

Министерства науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра технической эксплуатации и ремонта автомобилей

Р.С.Фаскиев

ПРОЕКТИРОВАНИЕ АДАПТЕРА ДЛЯ УСТАНОВКИ АВТОМОБИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ НА РАЗБОРОЧНО-СБОРОЧНЫЙ СТЕНД

Методические указания

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» для обучающихся по программе высшего образования по направлению подготовки 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

Оренбург
2018

УДК 629.33.08(076.5)

ББК 39.33-08я7

Ф 26

Рецензент - доцент, кандидат технических наук Р.Х.Хасанов

Фаскиев, Р.С.

Ф26

Проектирование адаптера для установки автомобильных агрегатов на разборочно-сборочный стенд: методические указания/Р.С.Фаскиев; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2018. – 67 с.

Методические указания содержат методику проектирования адаптера для установки автомобильных агрегатов на разборочно-сборочный стенд.

Методические указания предназначены для выполнения курсового проекта по дисциплине «Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования» для обучающихся по направлению подготовки 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов всех форм обучения.

УДК 629.33.08(076.5)

ББК 39.33-08я7

© Фаскиев Р.С., 2018

© ОГУ, 2018

Содержание

Введение.....	4
1 Цель и задачи курсового проектирования.....	5
2 Тематика, состав и объем курсового проекта	6
3 Общий порядок выполнения курсового проекта.....	8
4 Назначение и характеристика разборочно – сборочных стендов	10
5 Описание разборочно-сборочного стенда Р-641	13
6 Разработка обобщенной технологии разборки и сборки агрегатов.....	14
7 Определение центра тяжести агрегата.....	18
8 Выбор способа крепления агрегата.....	22
9 Формирование конструкции адаптера	23
10 Определение разборочных усилий.....	26
11 Определение расчетных нагрузок на конструкцию	31
12 Расчет болтов фланца	33
13 Расчет на прочность сварного соединения кронштейн - опорная плита адаптера	44
14 Расчет крепления агрегата к адаптеру	55
Список использованных источников	59
Приложение А	61
Приложение Б.....	64
Приложение В.....	65

Введение

Курсовое проектирование это самостоятельная законченная работа, в процессе которой студенты закрепляют, углубляют и обобщают знания, полученные во время изучения общетеоретических, общетехнических и специальных дисциплин. Курсовое проектирование должно научить студента пользоваться справочной литературой, ГОСТами, таблицами, умело сочетая справочные данные с теоретическими знаниями.

Курсовой проект по дисциплине «Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования» имеет конструкторскую направленность, в рамках которой студенты получают задание на проектирование адаптера для установки агрегатов автомобилей на разборочно-сборочный стенд для выполнения операций текущего ремонта. В процессе выполнения курсового проекта студенты получают навыки проектирования технологической оснастки, применяемой в рамках реализации технологических процессов технического обслуживания и эксплуатации автомобилей.

Особенностью предлагаемой методики является выдача заданий на курсовое проектирование с привязкой на конкретные (имеющиеся в рамках предметной аудитории) агрегаты автомобилей, при котором большинство исходных данных для проектирования (конструктивные, силовые, технологические) студент должен получить в процессе анализа конструкции данного агрегата в ходе выполнения работы.

В процессе работы над проектом особое внимание уделяется самостоятельному творчеству студента с целью развития его инициативы в решении технических задач, а также детального творческого анализа реализуемых конструкторских решений.

1 Цель и задачи курсового проектирования

Цель курсового проекта заключается в приобретении студентами практических навыков проектирования технологической оснастки, используемого при выполнении операций технического обслуживания и ремонта автомобилей.

Основными задачами курсового проекта являются:

- изучение конструктивного устройства и принципа действия разборочно-сборочных станков;
- получение навыков формирования конструкции технологической оснастки на основе анализа технологии проведения работ по ремонту и техническому обслуживанию узлов и агрегатов автомобилей;
- освоение на практике приемов общей методики проектирования технологической оснастки;
- получение навыков формирования расчетных схем для обоснования прочности проектируемой конструкции;
- освоение методов расчета групповых резьбовых соединений деталей и узлов технологического оборудования;
- освоение методов формирования и расчета сварных соединений деталей и узлов технологического оборудования;
- закрепление навыков выполнения технических чертежей.

2 Тематика, состав и объем курсового проекта

Темы курсового проекта сформулированы следующим образом: «Разработка адаптера для установки *агрегата* на разборочно-сборочный стенд Р-641».

Вариативной частью тематики является агрегат. Студентам предлагаются следующие, имеющихся в наличии в составе предметной аудитории» агрегаты автомобилей:

1. Коробка передач Рено ЖН1;
2. Коробка передач ВАЗ-2106;
3. Коробка передач ГАЗ-24;
4. Раздаточная коробка ВАЗ-2121;
5. Передний редуктор ВАЗ-2121;
6. Компрессор СКАНИЯ;
7. Компрессор КАМАЗ;
8. Компрессор ЗИЛ-130;
9. Гидравлический усилитель руля КАМАЗ;
10. Гидравлический усилитель руля ЗИЛ;
11. Вариатор (CVT) Nissan 1XD16;
12. Автоматическая коробка передач DSG-7;
13. Автоматическая коробка передач 5L40E;
14. Двигатель F14D4;
15. Вариатор (CVT) Nissan 1XF6A;
16. Вариатор (CVT) Nissan 3JX5CVA;
17. Автоматическая коробка передач A750F;
18. Автоматическая коробка передач RE401A;
19. Двигатель Duratec HE 1.8;
20. Топливный насос высокого давления ЯМЗ-238.

Текстовая часть курсового проекта оформляется в соответствии с требованиями СТО 02069024.101-2015 «Работы студенческие. Общие требования и правила оформления» [1] и должен содержать следующие структурные элементы:

- титульный лист;
- задание;
- аннотацию;
- содержание;
- введение;
- основную часть;
- список использованных источников;
- приложения.

Объем пояснительной записки (ПЗ) примерно составляет 25-30 листов листов машинописного или напечатанного с помощью компьютера текста. Содержание ПЗ должно соответствовать выданному заданию.

Общий объем графической части составляет 2 листа формата А2.

Графический материал курсового проекта включает:

1. Компоновочный чертеж, включающий в себя изображения агрегата, адаптера и разборочно-сборочного стенда (1 лист);
2. Сборочный чертеж спроектированного агрегата (1 лист).

3 Общий порядок выполнения курсового проекта

Предлагается следующий порядок выполнения курсового проекта:

1. Анализ конструкции разборочно-сборочного стенда. Студенты изучают конструкцию и принцип действия стенда Р-641 для разборки и сборки агрегатов автомобилей. При помощи мерительного инструмента выполняют необходимые замеры и вычерчивают эскиз фланца стенда.

2. Анализ конструкции, выполнение промеров и формирование чертежа общего вида агрегата.

3. Анализ укрупненной технологии разборки и сборки агрегата. Этап преследует цель определения положения агрегата относительно фланца разборочно-сборочного стенда. Студенту предлагается самостоятельно (под руководством преподавателя, во внеучебное время) провести процедуру разборки и сборки агрегата. Для этой цели используется верстак и комплект слесарно-механического инструмента. В процессе выполнения работ необходимо дополнительно проанализировать такие факторы, как: трудоемкость работ, сложность, требования к точности движений, необходимость специальных приспособлений и т.п. Дополнительный анализ необходим для понимания студентом целесообразности использования разборочно-сборочных стендов.

4. Определение центра тяжести агрегата. Координаты центра тяжести агрегата определяются аналитическим способом на базе, выполненного ранее, чертежа общего вида агрегата. При этом для решения задачи используются (ранее изученные на предыдущих дисциплинах) методы симметрии, разбиения, отрицательных площадей, группировки.

5. Выбор способа крепления агрегата к адаптеру. Производится анализ конструктивных элементов корпуса агрегата (гладкие и резьбовые отверстия, шпильки, проушины, фланцы и т.п.), которые могут быть использованы для закрепления агрегата к адаптеру. Определяются координаты выбранных элементов на чертеже общего вида.

6. Формирование конструкции адаптера. Формирование конструкции адаптера производится в соответствии с методикой конструирования приспособлений и заключается в постепенном выстраивании конструкции адаптера (приспособления) относительно контура агрегата и разборочно-сборочного стенда (заготовки) до получения готовой конструкции. В курсовом проекте предлагается выполнить разработку сварной конструкции адаптера. В качестве материала предлагается использовать прокат из углеродистой стали обыкновенного качества Ст-3 ГОСТ 380-2005.

7. Определение разборочных усилий. Этап состоит в определении моментов отворачивания резьбовых элементов агрегата. Оцениваются моменты для резьбовых элементов, имеющих наибольший диаметр и имеющих наибольшее удаление от фланца стенда. Величина момента оценивается расчетным путем по значениям номинального диаметра и шага резьбы. Геометрические параметры резьбы студент получает путем непосредственных измерений на предварительно отвернутом из агрегата резьбовом элементе. Определяются координаты расположения анализируемых резьбовых элементов на чертеже общего вида.

8. Определение расчетных нагрузок на проектируемую конструкцию. Этап заключается в составлении пространственной силовой схемы действующих на агрегат сил: веса агрегата и силы на рукоятке инструмента для отворачивания и заворачивания резьбовых элементов. Студенту предлагается из всех возможных комбинаций направления внешних сил выбрать ту, при которой детали адаптера испытывают наибольшую нагрузку.

9. Расчет группового болтового соединения адаптер-фланец стенда. Цель расчета - определение диаметра резьбы болтов. Расчет ведется по условию нераскрытия стыка и отсутствия сдвига под действием приложенных на агрегат внешних сил. Расчетная схема формируется из компоновочного чертежа агрегат-адаптер-фланец стенда.

11. Расчет на прочность сварного соединения кронштейн-опорная плита адаптера. Студенту предлагается выполнить расчет сварного соединения крепления кронштейнов (или одного кронштейна) к опорной плите. Расчет выполняется в

следующем порядке: определяются геометрические характеристики и положение центра тяжести сварного соединения. Аналогично п.8 формируется расчетная схема и выполняется проверка условия прочности соединения.

12. Расчет крепления агрегата к адаптеру. Расчет сводится к проверке на прочность конструктивных элементов агрегата, которые используются для его крепления на адаптере. В случае недостаточной прочности рассматриваемых элементов в проекте принимается решение об изменении способа крепления агрегата (например посредством конструирования специального зажима).

13. Разработка чертежа общего вида адаптера.

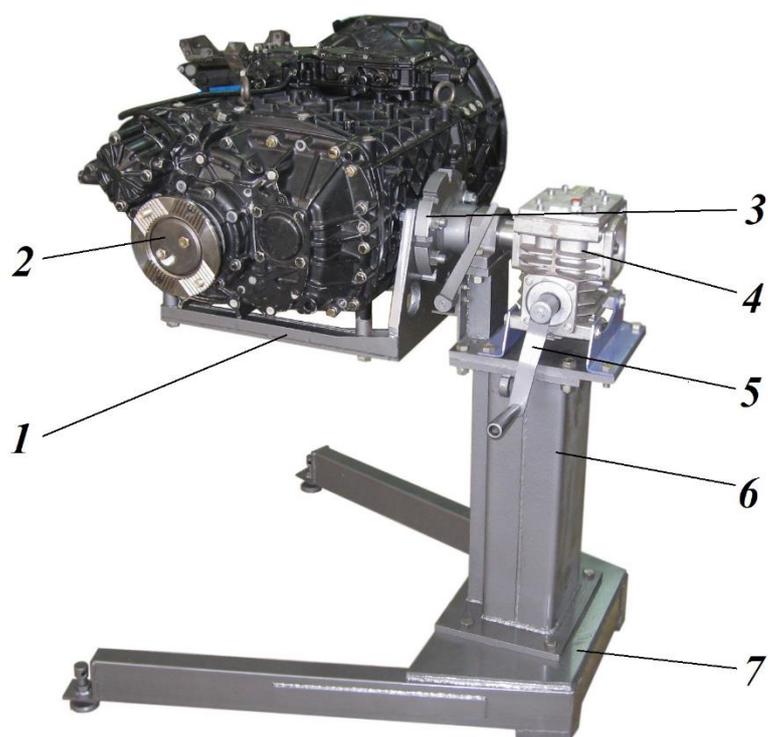
14. Разработка компоновочного чертежа агрегат-адаптер-разборочно-сборочный стенд.

На всех этапах разработки адаптера для студентов со слабым пространственным воображением предлагается создание и анализ пластилиновых макетов агрегата и адаптера.

4 Назначение и характеристика разборочно – сборочных стендов

Разборочно-сборочные стенды, используемые при техническом обслуживании и ремонте автомобилей, предназначены для установки, закрепления и выполнения технологических поворотов разбираемых (собираемых) узлов и агрегатов автомобилей. Использование стендов такого типа позволяют облегчить условия труда ремонтных рабочих и повысить безопасность выполнения работ, т.к. рабочие освобождаются от необходимости удерживать объекты разборки и сборки руками.

Основными элементами такого рода стендов (рисунок 1) являются стойка 6, основание 7, поворотный механизм, состоящий из редуктора 4 с приводной рукояткой 5 и фланца 3. Установка и закрепление агрегата 2 на фланце стенда осуществляется при помощи адаптера 1.



1 – адаптер; 2 – разбираемый или собираемый на стенде агрегат; 3 – фланец стенда; 4 – червячный редуктор привода вращения агрегата; 5 – приводная ручка; 6 – стойка; 7 – основание.

Рисунок 1 – Разборочно-сборочный стенд с установленным агрегатом

Существуют множество конструкций стендов такого типа. По количеству одновременно закрепляемых агрегатов стенды могут быть одноместными или многоместными. Закрепление агрегата на стенде может быть жестким или допускающим поворот. Закрепляют агрегаты на стенде двумя способами: консольным или обеспечивающим положение центра тяжести агрегата в пределах контура металлоконструкции стенда. При консольном способе крепления обеспечивается хороший доступ ко всем частям агрегата, большой фронт работы и быстрота поворота агрегата, а также его фиксация в требуемом положении. Стенды с неконсольным положением агрегата применяются для разборки и сборки тяжеловесных крупногабаритных агрегатов [2].

