	2,12×10 ⁶	0,6	2250
13	ст. 30	автом.	450×10	210×10	8	8	14297	11,5	2×10 ⁶	0,7	2950
14	16ГС	ручн.	380×10	250×10	9	7	10907	9,5	2,08×10 ⁶	0,6	3250
15	25ГС	автом.	520×10	250×10	10	8	25753	13	2,09×10 ⁶	0,7	2500
16	08кп	ручн.	400×10	200×16	6	7	11707	10,6	2,03×10 ⁶	0,6	1750
17	20кп	автом.	500×10	220×10	7	8	19295	12,5	2,12×10 ⁶	0,7	2250
18	ст. 30	ручн.	450×10	210×10	8	7	14297	11,5	2×10 ⁶	0,6	2950
19	16ГС	автом.	380×10	250×10	9	8	10907	9,5	2,08×10 ⁶	0,7	3250
20	25ГС	ручн.	520×10	250×10	10	7	25753	13	2,09×10 ⁶	0,6	2500
21	08кп	автом.	400×10	200×16	6	8	11707	10,6	2,03×10 ⁶	0,7	1750
22	20кп	ручн.	500×10	220×10	7	7	19295	12,5	2,12×10 ⁶	0,6	2250
23	ст. 30	автом.	450×10	210×10	8	8	14297	11,5	2×10 ⁶	0,7	2950
24	16ГС	ручн.	380×10	250×10	9	7	10907	9,5	2,08×10 ⁶	0,6	3250
25	25ГС	автом.	520×10	250×10	10	8	25753	13	2,09×10 ⁶	0,7	2500
26	08кп	ручн.	400×10	200×16	6	7	11707	10,6	2,03×10 ⁶	0,6	1750
27	20кп	автом.	500×10	220×10	7	8	19295	12,5	2,12×10 ⁶	0,7	2250
28	ст. 30	ручн.	450×10	210×10	8	7	14297	11,5	2×10 ⁶	0,6	2950
29	16ГС	автом.	380×10	250×10	9	8	10907	9,5	2,08×10 ⁶	0,7	3250
30	25ГС	ручн.	520×10	250×10	10	7	25753	13	2,09×10 ⁶	0,6	2500

Определить:

1. Усилия $q_{УС}$, кгс/м, возникающие на зажимах кондуктора под действием усадочных сил после сварки швов.
2. Допускаемую силу прижатия P_2 , кгс для нижних зажимов кондуктора.
3. Проверить, будет ли образовываться при сварке зазор Δ , мм под силой P_2 между стенкой свариваемой балки и опорной поверхностью кондуктора.
4. Усилие P_1 , кгс, с которым давит рычаг на кромку стенки тавра.

5. Требуемое усилие P , кгс на штоке привода.
6. Опорную реакцию шарнира Q , кгс.
7. Диаметр цилиндра привода D , см.
8. Выбрать сечение (коробчатое) для рычага по допустимому значению его момента сопротивления W , см³.

4 Порядок проведения занятия.

4.1. Изучить общие положения касательно вопроса расчета рычажных зажимных устройств, применяемых в сборочно–сварочных кондукторах и стендах.

4.2. Получить у преподавателя индивидуальное задание согласно условию п. 3 и исходным данным из табл. 1.

5. Контрольные вопросы.

5.1. Для чего необходимо рассчитывать величину усадочных сил $P_{УС}$, действующих на тавровое соединение по оси швов при сварке?

5.2. Для чего в расчетах необходимо учитывать высоту шва h в опасном сечении и предел его текучести σ_T ?

5.3. Как при расчетах учитывается обратный прогиб полки тавра f , мм при ее прижатии зажимом (усилие P_2 на рис. 2)?

5.4. Какие характеристики привода сжатия кондуктора необходимо рассчитывать для его подбора?

6 Библиографический список

1 Котельников А. А. Конструирование и расчёт сварочных приспособлений: Учебное пособие/ А. А. Котельников.; Юго-зап. гос. ун-т, ЗАО «Университетская книга», Курск, 2015. 558 с.:ил.444, Библиогр.: с.537-539.

2 Котельников А.А. Применение метода конечных элементов в расчётах сварных конструкций: **монография**/ А.А. Котельников, К. И. Абышев, Е. В. Алпеева; Юго-Зап. гос. ун-т. Курск, 2014. 128 с.: ил. 99, табл. 25, Библиогр.: с. 126.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования



РАСЧЕТ РОЛИКОВЫХ СВАРОЧНЫХ СТЕНДОВ

Методические указания к выполнению лабораторной работы по дисциплине «Технологическая сборочно - сварочная оснастка» для студентов направления подготовки 15.03.01 Машиностроение

УДК 621.791

Составитель: И.Ю. Григоров

Рецензент

Доктор технических наук, профессор, профессор
кафедры «Машиностроительных технологий и
оборудования» «Юго-Западный государственный
университет» *В.В. Куц*

Расчет роликовых сварочных стенов: методические указания к выполнению лабораторной работы по дисциплине «Технологическая сборочно - сварочная оснастка» / сост.: И.Ю. Григоров; Юго-Зап. гос. ун-т; Курск, 2023. 17 с., ил. 8, табл. 1, Библиогр. 2: 17 с.

Излагаются методические указания по выполнению лабораторной работы, относящиеся к изучению расчета роликовых сварочных стенов.

Методические рекомендации соответствуют требованиям программы, утвержденной учебно-методическим объединением по специальностям автоматизированного машиностроительного производства (УМО АМ).

Предназначены для студентов направления подготовки 15.03.01 Машиностроение очной, очно-заочной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 1. Уч. – изд. л. 0,9. Тираж 30 экз. Заказ . Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

1 Цель

Научиться рассчитывать роликовые стелы, предназначенные для вращения цилиндрических и конических изделий во время сварки или наплавки.

2 Общие положения

Роликовые стелы монтируются из ролюкоопор – приводных (ведущих) и холостых. Расположение ролюкоопор может быть самым разнообразным в зависимости от назначения и потребностей завода. Типичные схемы ролюковых стелов представлены на рис. 1.

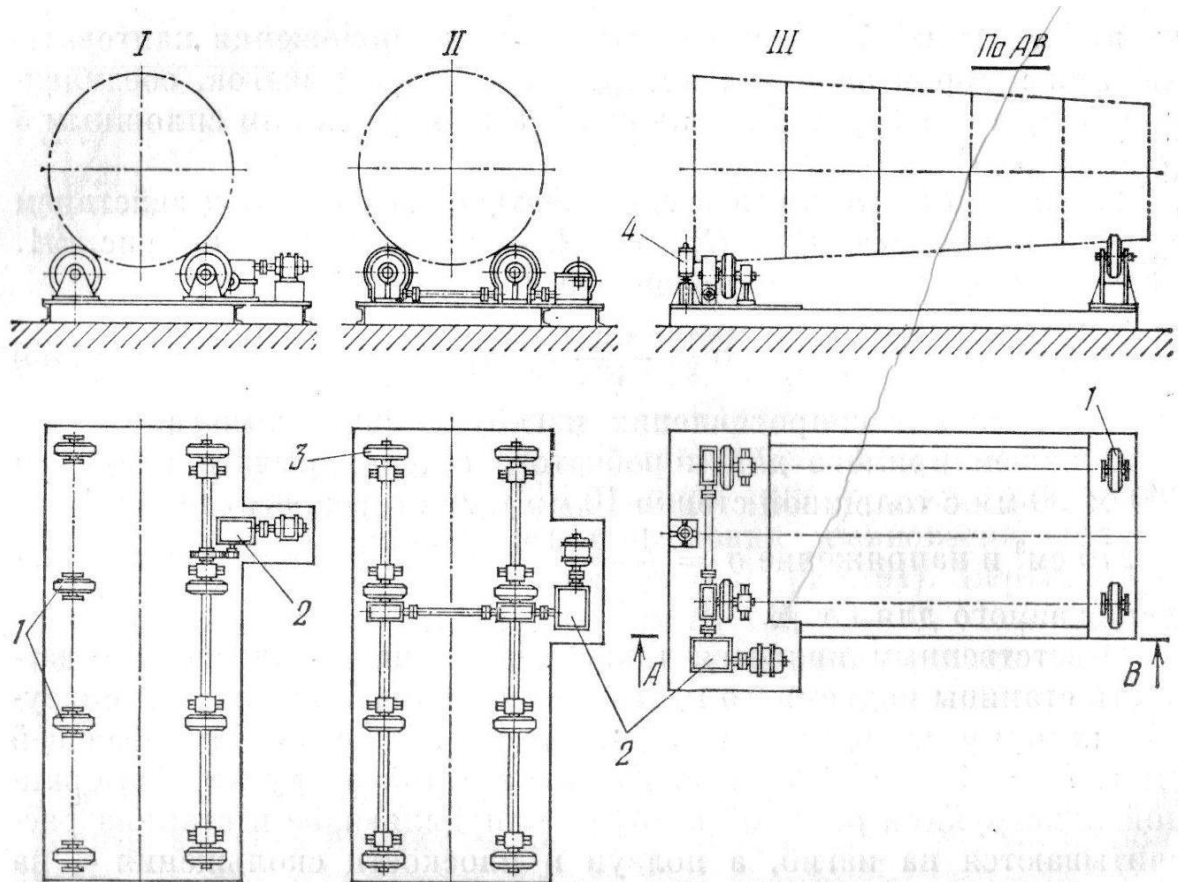


Рисунок 1 – Схемы ролюковых стелов:

- 1 – холостые ролюкоопоры; 2 – электропривод;
- 3 – приводные ролюкоопоры; 4 – упорный торцевой ролик

В схеме I стэнд имеет два ряда роликов: один ведущий, а другой холостой. Ведущие ролики насажены на общий приводной вал и снабжены резиновыми грузошинами для увеличения силы сцепления с вращаемым изделием (котлом, барабаном и проч.). Если центр тяжести изделия не совпадает с его продольной осью, т.е. осью вращения, то сцепное усилие на ведущих роликах может оказаться недостаточным для вращения изделия, вследствие чего возможно буксование роликов. Поэтому для изделий с эксцентрично расположенными весами следует применять роликовые стэнды по схеме II.

В схеме II все ролики приводные, ведущие и снабжены резиновыми грузошинами. Сцепное окружное усилие стэнда вдвое больше, чем у стэнда по схеме I, но он сложнее, поэтому необходимость его применения в каждом отдельном случае надо обосновать расчетом на буксование.

По сравнению со схемой I рассматриваемая схема обладает еще одним недостатком, заключающимся в том, что смонтированные по ней стэнды не допускают или сильно затрудняют изменение расстояния между двумя рядами роликов и тем самым снижают возможный диапазон диаметров свариваемых деталей, а следовательно, и степень универсальности стэндов. В стэндах по схеме I расстояние между рядами роликов легко изменяется с помощью передвижных или, что еще проще, перекидных роликоопор.

При значительном эксцентриситете нагрузки может оказаться, что сцепное усилие стэнда будет недостаточно даже при схеме II. В таком случае приходится либо отбалансировать изделие (хотя бы частично), либо устроить сверху нажимные ролики для увеличения давления на ведущие ролики, либо, наконец, вовсе отказаться от применения роликового стэнда, заменив его другим вращателем с жестким захватом.