Важным элементом в конструкции стендов является поворотное устройство, обеспечивающее изменение положения агрегата в процессе разборки и сборки. Применяются приводы поворотных устройств следующих типов: ручные,

электромеханические, пневматические и гидравлические. Наиболее распространенным является электромеханический привод. При использовании в механизме поворота устройств, не обладающих свойством самоторможения, в конструкциях стендов предусматривают специальные фиксирующие устройства для предотвращения самопроизвольного поворота изделия под действием силы тяжести.

Универсальным или специализированным в большинстве конструкций стендов является основание, стойка, поворотное устройство и фланец. А вот адаптеров может быть в составе конструкции несколько. Это объясняется тем, что конструкции агрегатов, устанавливаемых на стенд, и технологии разборки этих агрегатов всегда различаются. Что отражается на конструктивном исполнении адаптеров.

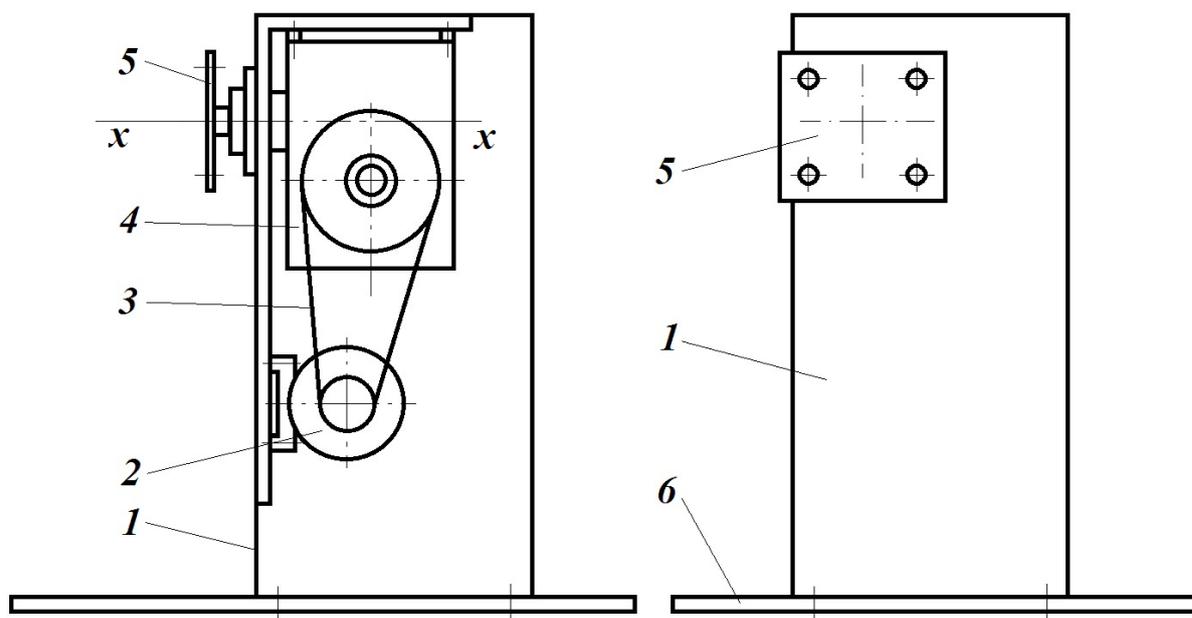
В некоторых случаях производитель такого рода стендов поставляет их с определенным набором адаптеров, делающих возможным установку на стенд ряда распространенных моделей агрегатов. Но и данный подход не является всеобъемлющим. Стенды такого типа проектируются с расчетом на продолжительное время работы, а за это время могут появиться агрегаты новых конструкций. Поэтому инженерно-техническим специалистам предприятий автомобильного транспорта, занятых в сфере текущего ремонта автомобилей, в своей работе приходится сталкиваться с необходимостью проектирования и изготовления в условиях действующего СТОА и АТП изделий подобных адаптерам разборочно-сборочных стендов.

К устройствам данного типа обычно не предъявляют требований точной установки закрепляемых деталей: сила закрепления должна быть достаточной для предотвращения смещения детали от действия сил и моментов, возникающих при выполнении сборочных операций. Важным условием при проектировании такого рода стендов является максимально возможное совмещение оси вращения собираемого (разбираемого) изделия с центром тяжести вращающихся масс. Это позволяет уменьшить момент поворота и соответственно использовать поворотные и тормозные устройства меньшей мощности.

5 Описание разборочно-сборочного стенда Р-641

Конструкция стенда для разборки и сборки агрегатов автомобилей Р-641 показана на рисунке 2. Стенд является стационарным, имеет электромеханический привод поворотной части. Базовый элемент стенда корпус или стойка 1 в которой смонтирован редуктор 4, приводимый от электродвигателя 2 через клиноременную передачу 3.

Разбираемые или собираемые агрегаты закрепляются на фланце 5 или валу редуктора 4 стенда при помощи адаптеров, индивидуальных для каждой модели, устанавливаемых на стенд агрегатов. Установленный на стенде агрегат, может быть повернут относительно горизонтальной оси x поворотной части стенда на любой, удобный для проведения работ угол.



1 – корпус стенда (стойка); 2 – электродвигатель механизма поворота агрегата; 3 - ременная передача; 4 – червячный редуктор; 5 - фланец стенда для крепления разбираемых или собираемых агрегатов; 6 – основание стенда; x – ось поворотной части стенда.

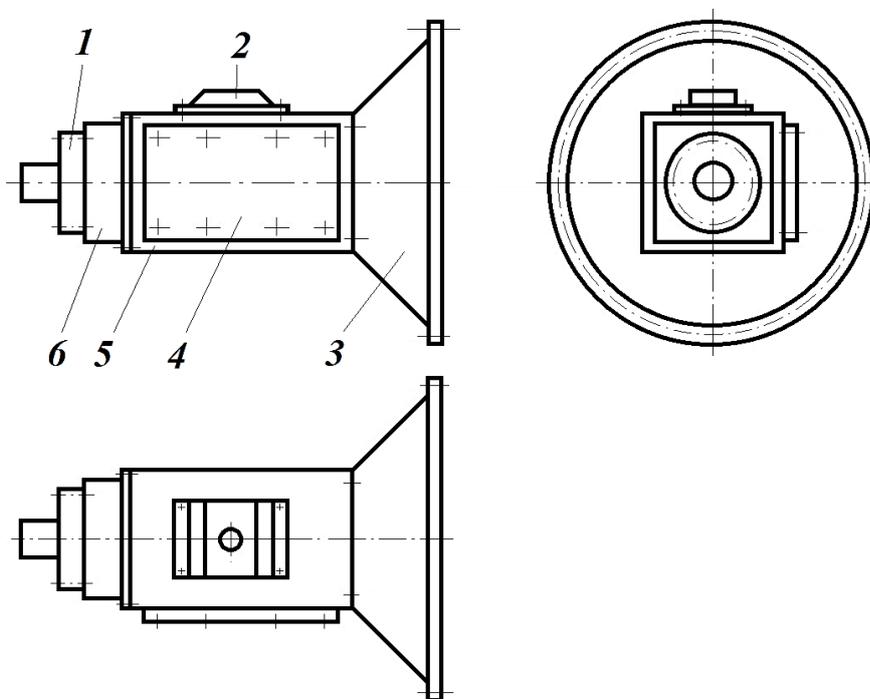
Рисунок 2 – Стенд Р-641 для разборки и сборки агрегатов автомобилей

При выполнении курсовой работы студенту необходимо ознакомиться с конструкцией разборно – сборочного стенда и вычертить эскиз фланца. Необходимые при этом размеры студент получает непосредственно производимыми замерами при помощи мерительного инструмента.

6 Разработка обобщенной технологии разборки и сборки агрегатов

Разработка обобщенной (укрупненной) технологии выполнения работ по разборке и сборке агрегатов выполняется для установления положения агрегата относительно фланца разборно- сборочного стенда.

На рисунке 3 показан общий вид конструкции агрегата, который состоит из сборочных элементов 1, 2, 3, 4, 5, 6. Элемент 5 является корпусной деталью, свободные поверхности которой как правило используется для крепления на фланце разборно-сборочного стенда.



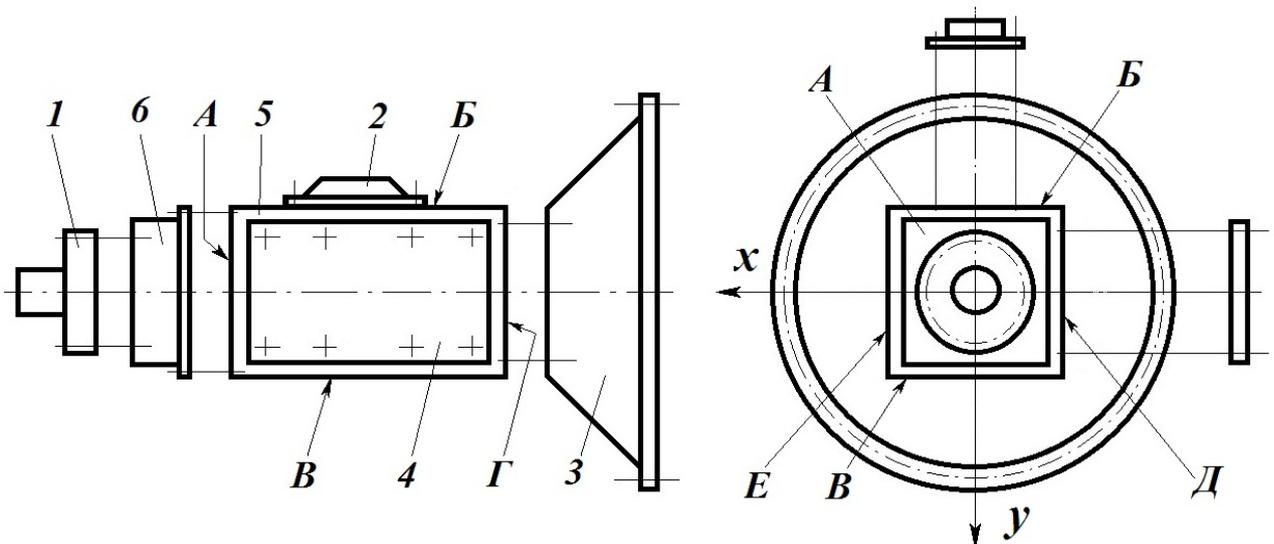
1, 2, 3, 4, 5, 6 – составляющий агрегат сборочные элементы.

Рисунок 3 – Общий вид агрегата, устанавливаемого на разборно-сборочный стенд

Разборка машины на агрегаты, узлы и детали производится в строгой последовательности, предусмотренной технологическим процессом, с применением необходимого оборудования, приспособлений и инструментов. Для этого составляют технологические карты разборочных работ, в которых устанавливают порядок операций и переходов для проведения правильной последовательности разборки. В карте указывают оборудование, приспособления и инструменты, применяемые при каждой операции, и устанавливаются нормы времени и разряд на выполняемую работу.

Обобщенная технология разборочно-сборочных работ выглядит следующим образом. Сначала объект (например автомобиль) разбирают на агрегаты и детали, затем агрегаты разбирают на узлы и детали, а в последнюю очередь разбирают узлы на детали.

Укрупненно схема разборки агрегата, изображенного на рисунке 3, представлена на рисунке 4. От базовой детали 5 последовательно отсоединяют элементы 3, 6, 1, 2, 4. Из этого следует, что поверхности *А*, *Б*, *Г* и *Д* базовой детали 5, контактирующие со съемными деталями 6, 2, 3 и 4 не могут быть обращены в сторону фланца разборочно-сборочного стенда.



1, 2, 3, 4, 5, 6 – составляющий агрегат сборочные элементы; *А*, *Б*, *В*, *Г*, *Д*, *Е* – наружные поверхности корпусной детали агрегата.

Рисунок 4 – Порядок отсоединения составляющих элементов агрегата

Агрегат, при установке на разборочно-сборочный стенд, может быть обращен в сторону фланца стенда только поверхностями *B* и *E*. Только в этих случаях можно обеспечить наиболее удобный доступ ко всем элементам агрегата при выполнении разборочно-сборочных работ.

В итоге получаем, что ось поворотной части разборочно-сборочного стенда (ось вала редуктора) при монтаже на него агрегата должна быть параллельна с осью *x* или *y* (рисунок 4). Другими словами агрегат, установленный на разборочно-сборочный стенд, сможет совершать технологические повороты вокруг осей, параллельных осям *x* или *y*.

На рисунке 5 показаны варианты положений агрегата при установке на разборочно-сборочный стенд. Обращенным к фланцу стенда является поверхность *B*. Агрегат вращается вокруг оси *y*. В положении *I* в наиболее удобном, вертикальном положении относительно работающего оказывается элемент 4. В положениях *II* и *III* соответственно элементы 3 и 1, 6.