Для вращения конических или ступенчатых цилиндрических барабанов, набранных из обечаек разного диаметра, роликовые стэнды по схемам I и II непригодны, так как имеют одинаковую окружную скорость на всех ведущих роликах, между тем как окружная скорость конических или ступенчатых барабанов разная на разных диаметрах. Для таких барабанов и изделий следует

применять роликовые стенды по схеме III. Они имеют только два ведущих ролика, расположенных в одной поперечной плоскости, остальные ролики – холостые.

Для сварки конических или ступенчатых барабанов одного типоразмера стенды можно монтировать и по схемам I или II, но при этом ведущие ролики стенда должны иметь разный диаметр. Подбор этих диаметров производится из условия равенства окружных скоростей ролика и барабана.

Стенды для конических барабанов должны снабжаться торцовым упорным роликом 4, предохраняющим барабан от осевого сдвига при вращении.

Типовые роликовые стенды по схемам I – III монтируются из унифицированных роликоопор, приводных и холостых, выпускаемых в централизованном порядке. Типаж этих роликов предусматривает 7 моделей для каждого типа роликоопор. Модели отличаются между собой грузоподъемностью в пределах от 0,25 до 16 тс на роликоопору.

Различают три основных типа роликоопор:

Приводные роликоопоры, которые могут выпускаться в двух исполнениях: а) нормальном, с выпущенными наружу хвостовиками вала и муфтами для соединения с главным приводным валом и соседними

роликоопорами (рис. 2); б) со встроенным червячным редуктором (рис. 3) и валом, имеющим хвостовики для соединения с главным приводным валом и соседними роликами[1].

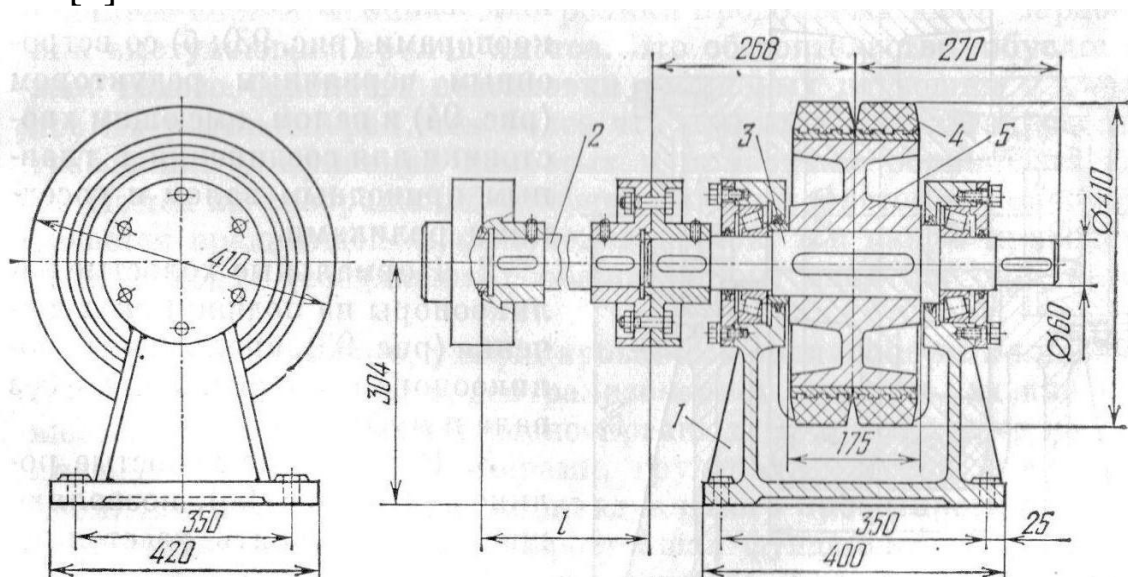


Рисунок 2 – Приводная роlikоопора:
 1 – стойка с подшипниками; 2 –
 приводной вал; 3 – вал роlikоопоры; 4 –
 резиновая грузошина; 5 – корпус ролика

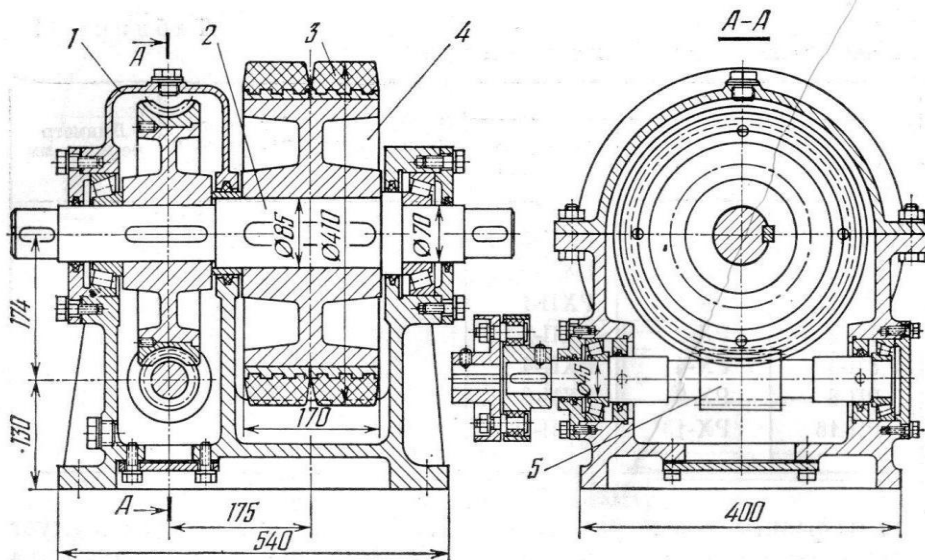


Рисунок 3 – Приводная роlikоопора с
 червячным редуктором: 1 – корпус
 редуктора; 2 – вал; 3 – грузошина; 4 –
 ролик; 5 – червяк

Нормальные холостые роlikоопоры на подшипниках качения (рис. 4), аналогичные роlikоопорам по рис. 2, но без вала и муфт.