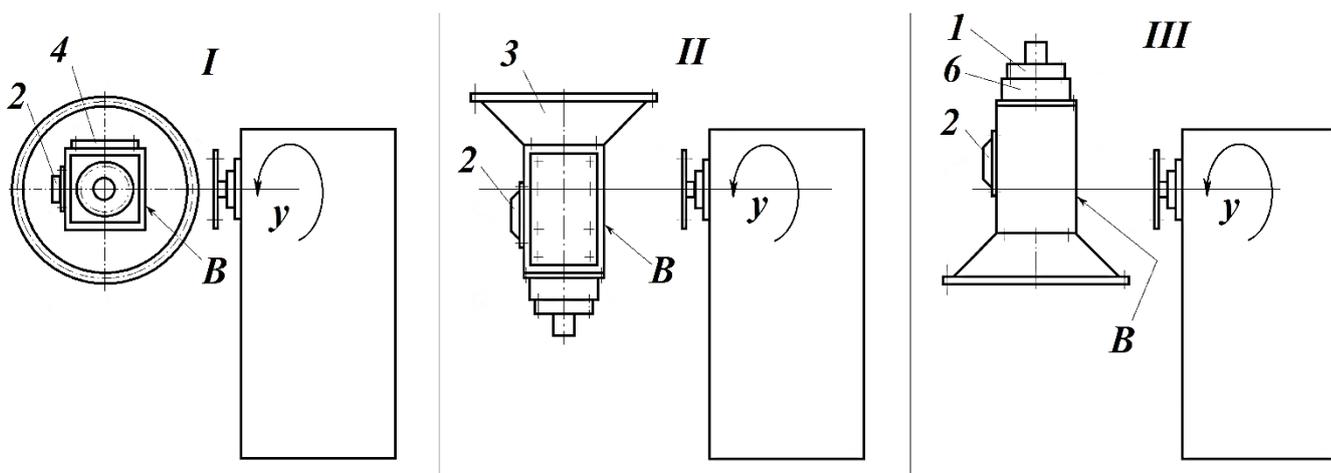


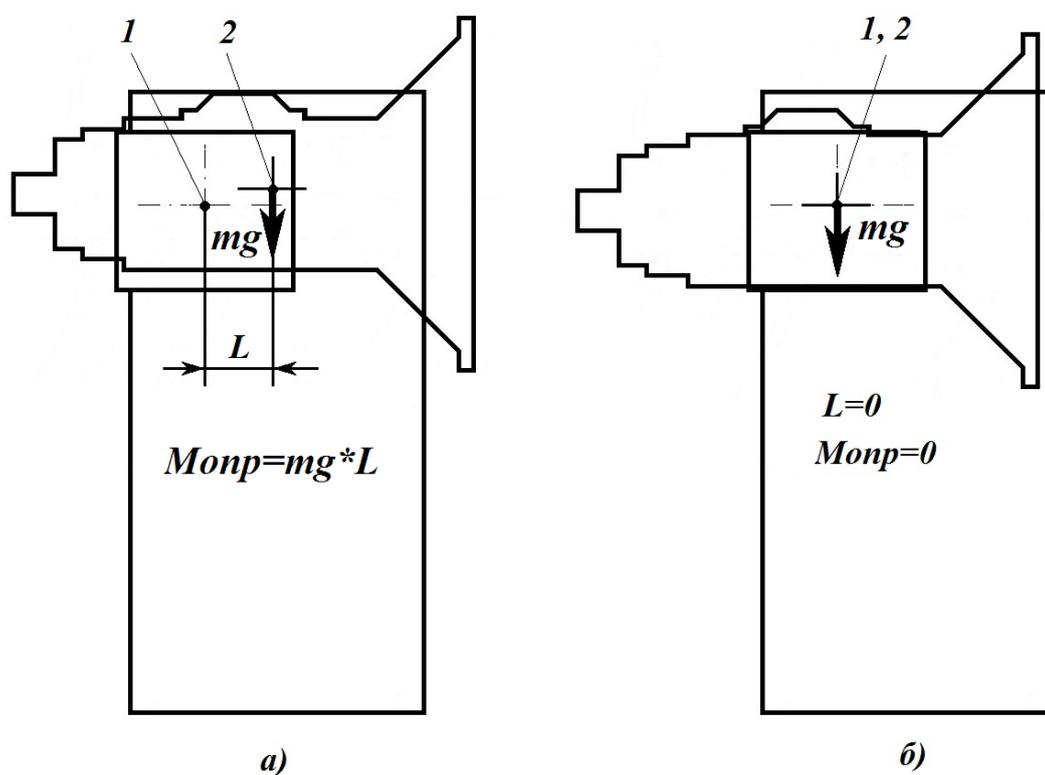
Рисунок 5 – Положения агрегата обращенного к фланцу разборочно-сборочного стенда поверхностью *B* и вращении вокруг оси *y*.

Положение элемента 2 меняется мало и всегда находится в горизонтальном положении, что можем быть не совсем удобным для работающего.

Аналогичные рассуждения можно провести при ориентации агрегата обращая его к фланцу разборочно-сборочного стенда поверхностью *E*. При этом агрегат будет

совершать технологические повороты относительно оси параллельной оси x . В этом случае относительно неудобное положение будет занимать элемент 4 агрегата.

Ориентируя корпус агрегата относительно фланца разборочно-сборочного стенда необходимо соблюсти одно обязательное условие – ось поворотной части стенда должна проходить через центр тяжести агрегата. На рисунке 5 показаны два варианта положения агрегата относительно фланца стенда. Центр тяжести агрегата не проходит через ось поворотной части стенда (схема *а*). Центр тяжести агрегата проходит через ось поворотной части стенда (схема *б*). В первом случае имеем дополнительный опрокидывающий момент, обусловленный наличием плеча L .



1 – ось поворотной части разборочно-сборочного стенда; 2 – центр тяжести агрегата; mg – сила тяжести агрегата; L – расстояние от оси поворотной части стенда до линии действия силы тяжести агрегата.

Рисунок 5 – Положения центра тяжести агрегата с осью поворотной части разборочно - сборочного стенда

Для окончательного выбора положения агрегата необходимо произвести дополнительный анализ разборочно-сборочных или иных работ, связанных с поверхностями *Б* и *Д*. Для анализа следует использовать следующие факторы:

- трудоемкость работ;
- сложность работ;
- необходимость использования дополнительных специальных приспособлений;
- требования к точности выполнения работ;
- другие требования, обусловленные технологией выполнения работ.

7 Определение центра тяжести агрегата

Центром тяжести твердого тела называется неизменно связанная с этим телом точка O , через которую проходит линия действия равнодействующей сил тяжести данного тела, при любом положении тела в пространстве.

Существуют два способа определения центра тяжести тела: экспериментальный и аналитический.

Из экспериментальных способов известны «Способ подвешивания» и «Способ взвешивания». Способ подвешивания основан на обязательном прохождении вертикальной линии подвеса через центр тяжести исследуемого тела. Данный способ часто применяется для определения центра тяжести плоских фигур.

Способ взвешивания применяют для определения положения центра тяжести тел сложной формы, а также при необходимости экспериментальной проверки расчетных данных. В этом случае исследуемое тело устанавливают на нескольких весовых устройствах. Сумма показаний всех весовых устройств дает силу тяжести тела. Показания отдельных устройств будет зависеть от их относительного расположения от центра тяжести тела, координаты которой определяют из уравнения моментов.

Учитывая что любое твердое тело состоит из отдельных частиц, каждый из которых обладает собственным центром тяжести, то для определения координат центра тяжести тела пользуются следующими формулами [3]

$$x_o = \frac{\sum_{i=1}^n G_i x_i}{G}, \quad y_o = \frac{\sum_{i=1}^n G_i y_i}{G}, \quad z_o = \frac{\sum_{i=1}^n G_i z_i}{G}, \quad (1)$$

где G - сила тяжести твердого тела; x_i, y_i, z_i - координаты точек приложения сил тяжести G_i частиц тела ($G = \sum G_i$).

Если рассматриваемое тело является однородным по объему, тогда координаты центра тяжести можно определить по следующим формулам

$$x_o = \frac{\sum_{i=1}^n U_i x_i}{U}, \quad y_o = \frac{\sum_{i=1}^n U_i y_i}{U}, \quad z_o = \frac{\sum_{i=1}^n U_i z_i}{U}, \quad (2)$$

где U - объем всего тела;

U_i - объемы отдельных частиц тела ($\sum U_i = U$).

Все приведенные выражения для вычисления координат центра тяжести являются приближенными, и результат вычисления будет зависеть от величины n (числа частиц, на которые будет произведено разбиение рассматриваемого тела). Для получения более точных значений в представленных формулах необходимо перейти к пределу при $n \rightarrow \infty$. Тогда суммы преобразуются в определенные интегралы.

Сокращению трудоемкости вычислений координат центра тяжести твердых тел способствуют ряд практических методов и рекомендаций.

Симметрия. У однородных тел, имеющих плоскость, ось или центр симметрии, центр тяжести лежит соответственно в плоскости симметрии, оси симметрии или в центре симметрии.

Метод разбиений. Сложное по форме тело разбивается на конечное число частей простейшей геометрической формы (если это возможно) с таким расчетом, что для каждой из которых положение центра тяжести известны. Тогда координаты центра тяжести всего тела можно будет непосредственно вычислить по формулам (2) или (3). Сложное тело, представленное на рисунке 6 можно разбить на три части 1, 2 и 3. Каждая часть представляет собой простейшие геометрические детали.

Метод отрицательных площадей. Метод применяется к телам, имеющим пустоты или вырезы, если центры тяжести тела без выреза и вырезанной части известны. При определении координат центра тяжести веса или объема вырезанных частей в формулах (2) и (3) принимают отрицательными. На рисунке 6 вырезанной является элемент 3 (полуцилиндр).

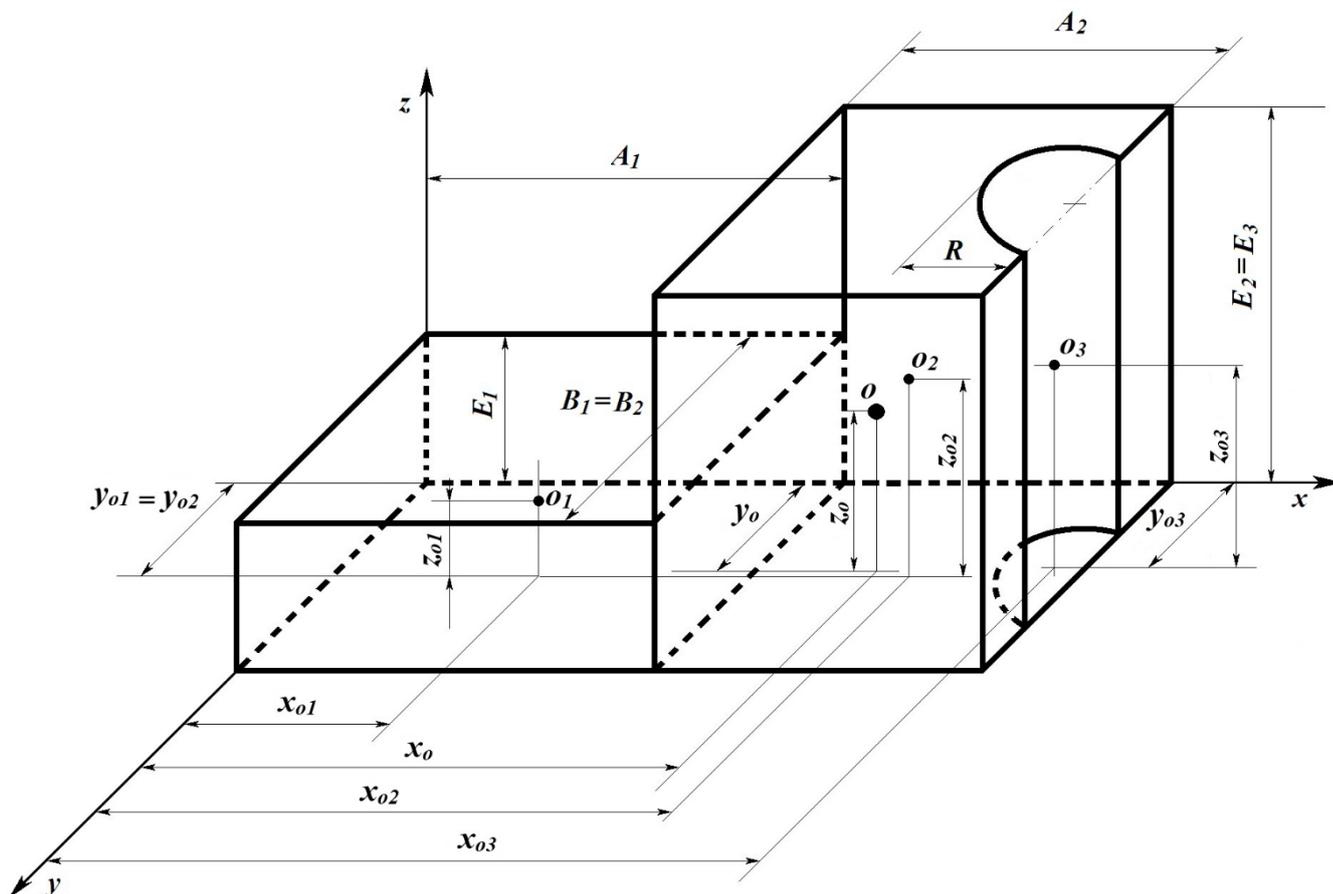


Рисунок 6 - К определению координат центра тяжести

Метод группировки. Является дополнением методов разбиения и отрицательных площадей. После разбиения фигуры на составные элементы часть их бывает удобно объединить вновь, чтобы затем упростить решение путем учета симметрии этой группы.

С учетом вышесказанного выражения для определения координат центра тяжести для тела, приведенного на рисунке 6 будут иметь следующий вид

$$x_o = \frac{U_1 x_{o1} + U_2 x_{o2} - U_3 x_{o3}}{U}, \quad (3)$$

$$y_0 = \frac{U_1 y_{01} + U_2 y_{02} - U_3 y_{03}}{U}, \quad (4)$$

$$z_0 = \frac{U_1 z_{01} + U_2 z_{02} - U_3 z_{03}}{U}, \quad (5)$$

где U_1, U_2, U_3 – объемы элементов 1, 2 и 3;

$$U = U_1 + U_2 + U_3$$

$$U_1 = A_1 B_1 E_1,$$

$$U_2 = A_2 B_2 E_2,$$

$$U_3 = E_3 \frac{\pi R^2}{2}.$$

Агрегаты автомобилей, для закрепления которых проектируются адаптеры, имеют сложную пространственную форму с неравномерным распределением массы по объему. Поэтому для применения аналитического способа определения координат центра тяжести агрегата в рамках курсовой работы необходимо сделать следующие допущения:

- считать массу агрегата расположенной по объему равномерно;
- ограничиться разбиением агрегата на 5 – 10 отдельных простейших элементов (частей).

При решении задач на определение положения центра тяжести аналитическим способом целесообразно придерживаться следующего порядка:

- 1) Выполнить чертеж агрегата, положение центра тяжести которого нужно определить;
- 2) Разбить агрегат на составные части, положение центров тяжести которых

определяется исходя из размеров тела (метод разбиения);

3) Определить объемы составных частей;

4) Выбрать расположение осей координат;

5) Определить координаты центров тяжести составных частей (Приложение А);

6) Найденные значения объемов отдельных частей, а также координат их центров тяжести подставить в выражения (3), (4), (5) и вычислить координаты центра тяжести всего агрегата;

7) По найденным координатам указать на рисунке положение центра тяжести агрегата.