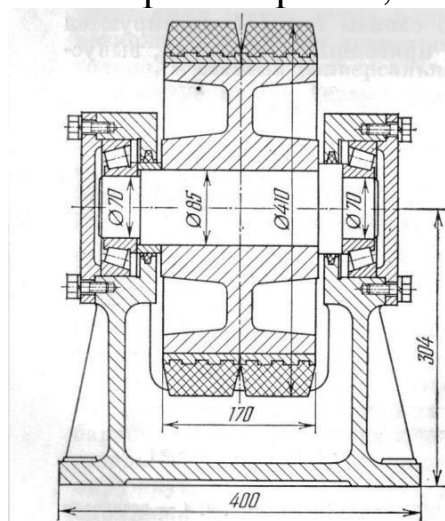


Рисунок 4 – Холостая роlikоопора
 нормальная

Перекидные холостые роlikоопоры (рис. 5), позволяющие быстро менять расстояние между рядами роликов, т.е. путем перекидки роликов перестраивать стенд на другой диапазон диаметров свариваемых изделий, как это предусмотрено в описанном ниже роlikовом стенде Т – 30 (рис. 6).

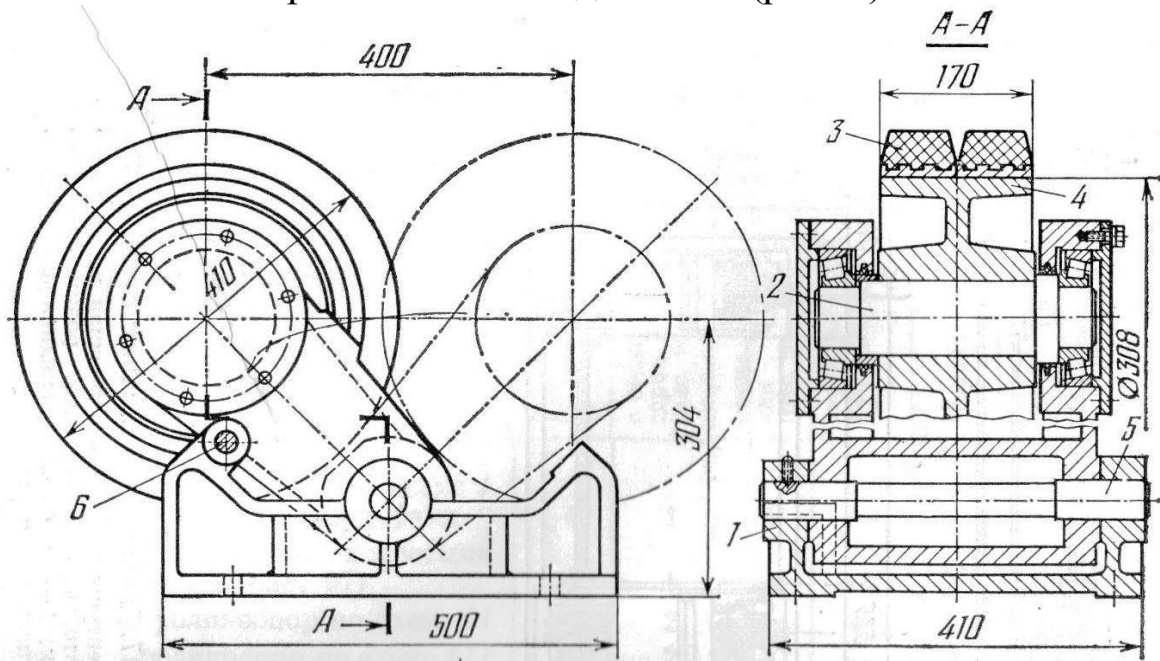


Рисунок 5 – Холостая роlikоопора перекидная:

- 1 – основание; 2 – ось ролика; 3 – резиновая грузошина; 4 – ролик; 5 – ось шарнира; 6 – фиксатор

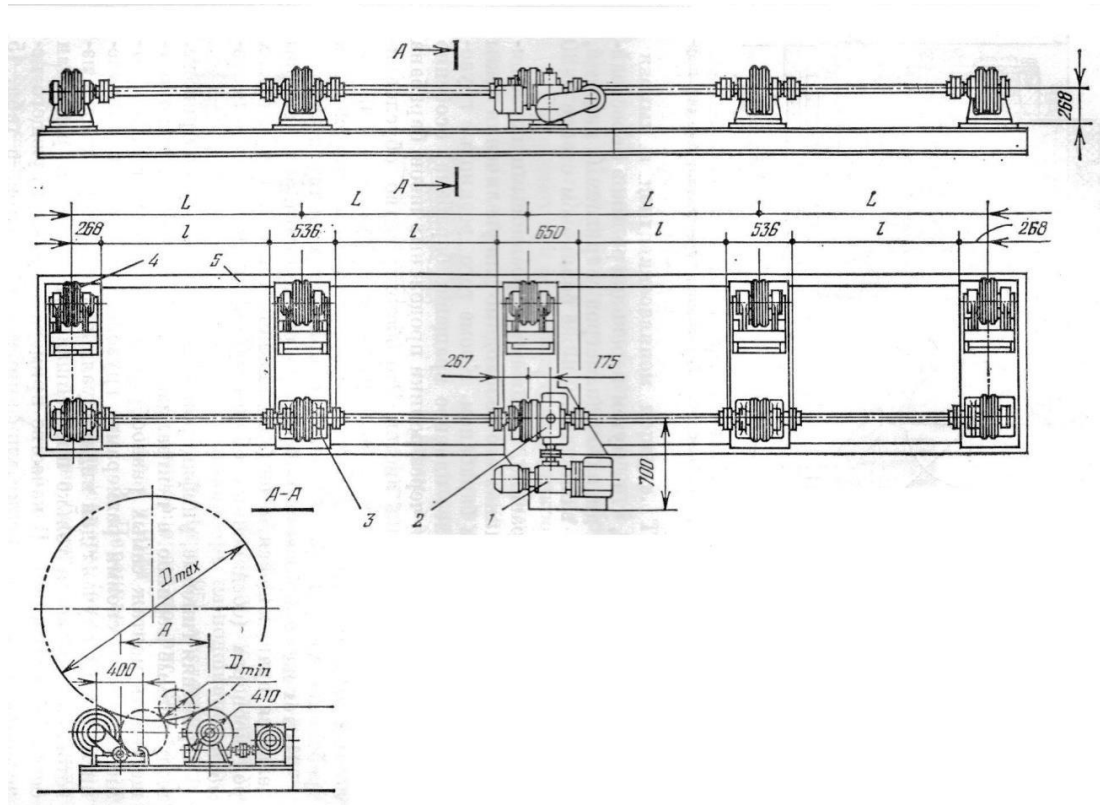


Рисунок 6 – Типовой роликовый стенд Т-30:

- 1 – электропривод; 2 – приводная роликоопора с редуктором; 3 – приводная роликоопора нормальная; 4 – холостая перекидная роликоопора; 5 – фундаментная рама

Все ролики, как правило, снабжаются резиновыми грузошинами. В приводных роликах это необходимо для увеличения силы сцепления с вращаемым барабаном. Кроме того, они обеспечивают более плавное вращение барабана, особенно в момент перекатывания через ролики продольных швов барабана или выступающих кромок листов.

На рис. 7 представлены расчетные схемы типового роликового стенда с одним рядом приводных роликоопор (левым по рисунку). Такие стенды наиболее распространены в практике сварочного производства.

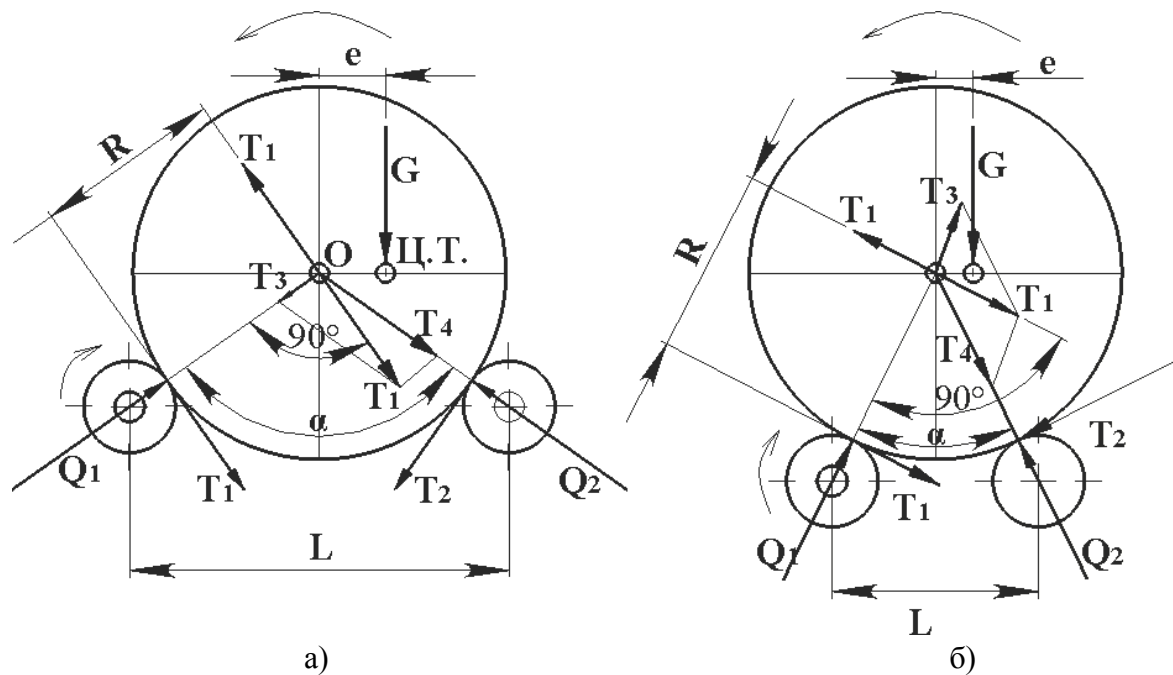


Рисунок 7 – Расчетные схемы роликового стенда: а – при $\alpha > 90^\circ$; б – при $\alpha < 90^\circ$

Активная внешняя нагрузка стенда состоит из центральной силы G , равной весу вращаемого изделия, и грузового момента $M_{кр} = G \times e$. В статическом состоянии стенда при $e = 0$ сила G создает на роликоопорах опорные реакции Q , зависящие от угла α :

$$Q = \frac{G}{2 \times \cos \frac{\alpha}{2}} \quad (1)$$

Эту же величину можно выразить в зависимости от диаметра изделия D ,

поперечного расстояния между роликоопорами L и диаметра роликов D_p :

$$Q = G \times \frac{D + D_p}{2 \times \sqrt{(D + D_p)^2 - L^2}} \quad (2)$$

(формула используется при работе с роликами, подобранными по ГОСТ)