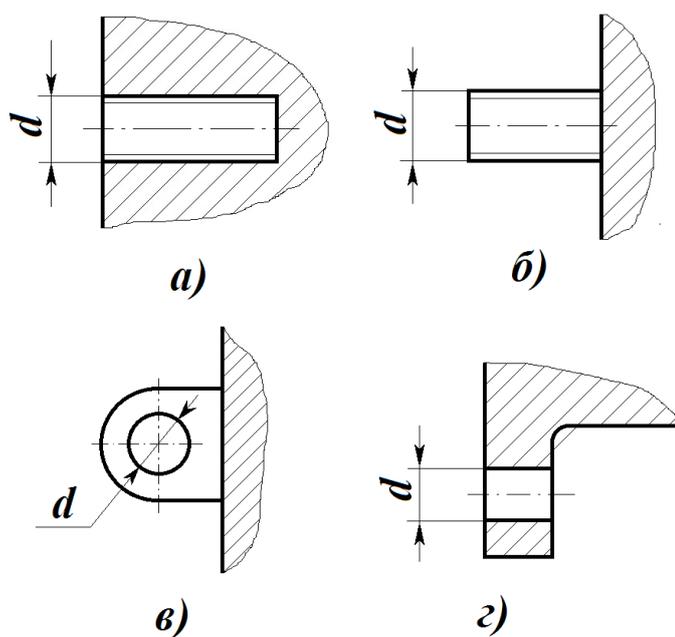
8) Результаты расчетов удобнее оформлять в табличной форме (таблица 1).

Таблица 1 – Результаты расчетов координат центра тяжести агрегата

Деталь	Объем детали, U_i	Координаты центра тяжести детали			$X_i \cdot U_i$	$Y_i \cdot U_i$	$Z_i \cdot U_i$
		X_i	Y_i	Z_i			
I							
II							
...							
n							
Σ	ΣU_i	--	--	--	$\Sigma X_i \cdot U_i$	$\Sigma Y_i \cdot U_i$	$\Sigma Z_i \cdot U_i$

8 Выбор способа крепления агрегата

Агрегат на адаптере может быть закреплен разными способами. Крепление агрегата к адаптеру осуществляется используя конструктивные элементы корпусной детали, которыми могут быть: резьбовые отверстия; шпильки; проушины; отверстия во фланцах и т.п. (рисунок 7). Размеры конструктивных элементов (в частности диаметр d) в дальнейшем должны проверяться расчетом на прочность от рабочих нагрузок на адаптер. От способа закрепления агрегата зависит будущая конструкция адаптера.



а) - резьбовое отверстие; б) - шпилька; в) - проушина; г) - отверстие во фланце.

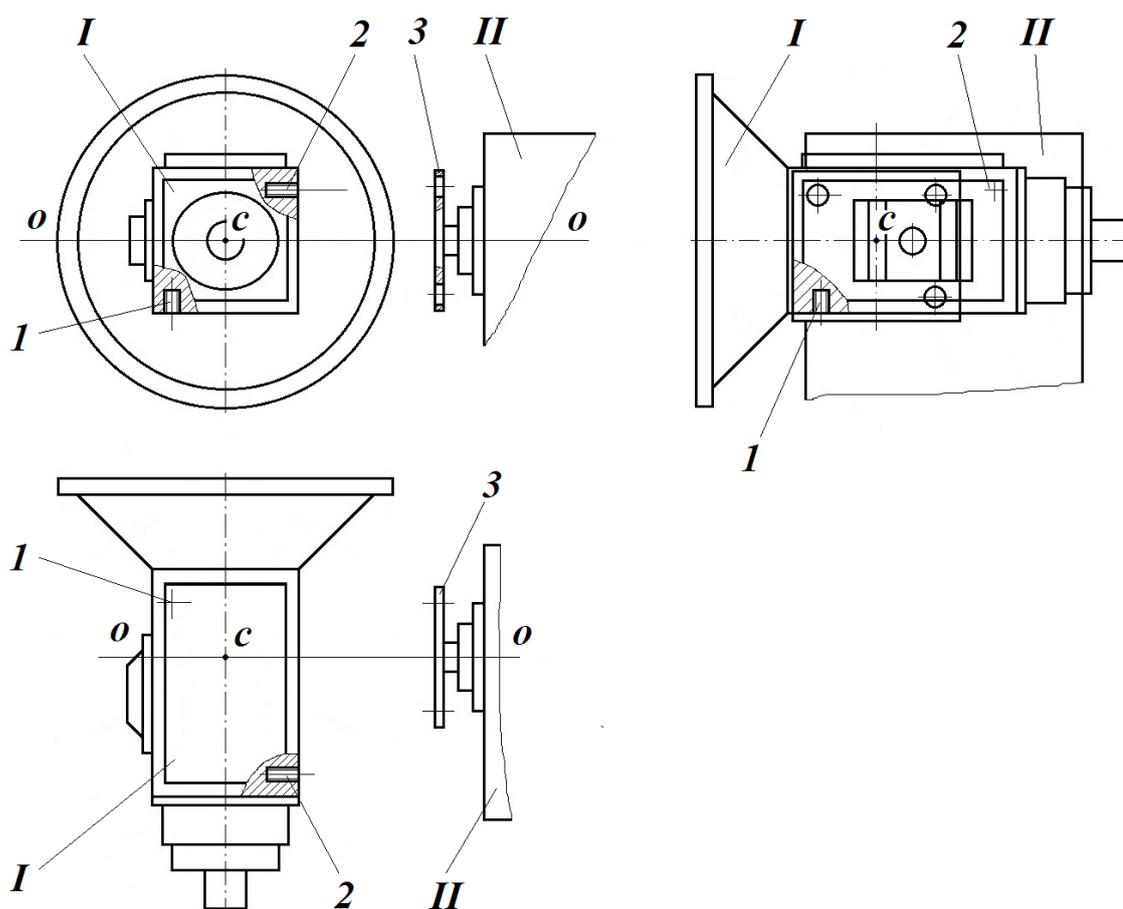
Рисунок 7 – Конструктивные элементы корпусной детали агрегата, используемые для закрепления на адаптере разборочно-сборочного стенда

В случае если на корпусной детали агрегата отсутствуют подходящие конструктивные элементы для его закрепления, в проекте принимается решение об использовании специального зажимного механизма (винтового, эксцентрикового).

9 Формирование конструкции адаптера

Формирование конструкции адаптера производится соответствии с методикой конструирования приспособлений. Суть методики заключается в постепенном выстраивании конструкции адаптера (приспособления) относительно контура агрегата и разборочно-сборочного стенда (заготовки) до получения готовой конструкции.

Для этого необходимо в одинаковом масштабе вычертить эскизы разборочно-сборочного стенда и агрегата в трех проекциях (рисунок 8). Относительное расположение корпуса агрегата относительно фланца стенда должно обеспечивать прохождение оси поворотной части стенда *о-о* через центр тяжести *с* агрегата.



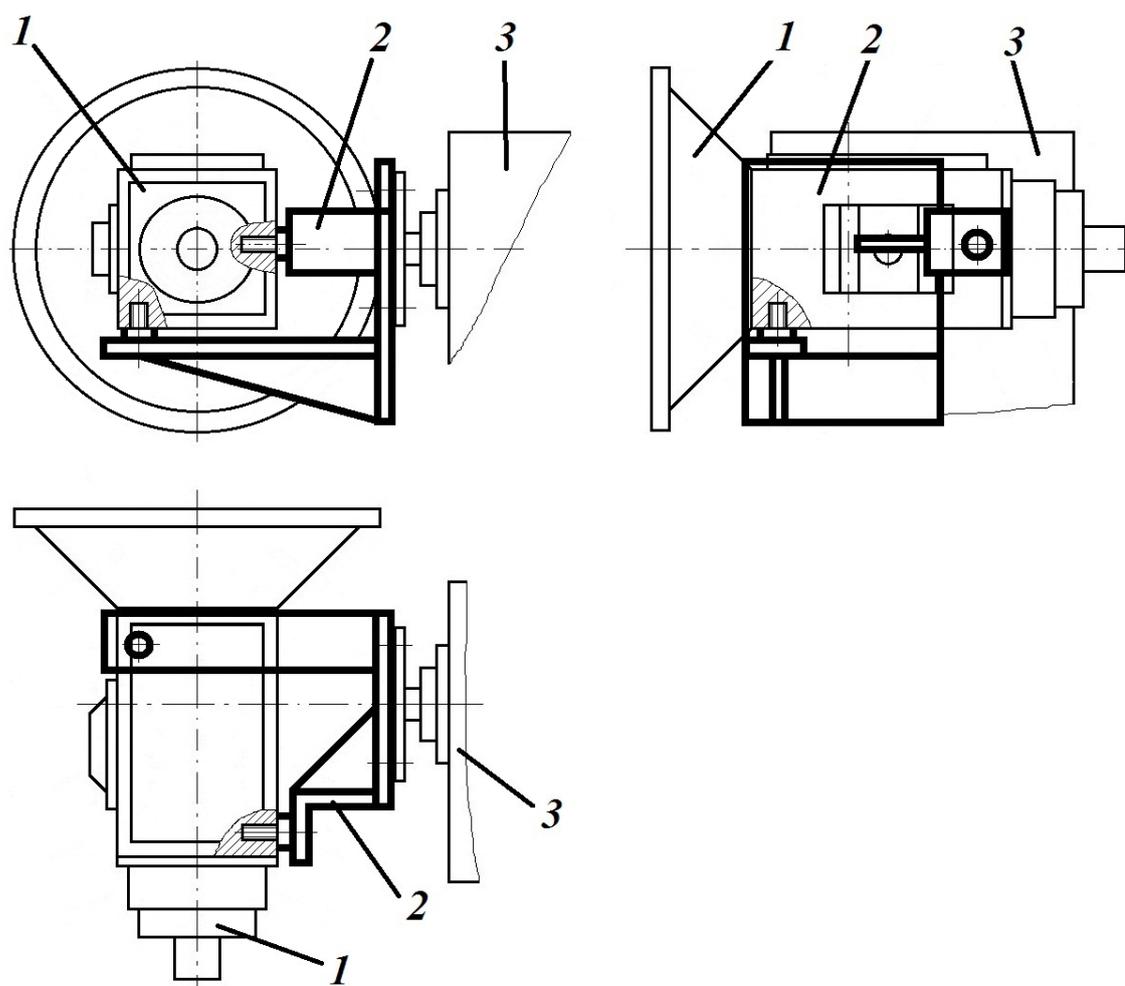
I – агрегат; *II* – разборно-сборочный стенд; 1, 2 – резьбовые отверстия на корпусе агрегата, используемые для крепления адаптера; 3 – фланец стенда; *c* – центр тяжести агрегата; *o – o* – ось поворотной части стенда.

Рисунок 8 – К формированию конструкции адаптера

Агрегат и разборно-сборочный стенд в чертеже допускается изображать только в виде контура. Подробно вырисовываются только элементы агрегата и стенда, используемые для крепления адаптера. В данном случае это два резьбовых отверстия 1 и 2 на корпусе агрегата и фланец 3 разборно-сборочного стенда.

В дальнейшем производится конструирование адаптера, которая сводится с «соединению» конструктивных элементов 1, 2 агрегата и 3 стенда.

Полученная таким образом конструкция в виде компоновочного чертежа «Агрегат – адаптер – разборно-сборочный стенд» представлена на рисунке 9.

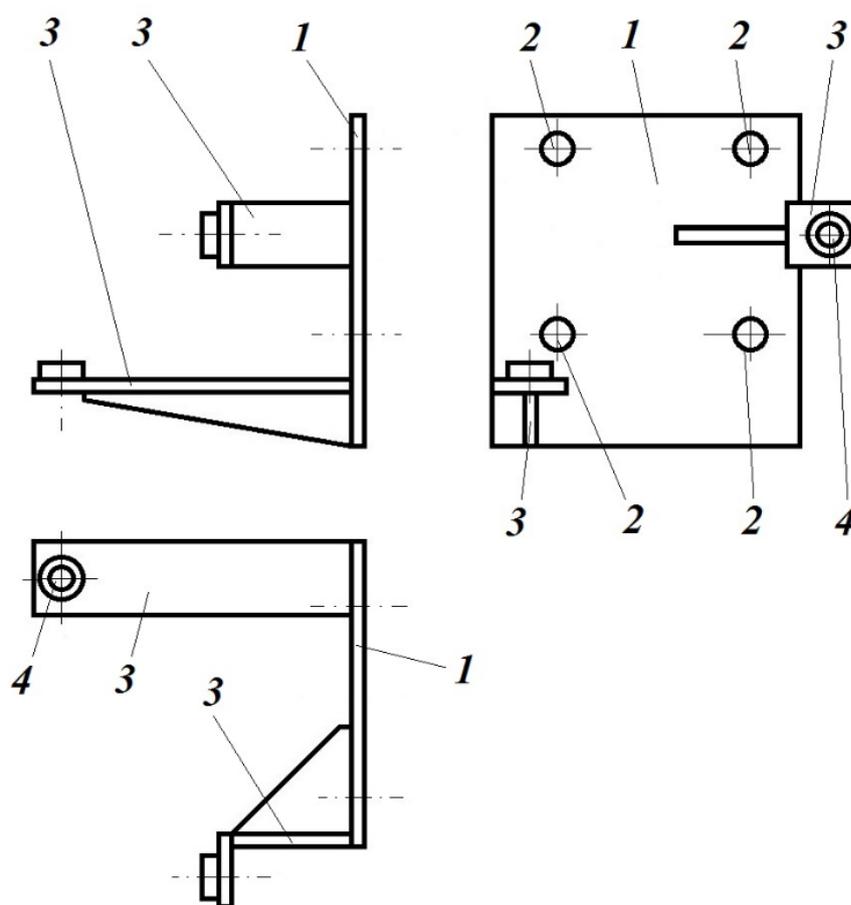


1 – агрегат; 2 – адаптер; 3 – разборочно-сборочный стенд.

Рисунок 9 - Пример компоновочного чертежа

Далее полученная конструкция адаптера перечерчивается в нужном формате в виде чертежа общего вида (рисунок 10). На данном этапе решаются вопросы технологического характера, касающиеся изготовления конструкции. Адаптеры, как и корпуса приспособлений могут изготавливаться различными способами: литьем, сваркой из отдельных элементов и сборкой посредством крепежных элементов.

В курсовом проекте предлагается выполнить разработку сварной конструкции адаптера. В качестве материала предлагается использовать углеродистую сталь обыкновенного качества Ст-3 ГОСТ 380-2005. Отдельные элементы адаптера будут вырезаться из стального проката толщиной от 5 до 10 мм и свариваться посредством ручной электродуговой сварки.



1 – опорная плита; 2 – отверстия для болтов крепления адаптера к фланцу разборочно-сборочного стенда; 3 – кронштейны; 4 – отверстия для установки винтов крепления агрегата к адаптеру.

Рисунок 10 – Конструкция адаптера

10 Определение разборочных усилий

Для оценки разборочных усилий необходимо проанализировать конструкцию агрегата и выбрать для анализа минимум два резьбовых соединения (рисунок 11):

1. Имеющий наибольший диаметр резьбы d_{MAX} .
2. Находящийся на наибольшем удалении от фланца разборочно-сборочного стенда L_{MAX} .

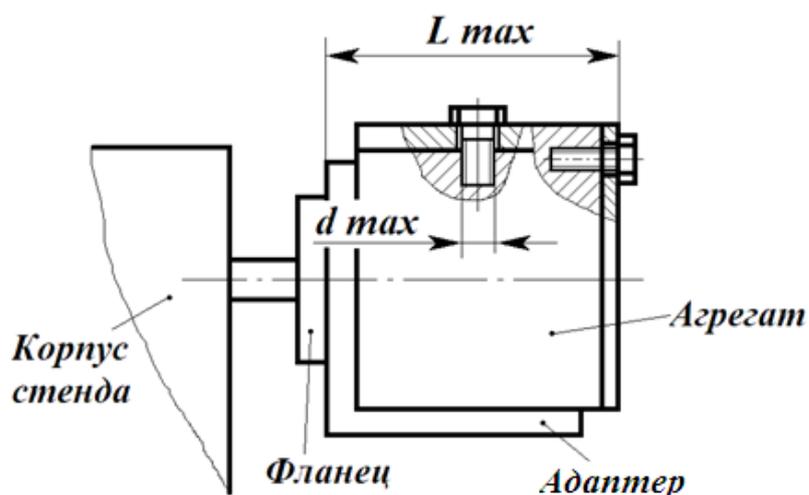


Рисунок 11 – К выбору резьбовых элементов для анализа

Выбранные резьбовые элементы необходимо вывернуть и произвести измерения наружного диаметра d и шага резьбы p . Наружный диаметр можно измерить при помощи штангенциркуля. Для измерения шага резьбы используют резьбомер, который представляет собой набор тонких стальных пластин-шаблонов с профилями стандартных резьб (рисунок 12).



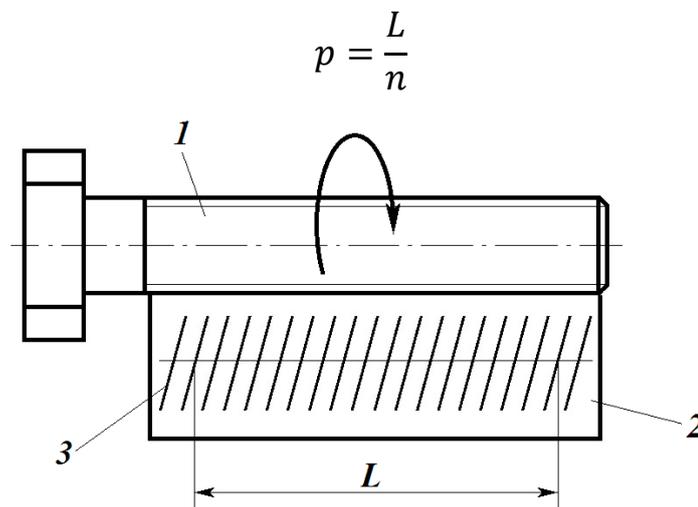
Рисунок 12 – Общий вид резьбомера

На корпусе резьбомера выбито клеймо, соответствующее определенному размеру резьбы. Для определения резьбы шаблон подбирают таким образом, чтобы он был введен во впадины резьбы и наиболее плотно прижат к ним (рисунок 13).



Рисунок 13 – Измерение шага резьбы резьбомером

При отсутствии резьбомера шаг резьбы можно определить при помощи оттиска профиля резьбы на бумаге (рисунок 14). Для этого на листе бумаги 2, приложенном к резьбе винта 3, следует получить оттиск нескольких витков резьбы 3. Количество рисок при получении оттиска желательно не менее 10. Затем на оттиске нужно измерить расстояние L между крайними отчетливыми рисками и подсчитать число шагов n на длине L . При этом следует учитывать, что число шагов n на единицу меньше числа рисок. Шаг резьбы определяют путем деления L на n .



1 – винт; 2 – бумага светлых тонов; 3 – оттиск витков резьбы.

Рисунок 14 – К определению шага резьбы винта

Определение этим способом резьбы в отверстиях также возможно с помощью стержня, обернутого бумагой, или карандаша. Оттиск при этом получают равномерным нажатием на стержень.

При необходимости получения более точных размеров используют электронные и оптико-механические измерительные приборы.

Затем по двум размерам – наружному диаметру, измеренному с помощью штангенциркуля, и шагу резьбы – определяют значение резьбы по справочным данным (Приложение Б).

Момент отворачивания резьбового соединения с треугольной метрической резьбой определяется по следующей формуле [4], Нмм

$$M_{\text{отв}} = 0,5d_2F \tan(\varphi - \gamma) + \frac{1}{3}Ff \left(\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \right), \quad (6)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы винта, мм;

F – осевая сила, Н;

φ – приведенный угол трения в резьбе, град;

γ – угол подъема резьбы, град;

f – коэффициент трения на торце гайки или головки винта ($f=0,16$);

D – наружный диаметр опорного торца гайки или головки винта, мм ($D=1,7d$).

Значение d_2 можно определить по формуле

$$d_2 = d - 2\frac{3}{8}h, \quad (7)$$

где $h = 0,866025p$;

p – шаг резьбы, мм.

Расположение соответствующих размеров резьбы представлена на рисунке 15.

Величина осевой силы F при одинаковых материалах сопрягаемых деталей производится по охватываемой детали (винт, шпилька)

$$F = \pi d_1 H K K_m [\tau], \quad (8)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы, мм;

H – высота гайки или глубина завинчивания винта в деталь, мм ($H=0,8d$);

K – коэффициент полноты резьбы (для метрической резьбы можно принимать $K=0,87$);

K_m – коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы ($K_m=0,6 – 0,7$);

$[\tau]$ – допускаемое напряжение материала винта или гайки на срез (для стальных деталей $[\tau]=250 – 400$ Н/мм², для алюминия $[\tau]=100$ Н/мм²).

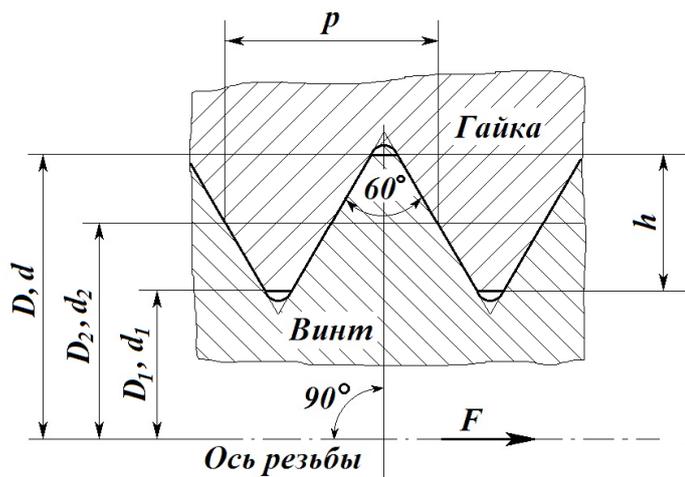


Рисунок 15 – Профиль метрической резьбы

Значение d_1 можно определить по формуле

$$d_1 = d - 2 \frac{5}{8} h. \quad (9)$$

Если охватывающая деталь изготовлена из менее прочного материала (например из алюминия) то расчет следует вести для обеих деталей. В этом случае прочность резьбы охватывающей детали будет определяться по следующей формуле

$$F = \pi d H K K_m [\tau]. \quad (10)$$

Угол подъема резьбы определяется по формуле, град

$$\gamma = \operatorname{arctg} \left(\frac{p}{\pi d_2} \right). \quad (11)$$

Приведенный угол трения, град

$$\varphi = \operatorname{arctg}(f_{\text{пр}}), \quad (12)$$

где $f_{\text{пр}}$ - приведенный коэффициент трения в резьбе (при отворачивании для треугольной резьбы $f_{\text{пр}}=0,24$).

11 Определение расчетных нагрузок на конструкцию

На адаптер при выполнении работ действуют два вида сил (рисунок 16):

- суммарная сила F_c от веса агрегата и адаптера;
- сила F_{pi} , прикладываемая на рукоятку инструмента при отворачивании резьбовых элементов.

Для составления схемы действия сил на проектируемую конструкцию необходимо на компоновочном чертеже «агрегат-адаптер-фланец разборочно-сборочного стенда» расположить силы F_c и F_{pi} .

Сила от веса агрегата F_c может определяться двумя способами:

- по данным завода изготовителя из руководства по эксплуатации и ремонту;
- непосредственным взвешиванием на весах.
- Местом приложения F_c является центр тяжести агрегата, которая характеризуется координатами x_c , y_c и z_c (рисунок 16).

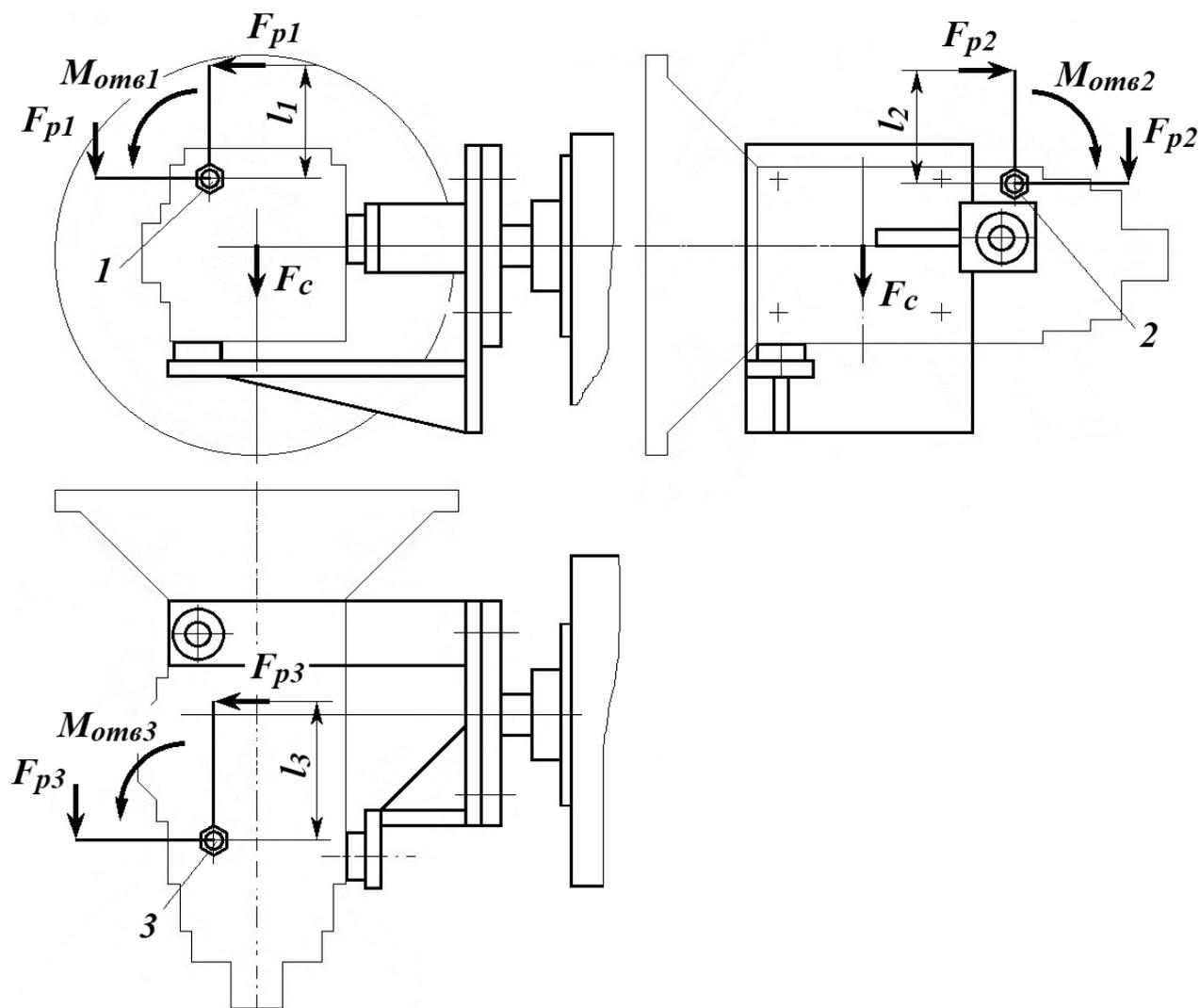
При выполнении проектировочных расчетов вес адаптера является неизвестной, поэтому его значением на данном этапе пренебрегаем.

Местом приложения F_c является центр тяжести агрегата.

Место расположения и направление сил F_{pi} зависит от расположения разбираемых резьбовых соединений, размера (длины рукоятки l_i) и положения

инструмента. Для примера на рисунке 16 приведены положения резьбовых элементов 1, 2 и 3.