В практике проектирования роликовых стенов часто допускается ошибка, заключающаяся в том, что для определения максимальной нагрузки на роликоопоры Q_{MAX} принимается наибольший заданный вес изделия G_{MAX} при максимально допускаемом значении центрального угла α_{MAX} (например, при $\alpha_{MAX} = 120^\circ$). Это нередко влечет за собой недопустимое чрезмерное завышение расчетной нагрузки на роликоопоры и их валы. Причина такой ошибки – в том, что при определении максимального расчетного значения опорной реакции Q упускается из виду следующее обстоятельство. С увеличением диаметра изделия обычно увеличивается его масса, а следовательно, увеличиваются и опорные реакции роликов Q .

Вместе с тем, так как $\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{L}{D+D_p}$, при увеличении диаметра уменьшается центральный угол α , что вызывает обратный эффект, т.е. уменьшение опорных реакций. Отсюда следует вывод: при определении расчетной нагрузки на роликоопоры необходимо из заданной номенклатуры изделий выбрать не наибольшее по весу, а такое, при котором получаются максимальные значения опорных реакций и момента $G \times e$.

Во время вращения изделия на приводных роликах возникает окружное усилие T_1 . Чтобы оценить влияние этого усилия на опорные реакции роликов Q , приложим к центру вращаемого барабана O две равные и прямо противоположные силы T_1 . Одна из них, в паре с окружным усилием на роликах, образует момент $T_1 \times R$, вращающий барабан вокруг оси O . Другую силу раскладываем по направлениям опорных реакций на две составляющие T_3 и T_4 . Следовательно, под действием окружного усилия T_1 к основным опорным реакциям роликов Q добавляются силы: $\mp T_3$ – на ведущие роликоопоры и T_4 – на ведомые, холостые роликоопоры. Аналогичное действие производит сила T_2 , добавляя к опорным реакциям силы T_3' и T_4' .

Таким образом, суммарные опорные реакции на приводных и холостых роликоопорах будут соответственно:

$$Q_1 = Q + T_3'; \quad Q_2 = Q + T_4' \quad (3)$$

Тогда по рис. 1:

$$T_3 = -\frac{T_1}{\tan \alpha}; T_4 = -\frac{T_1}{\sin \alpha}; T_3' = \frac{T_2}{\sin \alpha}; T_4' = -\frac{T_2}{\tan \alpha}; \quad (4)$$

В результате после преобразований получим:

$$Q_1 = \frac{G}{2 \times \cos \frac{\alpha}{2}} - \frac{T_1}{\tan \alpha} + \frac{T_2}{\sin \alpha}; Q_2 = \frac{G}{2 \times \cos \frac{\alpha}{2}} + \frac{T_1}{\sin \alpha} - \frac{T_2}{\tan \alpha}; \quad (5)$$

Величина окружного усилия T_1 на приводных роликах определится из условия преодоления (уравновешивания), во – первых, грузового момента $M_{\text{КР}} = G \times e$, а во – вторых, сопротивления вращению холостых роликоопор T_2 .

Условие равновесия моментов относительно оси вращаемого барабана запишется как:

$$T_1 \times R = G \times e + T_2 \times R \Rightarrow T_1 = G \times \frac{e}{R} + T_2, \quad (6)$$

где R – радиус вращаемого барабана; T_2 – сопротивление вращению холостых роликов.

Сопротивление вращению приводных роликов и приводного вала должно быть учтено в дальнейших расчетах, при определении крутящего момента и мощности на приводном валу роликоопор.

Сопротивление вращению холостых роликоопор, приведенное к их окружности, определяется как:

$$T_2 = Q_2 \times \frac{f \times d_p + 2 \times \mu}{D_p}, \quad (7)$$

где d_p – диаметр оси ролика в подшипниках; f – коэффициент трения в подшипниках роликоопор (для подшипников скольжения $f = 0,1$, для подшипников качения при конических роликоподшипниках $f = 0,02$); μ – коэффициент трения качения (для стальных роликов $\mu = 0,06 - 0,08$ см, для обрезиненных $\mu = 0,25 - 0,35$ см).

После преобразований формул получим:

$$T_1 = G \times \frac{e}{R} + Q_2 \times \frac{f \times d_p + 2 \times \mu}{D_p} \quad (8)$$

Окончательное выражение для величины необходимого

окружного усилия T_1 на приводных роlikоопорах:

$$T_1 = G \times \left(\varepsilon + \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \times \sin \alpha + \cos \alpha - 1} \right) \quad (9)$$

Аналогично для холостых роlikоопор:

$$T_2 = G \times \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \times \sin \alpha + \cos \alpha - 1}, \quad (10)$$

где $\varepsilon = \frac{e}{R}$ – эксцентриситет, выраженный в долях радиуса барабана (дисбаланс); $b = \frac{D_p}{f \times d_p + 2 \times \mu}$.

При вращении сбалансированных барабанов, для которых $e = 0$, формула приобретает вид:

$$T_{1(\varepsilon=0)} = T_{2(\varepsilon=0)} = G \times \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{b \times \sin \alpha + \cos \alpha - 1} \quad (11)$$

Окружные силы T_1 и T_2 , возникающие на стендовых роliках при вращении барабана, увеличивают опорные реакции роliков, если барабан вращается против часовой стрелки, так как при этом силы T_1 и T_2 направлены вниз. Вызванная этими силами добавочная нагрузка на роliки тем больше, чем больше угол α и чем выше коэффициенты трения f и μ .