Для составления в дальнейшем расчетных схем необходимо из возможных вариантов выбрать ту комбинацию F_c и F_{pi} , при которой детали адаптера испытывают наибольшую нагрузку. Это может быть в случаях, когда силы F_c и F_{pi} имеют одинаковое направление, а сила F_{pi} имеет наибольшую величину и удалена от фланца стенда на наибольшее расстояние.



1, 2, 3 - разбираемые резьбовые элементы агрегата.

Рисунок 16 – К определению расчетных нагрузок на конструкцию

Величину силы F_{pi} можно определить по формуле, Н

$$F_{pi} = \frac{M_{отвi}K}{l_i}, \quad (13)$$

где $M_{отвi}$ – расчетное значение момента отворачивания i -го резьбового соединения, Нмм;

K - коэффициент запаса, учитывающий увеличение необходимого момента отворачивания резьбовых соединений бывших в эксплуатации, вызванного коррозионными процессами (таблица 2);

l_i – длина рукоятки ключа, мм.

Таблица 2 – Значения коэффициента запаса, учитывающий увеличение необходимого момента отворачивания резьбовых соединений бывших в эксплуатации, вызванного коррозионными процессами

d , мм	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M24	M27
K	5,7	4,4	3,4	2,6	2,3	2,0	1,8	1,4	1,3	1,3

12 Расчет болтов фланца

При проектировании болтового соединения между фланцем разборочно-сборочного стенда и адаптером необходимо определить диаметры резьбы болтов. Для выполнения расчета необходимо разработать расчетную схему. С этой целью на компоновочном чертеже (рисунок 17) обозначить выбранное ранее подлежащее разборке резьбовое соединение (наибольшее по диаметру или наиболее удаленное от поверхности фланца). Выбрать направление действия силы F_p на рукоятке ключа. Выбрать направление осей x , y , z . Определить расстояния от центра тяжести фланца до точки приложения силы F_p по осям x , y и z . В процессе отворачивания резьбовой детали направление силы на рукоятке меняется. Следует выбрать то положение силы

F_p на рукоятке, которая в паре с силой веса агрегата F_c дает наибольшую нагрузку на болты.

В каждый момент времени осуществляется разборка (или сборка) только одного резьбового соединения. Положение силы на рукоятке ключа в каждый момент времени также будет единственным. Это может быть положения силы F_{pI} или F_{pII} (рисунок 17). Предлагаемая далее методика расчета учитывает обе обозначенные силы. Студенту необходимо из предлагаемой методики расчета убрать факторы, оказываемые на систему от сил F_{pI} или F_{pII} .

Исходными данными для расчета являются:

- размеры фланца H_o и B_o ;
- расстояния между осями болтовых соединений H и B ;
- величины сил F_c , F_{pI} и F_{pII} ;
- координаты расположения сил относительно плоскости фланца (размеры l_c , l_{xi} , l_{yi} , l_{zi}).

При составлении расчетной схемы будем исходить из предположения, что центр тяжести стыка совпадает с осью поворотной части стенда (ось z). Совместив оси x и y с плоскостью стыка на основании рисунка 17 сформируем расчетную схему для расчета болтов фланца [5] (рисунок 18)

Предлагаемая далее методика справедлива при следующих допущениях:

- поверхность стыка остается плоской и при нагружении не деформируется;
- все болты затянуты одинаково;
- затяжка болтов контролируется;
- внешние нагрузки передаются на болты локально через расположенные вокруг болтов конусы давления;
- действие моментов M_x и M_y способствует повороту стыка вокруг осей симметрии x и y соответственно, при этом напряжения в стыке под действием моментов будет меняться в соответствии с эпюрой, аналогичной эпюре напряжений при изгибе.

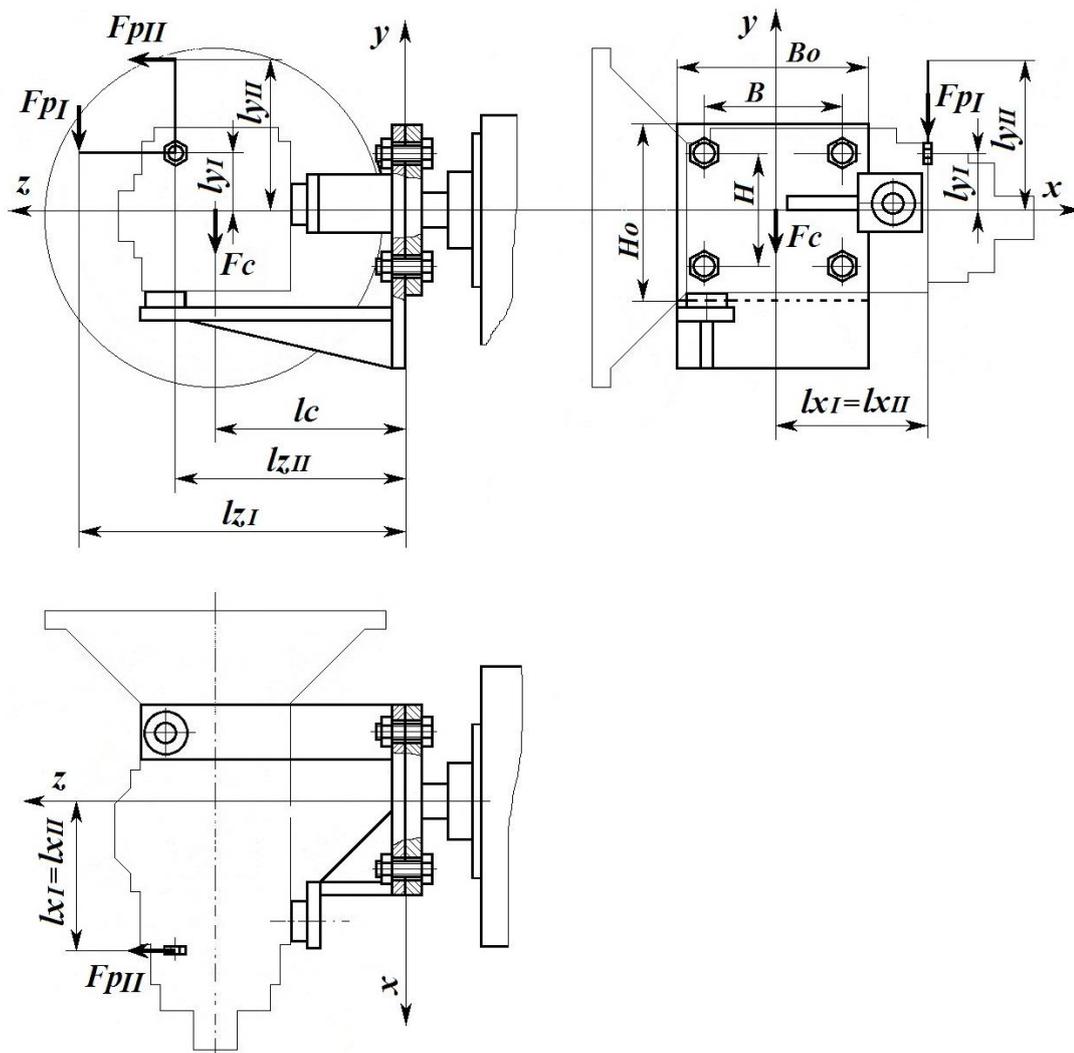


Рисунок 17 – Компонировочный чертеж для формирования расчетной схемы

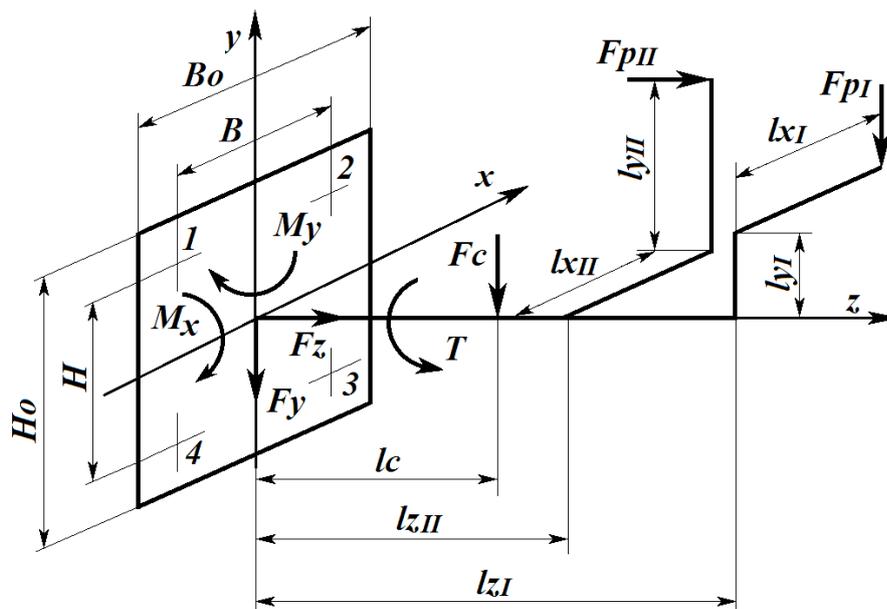


Рисунок 18 – Схема для расчета параметров болтового соединения фланец
стенда - адаптер

Перенесем силы F_c , F_{pI} и F_{pII} в центр тяжести стыка (рисунок 18). Получим в итоге

$$F_y = F_{pI} + F_c, \quad (14)$$

$$F_z = F_{pII}, \quad (15)$$

$$M_x = F_{pII}l_{yII} + F_{pI}l_{zI} + F_c l_c, \quad (16)$$

$$M_y = F_{pII}l_{xII}, \quad (17)$$

$$T = F_{pI}l_{xI}. \quad (18)$$

Сила F_y стремится сдвинуть адаптер в плоскости фланца вдоль оси y .

Сила F_z стремится оторвать адаптер от фланца (в направлении оси z от плоскости x - y).

Момент M_x способствует повороту адаптера относительно оси x .

Момент M_y способствует повороту адаптера относительно оси y .

Крутящий момент T способствует повороту адаптера вокруг оси z .

Сила F_z и изгибающие моменты M_x и M_y способствуют раскрытию стыка, а сила F_y и крутящий момент T способствуют сдвигу скрепленных деталей.

Возможность раскрытия стыка и сдвига деталей устраняют затяжкой болтов силой $F_{зат}$.

Расчет будет состоять из следующих этапов:

1. Определение необходимой величины $F_{зат}$ для предотвращения раскрытия стыка.

2. Определение необходимой величины $F_{зат}$ для предотвращения сдвига деталей.
3. Выбор наибольшей величины силы $F_{зат}$.
4. Определение суммарной нагрузки, приходящийся на наиболее нагруженный болт.
5. Определение диаметра болта.

Расчет по условию нераскрытия стыка

Характер и величина нагрузки каждого болта под действием сил и моментов будет разной (таблица 3)

Таблица 3 – Характер нагружения болтов

Болт №	1	2	3	4
F_z	Растяжение	Растяжение	Растяжение	Растяжение
M_x	Растяжение	Растяжение	Сжатие	Сжатие
M_y	Сжатие	Растяжение	Растяжение	Сжатие

Согласно таблице 3 наиболее нагруженным является болт №2.

До приложения силы F_z и моментов M_x и M_y затяжка болтов 1, 2, 3, 4 образует с стыке напряжение смятия $\sigma_{зат}$

$$\sigma_{зат} = \frac{F_{зат}z}{A_{ст}}, \quad (19)$$

где $F_{зат}$ – осевая сила, возникающая от затяжки болтов;

z - число болтов;

$A_{ст}$ – площадь стыка.

$$A_{ст} = H_o B_o, \quad (20)$$

где H_o и B_o - размеры фланца стэнда (рисунки 17 и 18).

Действие силы F_z и изгибающих моментов M_x и M_y способствуют растяжению болта №2 и уменьшению $\sigma_{зат}$ на следующие величины

$$\sigma_z = \frac{F_z}{A_{ст}}, \quad (21)$$

$$\sigma_{Mx} = \frac{M_x}{W_{ст.х}}, \quad (22)$$

$$\sigma_{My} = \frac{M_y}{W_{ст.у}}, \quad (23)$$

где $W_{ст.х}$ и $W_{ст.у}$ – моменты сопротивления изгибу для площади стыка относительно осей x и y соответственно.

$$W_{ст.х} = \frac{B_o H_o^2}{6},$$

$$W_{ст.у} = \frac{H_o B_o^2}{6}.$$

Тогда условие нераскрытия стыка для болта №2 запишется следующим образом

$$\sigma_{зат} \geq K(\sigma_z + \sigma_{Mx} + \sigma_{My}), \quad (24)$$

где $K=1,3 - 2$ – коэффициент запаса по нераскрытию стыка.