Если же барабан вращается в обратную сторону, то силы T_1 и T_2 направлены вверх и опорные реакции уменьшаются. Поэтому для определения максимальных расчетных усилий надо выбирать направление вращения приводного вала и положение центра тяжести G так, как показано на рис. 7., т.е. с окружными усилиями T_1 и T_2 , направленными вниз.

Окончательное выражение для опорных реакций роlikоопор при их вращении под нагрузкой:

$$Q_1 = \frac{G}{2 \times \cos \frac{\alpha}{2}} \times \left(1 - \frac{\varepsilon \times \cos \alpha}{\sin \frac{\alpha}{2}} + \frac{\varepsilon \times \sin \frac{\alpha}{2}}{b \times \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2}} \right) \quad (12)$$

$$Q_2 = \frac{G}{2 \times \cos \frac{\alpha}{2}} \times \left(1 + \frac{\varepsilon}{\sin \frac{\alpha}{2}} + \frac{\varepsilon \times \sin \frac{\alpha}{2}}{b \times \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2}} \right)$$

Или при $\square=0$:

$$Q_{1(\varepsilon=0)} = Q_{2(\varepsilon=0)} = \frac{G}{2 \times \cos \frac{\alpha}{2}} \times \left(1 + \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{b \times \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2}} \right) \quad (13)$$

Зависимости окружного усилия, выраженного в долях веса изделия, от центрального угла α представлены на рис. 8.

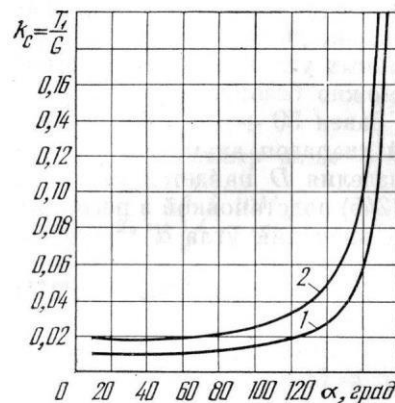


Рисунок 8 – Зависимость окружного (вращающего) усилия на приводных роликах от центрального угла α : 1 – при конических роликоподшипниках; 2 – при подшипниках скольжения

Окружное усилие на приводных роликах, выраженное в долях веса изделия, представляет собой коэффициент сопротивления вращению изделия:

$$k_c = \frac{T_1}{G} \quad (14)$$

Кривая 1 построена для роликового стенда, снабженного типовыми обрезиненными роликоопорами диаметром $D_p = 41$ см на конических роликоподшипниках $d_p = 7$ см. Для этих роликоопор приняты следующие коэффициенты трения: $f = 0,02$ и $\mu = 0,3$ см.

Кривая 2 построена для такого же стенда, но с подшипниками скольжения вместо роликоподшипников. В этом случае $f = 0,1$ и $\mu = 0,3$ см. Обе кривые построены для стенда при наиболее опасном направлении вращения вала, показанном на рис. 7 стрелкой.

Именно при таком направлении вращения возникают наибольшие опорные реакции на роликах и становится возможной

затяжка барабана и его заклинивание при достаточно высоких значениях угла .

Чтобы оценить влияние угла α на величину опорных реакций Q_1 и Q_2 (при неблагоприятном направлении вращения изделия), построена кривая зависимости Q_1 и Q_2 от α , причем значения Q_1 и Q_2 выражены в долях веса изделия G .

Наименьшее допустимое значение угла α определяется из условия статической устойчивости положения барабана на стенде при дисбалансе $e > 0$. Потеря устойчивости и опрокидывание барабана наступает при критическом для данного угла α значении эксцентриситета:

$$e_{\text{кр}} = R \times \sin \frac{\alpha}{2} \quad (15)$$

Практически для устойчивого и равномерного вращения барабана на роликовом стенде следует выбирать угол α не менее 50° , даже при нулевом дисбалансе[2]. Таким образом, допускаемый диапазон центральных углов α , в пределах которого можно безопасно работать на стенде, равен $50\text{--}120^\circ$. Соответствующий диапазон диаметров D найдется подстановкой в него предельных значений угла α :

$$D = \frac{L}{\sin \frac{\alpha}{2}} - D_p \quad (16)$$

При $\alpha_{\text{MIN}} = 50^\circ$ и $\alpha_{\text{MAX}} = 120^\circ$:

$$D_{\text{MAX}} = \frac{L}{0,42} - D_p; \quad D_{\text{MIN}} = \frac{L}{0,86} - D_p$$

Для типового роликового стенда с роликоопорами $D_p = 410$ мм при $L = 1000$ мм получим:

$$D_{\text{MAX}} = \frac{1000}{0,42} - 410 \approx 2000 \text{ мм}; \quad D_{\text{MIN}} = \frac{1000}{0,86} - 410 \approx 750 \text{ мм}$$

Зная величину окружных и радиальных усилий, действующих на роликоопоры, нетрудно определить расчетную нагрузку роликов, их осей и валов:

$$P_1 = \frac{\sqrt{Q_1^2 + T_1^2}}{i_p} \times K_p, \quad P_2 = \frac{\sqrt{Q_2^2 + T_2^2}}{i_p} \times K_p, \quad (17)$$

где P_1 – нагрузка на одну ведущую роликоопору; P_2 – нагрузка на одну холостую роликоопору; i_p – число роликоопор в одном ряду; K_p – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки на роликоопорах (для обрезиненных роликов при $i_p = 2$ $K_p = 1$; при $i_p > 3$ $K_p = 1,2 - 1,3$).