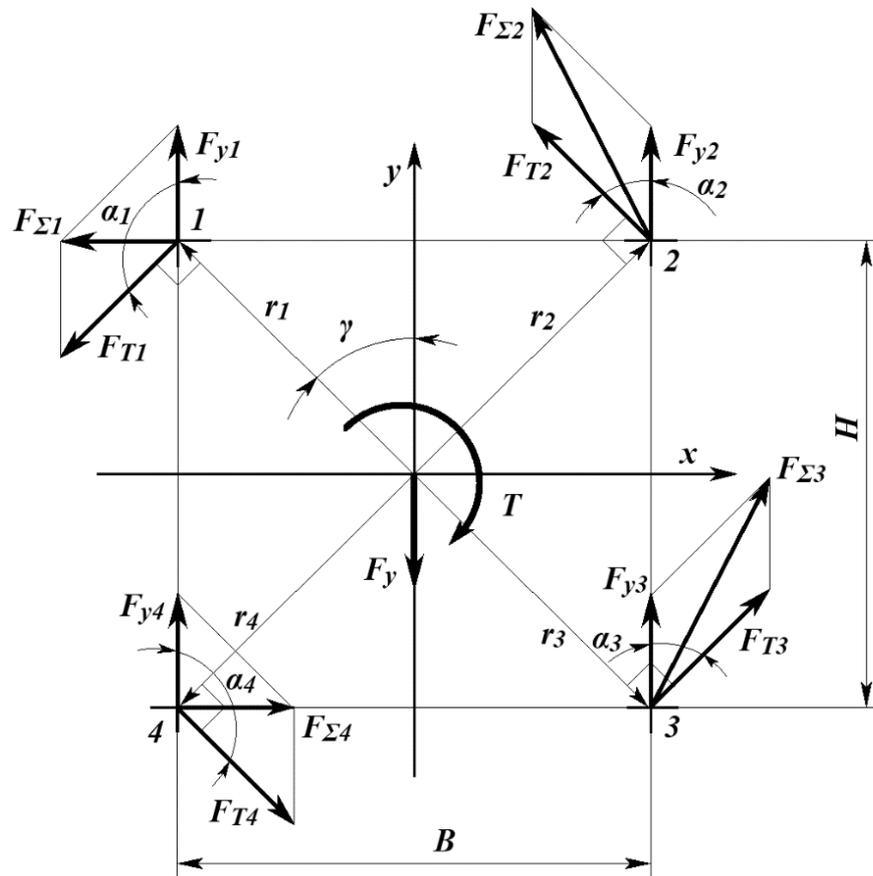
При известном $\sigma_{зат}$ из выражения (19) определяем $F_{зат}$

$$F_{зат} = \frac{\sigma_{зат} A_{ст}}{Z}. \quad (25)$$

При расчете $F_{зат}$ для других болтов знаки перед напряжениями σ_z , σ_{Mx} и σ_{My} в выражении (2) необходимо ставить в соответствие с таблицей 3.

Расчет по условию отсутствия сдвига

Расчетная схема для определения сдвигающих сил, действующих на болты соединения показана на рисунке 19. Каждый болт нагружается силами F_{yi} и F_{Ti} соответственно от силы F_y и крутящего момента T [6].



F_{yi} – нагрузка по болтам от силы F_y ; F_{Ti} – нагрузка по болтам от крутящего момента T .

Рисунок 19 – Расчетная схема для определения сдвигающих сил на болты соединения

Нагрузка от силы F_y распределяется по болтам равномерно

$$F_{yi} = \frac{F_y}{z}, \quad (26)$$

где z – число болтов соединения.

Нагрузки от крутящего момента (реакции $F_{T1}, F_{T2}, F_{T3}, F_{T4}$) распределяются пропорционально их деформациям при повороте адаптера. В свою очередь деформации пропорциональны расстояниям болтов от центра тяжести стыка, которая является центром поворота. Направление реакций перпендикулярны радиусам r_1, r_2, r_3, r_4 .

Условие равновесия при этом выразиться следующим образом

$$T = F_{T1}r_1 + F_{T2}r_2 + F_{T3}r_3 + F_{T4}r_4, \quad (27)$$

при этом

$$\frac{F_{T1}}{F_{T2}} = \frac{r_1}{r_2}; \dots; \frac{F_{T1}}{F_{Tz}} = \frac{r_1}{r_z}. \quad (28)$$

С учетом (27) и (28) можно получить выражение для определения F_{Ti} в общем виде

$$F_{Ti} = \frac{Tr_i}{\Sigma(r_i^2)}. \quad (29)$$

или для рассматриваемого случая

$$F_{T2} = \frac{Tr_2}{r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + r_4^2}. \quad (30)$$

Суммарную нагрузку на каждый болт определяют геометрическим суммированием соответствующих сил F_{yi} и F_{Ti}

$$F_{\Sigma i} = \sqrt{F_{Ti}^2 + F_{yi}^2 + 2F_{Ti}F_{yi} \cos \alpha_i}, \quad (31)$$

где α_i – угол между направлениями сил F_{yi} и F_{Ti} (рисунок 19).

Из рисунка 19 можно определить

$$\alpha_1 = 90^\circ + \gamma;$$

$$\alpha_2 = 90^\circ - \gamma;$$

$$\alpha_3 = 90^\circ - \gamma;$$

$$\alpha_4 = 90^\circ + \gamma.$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{B}{H}.$$

Так как по условию задачи болты затягиваются одинаково, то дальнейший расчет ведется для болта, на которую действует наибольшая суммарная нагрузка $F_{\Sigma max}$ полученная из выражения 31. Наиболее нагруженными будут болты, на которых действующие силы F_{yi} и F_{Ti} имеют наиболее близкие друг к другу направления (угол $\alpha \rightarrow \min$). Сказанное справедливо для болтов с номерами 2 и 3 (рисунок 19).

Соединение будет прочным, если создаваемая силой затяжки $F_{зат}$, равнодействующая сил трения под каждым болтом не меньше, чем равнодействующая от сил F_y и F_T .

$$F_{зат} f \geq K F_{\Sigma max}, \quad (32)$$

где $K=1.3 - 2$ – коэффициент запаса по сдвигу;

f - коэффициент трения в стыке (для стали по стали или чугуна $f=0,15 - 0,2$).

В рассматриваемой системе присутствует сила F_z , которая направлена перпендикулярно стыку и способствует ослаблению давления в стыке. Тогда выражение (32) преобразуется к следующему виду

$$F_{зат} \geq \left(\frac{K F_{\Sigma max} z}{f} + F_z \right) \frac{1}{z}. \quad (33)$$

Расчет параметров болта ведется по наибольшему значению силы затяжки $F_{\text{зат}}$, полученной при оценке нераскрытия стыка и отсутствия сдвига по формулам (25) и (33).

На стержень болта в процессе эксплуатации действуют сила затяжки $F_{\text{зат}}$ и внешняя нагрузка F

$$F_{\text{б}} = KF_{\text{зат}} + \chi F, \quad (34)$$

где $F_{\text{б}}$ - осевая сила, действующая на стержень болта;

$K=1,3$ – коэффициент, учитывающий напряжения кручения при предварительной затяжке болтов;

$\chi=0,2 - 0,3$ – коэффициент внешней нагрузки (учитывает приращение нагрузки болта в долях от силы F).

Внешняя осевая сила, действующая на наиболее загруженный болт №2

$$F = F_{Fz} + F_{Mx} + F_{My}, \quad (35)$$

где F_{Fz} – сила, действующая на стержень одного болта от силы F_z ;

F_{Mx}, F_{My} – силы, действующие на стержень болта от моментов M_x и M_y соответственно.

Сила F_z распределяется по болтам равномерно

$$F_{Fz} = \frac{F_z}{z}. \quad (36)$$

Растягивающая сила на стержне болтов №1 и №2 от момента M_x

$$F_{Mx} = \frac{M_x}{H}. \quad (37)$$

Растягивающая сила на стержне болтов №2 и №3 от момента M_y

$$F_{My} = \frac{M_y}{B}. \quad (38)$$

Внутренний диаметр резьбы болта

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_6}{\pi[\sigma]}}, \quad (39)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение материала болта на растяжение.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{s}, \quad (40)$$

где σ_T – предел текучести материала болта (таблица 4);

s - коэффициент запаса прочности (при статической отрывающей нагрузке и контролируемой затяжке $s=1,2 - 1,5$)

При первоначальном расчете, в целях снижения стоимости конструкции, следует выбирать болты класса прочности 3.6.

Таблица 4 – Классы прочности и механические свойства болтов, винтов и шпилек

Класс прочности	Предел прочности σ_B , МПа		Предел текучести σ_T , МПа	Марка стали	
	<i>min</i>	<i>max</i>		болта	гайки
3.6	340; 300	490	200	Ст3; 10	Ст3
4.6	400	550	240	20	Ст3
5.6	500	700	300	30; 35	10

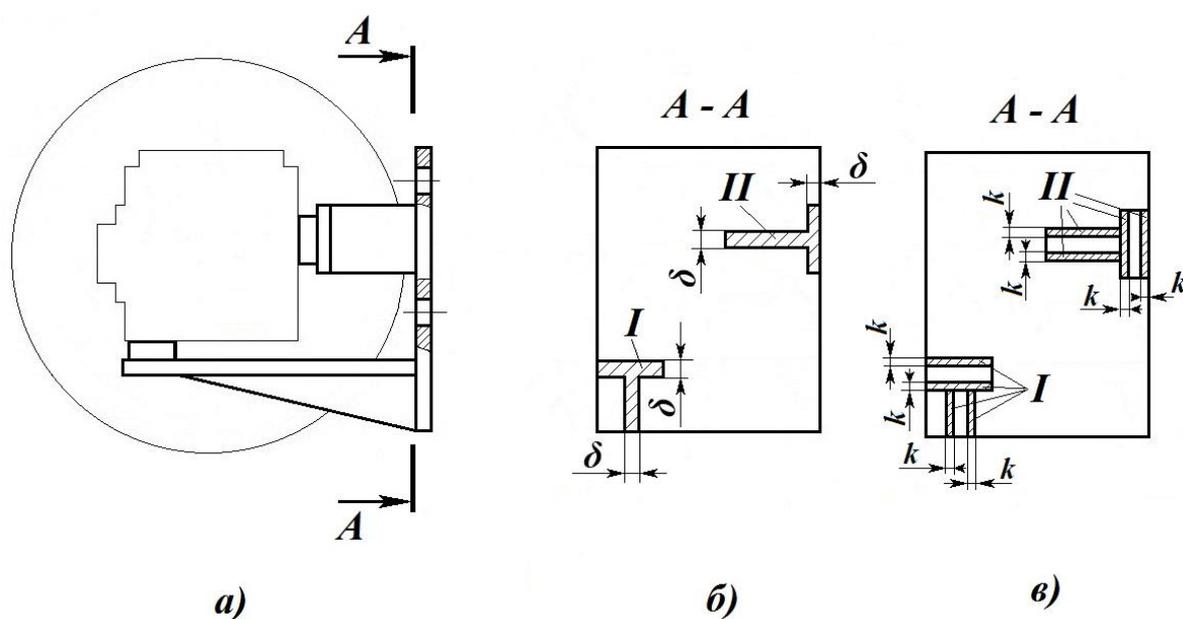
По полученному значению внутреннего диаметра болта d_1 определить его наружный (или номинальный диаметр) d . Для этого можно воспользоваться выражением 9 и приложением Б.

Если полученное значение диаметра d будет больше чем диаметр отверстий на фланце стэнда, то расчет по формуле 39 необходимо повторить для болтов более высокого класса прочности.

13 Расчет на прочность сварного соединения кронштейн - опорная плита адаптера

Чаще всего адаптер имеет сложную пространственную конструкцию с множеством элементов. Полный расчет на прочность таких деталей может представлять достаточную трудоемкость. В рамках курсовой работы студенту представляется выполнить расчет сварного соединения крепления кронштейнов (или одного кронштейна) к опорной плите (разрез А-А, рисунок 20а). Исходными данными для расчета являются:

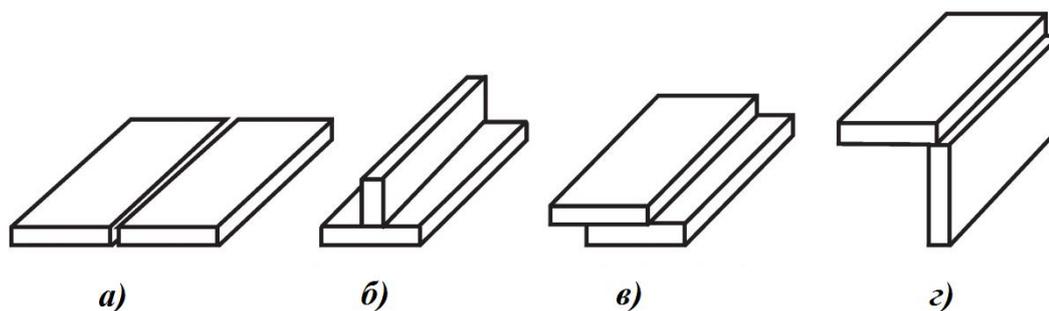
- величины и расположение сил F_c и F_p ;
- форма, размеры и расположение сварочного шва.



a – расположение расчетного сечения; b и c – формы шва в зависимости технологии выполнения работ; δ – толщина свариваемых деталей; k – ширина опасного сечения сварного шва.

Рисунок 20 – Схемы расположения сварных соединений кронштейнов адаптера и опорной плиты

В зависимости от расположения соединяемых частей различают следующие виды сварных соединений (рисунок 21): стыковые, нахлесточные, с накладками, угловые, тавровые [7].



a – стыковое; b – тавровое; c – нахлесточное; d – угловое.

Рисунок 21 – Виды сварных соединений

В тавровом соединении (рисунок 22) элементы расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях. Соединение может быть выполнено стыковым швом с разделкой кромок (рисунок 22а) или угловыми швами без разделки кромок (рисунок 22б)

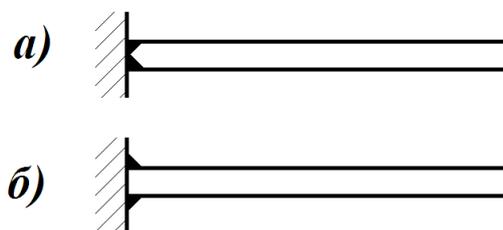


Рисунок 22 – Схема таврового соединения

В случае выполнении сварного соединения с разделкой кромок расчет прочности шва выполняется по размерам сечения детали в этой зоне (рисунок 20б).

Расчет производится в несколько этапов:

- определение геометрических характеристик соединения;

- разработка расчетной схемы;
- проверка условия прочности соединения.

Определение геометрических характеристик сварного стыка

В случае выполнения соединения с разделкой кромок сварной шов в рассматриваемом примере будет иметь форму тавра (элементы *I* и *II*, рисунок 29б).

Для выполнения расчетов необходимо в масштабе вычертить расчетное сечение (рисунок 23).

Исходными данными для расчетов являются:

- площади фигур *I* и *II* – A_1 и A_2 ;
- координаты центров тяжести фигур (положения осей x_1, y_1, x_2, y_2);
- моменты инерции фигур *I* и *II* – $J_{x1}, J_{x2}, J_{y1}, J_{y2}$.

Площади фигур *I* и *II*, координаты центров тяжести и моменты инерции определяются с использованием справочных данных (Приложение В).