По наибольшей из величин P_1 и P_2 подбираются нормализованные роликоопоры и грузошины к ним в соответствии с действующим сортаментом и каталогами. Если невозможно воспользоваться стандартными роликоопорами, то они проектируются заново, исходя из расчетной нагрузки. Оси холостых роликоопор рассчитываются на изгиб под действием силы P_2 .

3. Индивидуальное задание

Исходные данные:

1. барабан определенных размеров (табл. 1) укладывается в роликовый стенд (см. рис. 7) для сборки и сварки.
2. Центральный угол распора α , °.
3. Вес барабана G , кг.
4. Диаметр барабана D , см.
5. Диаметр роликов D_p , см.
6. Диаметр роликподшипников d_p , см.
7. Поперечное расстояние между роликоопорами L , см.
8. f – коэффициент трения в подшипниках роликоопор ($f = 0,1$ для подшипников скольжения, $f = 0,02$ для подшипников качения при конических роликподшипниках).
9. μ – коэффициент трения качения ($\mu = 0,06-0,08$ для стальных роликов, $\mu = 0,25-0,35$ для обрезиненных роликов).
10. i_p , шт. – число роликоопор в одном ряду.
11. $K_p = 1-1,3$ – коэффициент учета неравномерности распределения нагрузки на роликоопоры.

Таблица 1 – Исходные данные

№ вар.	$\alpha, ^\circ$	G, кг	D, см	d_p , см	D_p , см	L, см	e, см	i_p , шт	Тип подшипника роlikоопоры	Тип ролика
1	55	700	250	10	41	100	20	4	скольжения	стальной
2	60	750	260	11	42	110	18	3	качения	обрезиненный
3	65	800	270	12	43	115	22	4	скольжения	стальной
4	70	850	280	13	44	120	20	3	качения	обрезиненный
5	75	900	290	14	45	125	18	4	скольжения	стальной
6	80	950	250	10	41	100	22	3	качения	обрезиненный
7	85	1000	260	11	42	110	20	4	скольжения	стальной
8	90	1050	270	12	43	115	18	3	качения	обрезиненный
9	95	1100	280	13	44	120	22	4	скольжения	стальной
10	100	1150	290	14	45	125	20	3	качения	обрезиненный
11	105	1200	250	10	41	100	18	4	скольжения	стальной
12	110	1250	260	11	42	110	22	3	качения	обрезиненный
13	115	1300	270	12	43	115	20	4	скольжения	стальной
14	120	1350	280	13	44	120	18	3	качения	обрезиненный
15	125	1400	290	14	45	125	22	4	скольжения	стальной
16	55	700	250	10	41	100	20	3	качения	обрезиненный
17	60	750	260	11	42	110	18	4	скольжения	стальной
18	65	800	270	12	43	115	22	3	качения	обрезиненный
19	70	850	280	13	44	120	20	4	скольжения	стальной
20	75	900	290	14	45	125	18	3	качения	обрезиненный
21	80	950	250	10	41	100	22	4	скольжения	стальной
22	85	1000	260	11	42	110	20	3	качения	обрезиненный
23	90	1050	270	12	43	115	18	4	скольжения	стальной
24	95	1100	280	13	44	120	22	3	качения	обрезиненный
25	100	1150	290	14	45	125	20	4	скольжения	стальной
26	105	1200	250	10	41	100	18	3	качения	обрезиненный
27	110	1250	260	11	42	110	22	4	скольжения	стальной
28	115	1300	270	12	43	115	20	3	качения	обрезиненный
29	120	1350	280	13	44	120	18	4	скольжения	стальной
30	125	1400	290	14	45	125	22	3	качения	обрезиненный

Определить:

1. Необходимое окружное усилие T_1 , кгс на приводных роlikоопорах.
2. Усилие сопротивления вращению холостых роlikоопор, приведенное к их окружности, T_2 , кгс.
3. Опорные реакции роlikоопор стенда Q_1 и Q_2 , кгс при их вращении под нагрузкой.
4. Допускаемый диапазон диаметров изделия D , мм, соответствующих диапазону центральных углов $\alpha=50-120^\circ$, в пределах которого можно безопасно работать на стенде.
5. Нагрузку P_1 , кгс на одну ведущую роlikоопору.
6. Нагрузку P_2 , кгс на одну ведомую роlikоопору.

4. Порядок проведения занятия

4.1. Изучить общие положения касательно вопроса расчета роликовых сварочных стендов.

4.2. Получить у преподавателя индивидуальное задание согласно условию п. 3 и исходным данным из табл. 1.

5. Контрольные вопросы

5.1. Для чего предназначен роликовый сварочный стенд?

5.2. В чем отличие ведущих роликов от ведомых?

5.3. Охарактеризуйте основные типы роликоспор.

5.4. Охарактеризуйте основные схемы роликовых стендов.

5.5. В чем состоит ошибка, которую часто допускают проектировщики роликовых стендов касательно расчета максимально допустимой нагрузки на роликоспоры?

5.6. В каких пределах лежит диапазон центрального угла распора, при котором обеспечивается устойчивое и равномерное вращение барабана в стенде?

6 Библиографический список

1 Котельников А. А. Конструирование и расчёт сварочных приспособлений: Учебное пособие/ А. А. Котельников.; Юго-зап. гос. ун-т, ЗАО «Университетская книга», Курск, 2015. 558 с.:ил.444, Библиогр.: с.537-539.

2 Котельников А.А. Применение метода конечных элементов в расчётах сварных конструкций: **монография**/ А.А. Котельников, К. И. Абышев, Е. В. Алпеева; Юго-Зап. гос. ун-т. Курск, 2014. 128 с.: ил. 99, табл. 25, Библиогр.: с. 126.