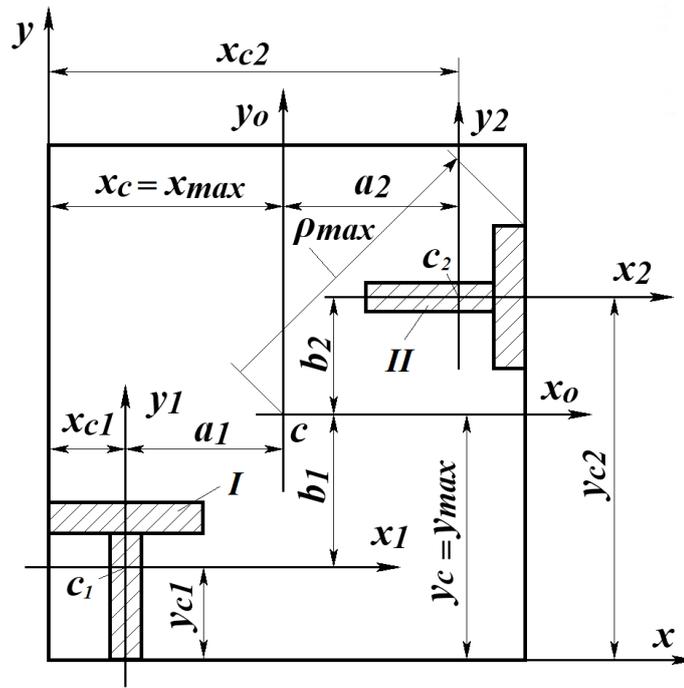
$$A = A_1 + A_2. \quad (41)$$

где A_1 и A_2 – площади элементов *1* и *2* соответственно.

$$S_y = A_1 x_{c1} + A_2 x_{c2}, \quad (42)$$

$$S_x = A_1 y_{c1} + A_2 y_{c2}, \quad (43)$$

где $x_{c1}, x_{c2}, y_{c1}, y_{c2}$ – расстояния от центров тяжести фигур *1* и *2* до вспомогательных осей x и y .



I, II – сварные швы; x, y – вспомогательные оси координат; x_1, y_1, x_2, y_2 – центральные оси фигур *I* и *II*; c_1, c_2 – центры тяжести фигур *I* и *II*; c – центр тяжести расчетного сечения; x_o, y_o – центральные оси расчетного сечения.

Рисунок 23 – Схема расположения сварных швов на опорной плите адаптера

Определяем осевые J_{x_o} и J_{y_o} и полярный J_{p_o} моменты инерции расчетного сечения [8]

$$J_{x_o} = (J_{x_1} + b_1^2 A_1) + (J_{x_2} + b_2^2 A_2), \quad (44)$$

$$J_{y_o} = (J_{y_1} + a_1^2 A_1) + (J_{y_2} + a_2^2 A_2), \quad (45)$$

$$J_{p_o} = J_{x_o} + J_{y_o}. \quad (46)$$

Определяем осевые W_x, W_y и полярный W_p моменты сопротивления

$$W_x = \frac{J_{x_o}}{y_{max}}, \quad (47)$$

$$W_y = \frac{J_{y0}}{x_{max}}, \quad (48)$$

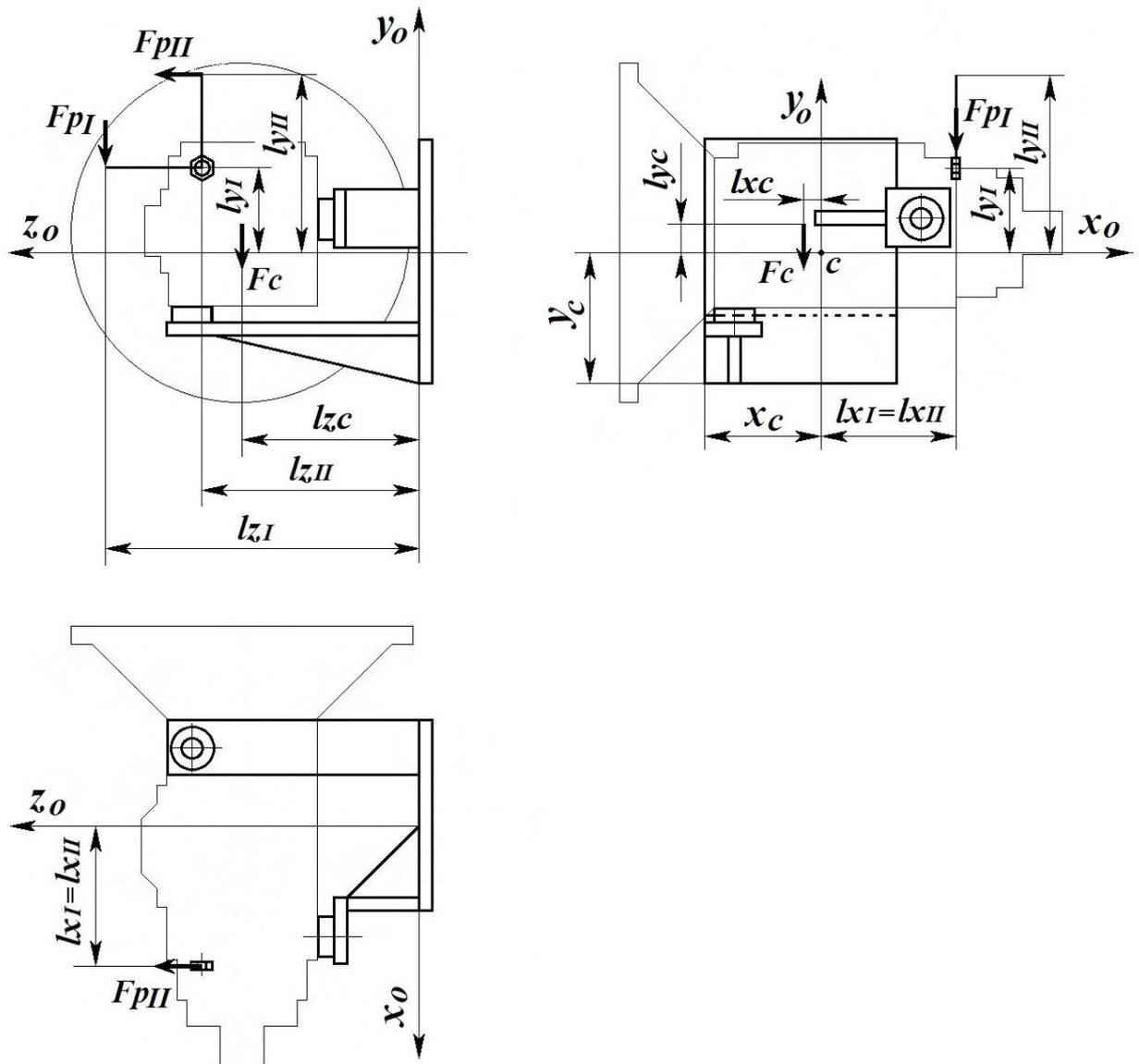
$$W_p = \frac{J_{p0}}{\rho_{max}}, \quad (49)$$

Где u_{max} , x_{max} , – максимальные расстояния от центральных осей симметрии x_0 и y_0 до наиболее удаленных точек по направлениям осей;

ρ_{max} –расстояние от центра тяжести сечения s до наиболее удаленной точки сечения.

Разработка расчетной схемы

Для разработки расчетной схемы комбинированного сварного соединения (по аналогии расчета группового резьбового соединения фланец-адаптер) необходимо определить координаты сил F_c , F_{pI} , F_{pII} относительно полученного ранее положения центра тяжести s расчетного сечения (рисунок 24).



l_{xI} , l_{xII} , l_{xc} , l_{yI} , l_{yII} , l_{yc} , l_{zI} , l_{zII} , l_{zc} - расстояния от центра тяжести расчетного сечения до точек приложения сил F_{pI} , F_{pII} , по направлениям осей x_c , y_c , z_c .

Рисунок 24 – Схема для определения координат сил F_c , F_{pI} , F_{pII} относительно центра тяжести c расчетного сечения

Далее необходимо привести все силы и моменты к центру тяжести c расчетного сечения по вычисленным ранее значениям координат x_0 и y_0 (рисунок 25).

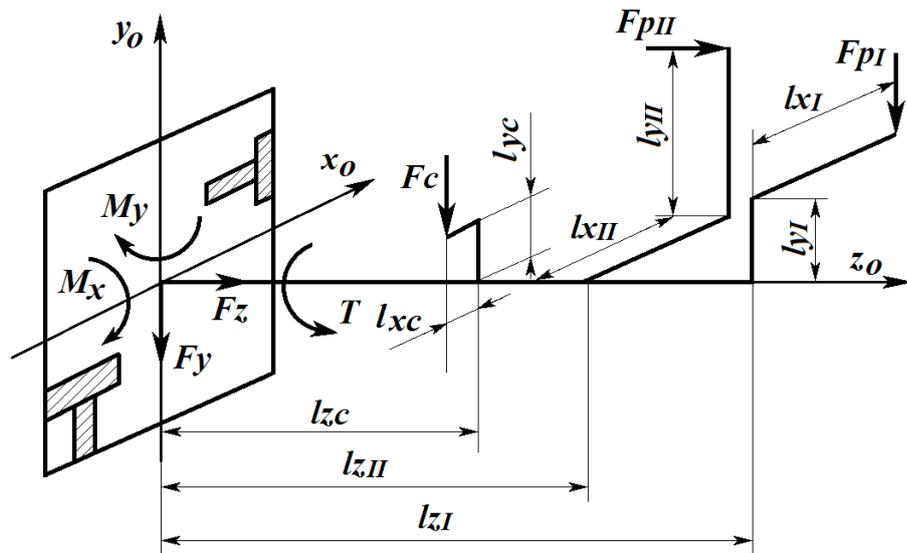


Рисунок 25 – Схема для расчета комбинированного сварного шва

Из рисунка 25 определим:

$$M_x = F_c l_{zc} + F_{pII} l_{yII} + F_{pI} l_{zI}, \quad (50)$$

$$M_y = F_{pII} l_{xII}, \quad (51)$$

$$F_y = F_c + F_{pI}, \quad (52)$$

$$F_z = F_{pII}, \quad (53)$$

$$T = F_c l_{xc} - F_{pI} l_{xI}. \quad (54)$$

Условие прочности для стыкового шва будет выражаться следующим образом [9]

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_{Mx} + \sigma_{My} + \sigma_{Fz})^2 + 3(\tau_y + \tau_T)^2} \leq [\sigma'], \quad (55)$$

где σ' - расчетное напряжение в расчетном сечении при растяжении;

σ_{M_x} , σ_{M_y} , σ_{F_z} – расчетные напряжения в сварном шве при растяжении от действия моментов M_x , M_y и силы F_z соответственно:

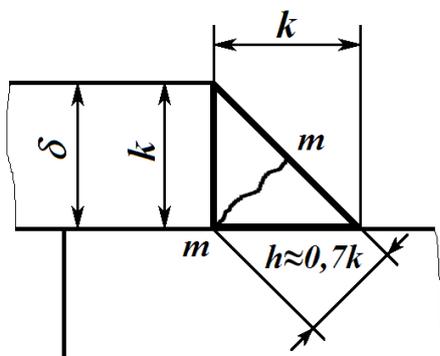
τ_y , τ_T – расчетные касательные напряжения в шве при действии силы F_y и крутящего момента T ;

$[\sigma']$ – допускаемое напряжение в расчетном сечении при растяжении (таблица 5).

$$\sigma_{M_x} = \frac{M_x}{W_x}, \quad \sigma_{M_y} = \frac{M_y}{W_y}, \quad \tau_{F_y} = \frac{F_y}{A}, \quad \sigma_{F_z} = \frac{F_z}{A}, \quad \tau_T = \frac{T}{W_p}. \quad (56)$$

В случае выполнения соединения угловыми швами без разделки кромок расчетное сечение будет иметь вид в соответствии с рисунком 20в.

Основными параметрами углового шва являются катет k и высота h (рисунок 26). Для нормального шва $h = k \cdot \sin 45^\circ \approx 0,7k$. В большинстве случаев принимают $k = \delta$. Разрушение углового шва происходит по сечению $m-m$ совпадающая с биссекторным сечением шва.



δ – толщина скрепляемой детали; $m-m$ – линия, по которой происходит разрушение шва при действии растягивающих сил и изгибающих моментов.

Рисунок 26 – Схема углового сварного шва

Условие прочности расчетного сечения, сформированного посредством УГЛОВЫХ ШВОВ

$$\tau' = \sqrt{(\tau_{M_x} + \tau_{M_y} + \tau_{F_y} + \tau_{F_z})^2 + \tau_T^2} \leq [\tau'], \quad (57)$$

где τ' - расчетное касательное напряжение в расчетном сечении;

$\tau_{M_x}, \tau_{M_y}, \tau_{F_y}, \tau_{F_z}$ – расчетные касательные напряжения в шве от действия моментов M_x, M_y и сил F_x, F_z соответственно:

τ_T – расчетное касательное напряжение в шве при действии крутящего момента T ;

$[\sigma']$ – допускаемое касательное напряжение в расчетном сечении (таблица 5).

$$\tau_{M_x} = \frac{M_x}{W_x}, \quad \tau_{M_y} = \frac{M_y}{W_y}, \quad \tau_{F_y} = \frac{F_y}{A}, \quad \tau_{F_z} = \frac{F_z}{A}, \quad \tau_T = \frac{T}{W_p}. \quad (58)$$

При расчете машиностроительных конструкций из низкоуглеродистых и низколегированных сталей допускаемые напряжения сварных швов при статических нагрузках принимают в зависимости от допускаемого напряжения на растяжение основного металла (таблица 5)

В дополнение к тавровым соединению кронштейнов к опорной плите может быть выполнено нахлестом. Нахлесточное соединение выполняется с помощью угловых швов (рисунок 27). В зависимости от расположения различают швы лобовые, фланговые и косые. Лобовой шов расположен перпендикулярно, а фланговый – параллельно линии действия нагружающей силы. Обычно применяют комбинированное соединение фланговыми и лобовыми швами.

Основными напряжениями для флангового и лобового шва являются касательные напряжения. На практике длину фланговых швов ограничивают условием $l_{\phi} \leq 50k$.

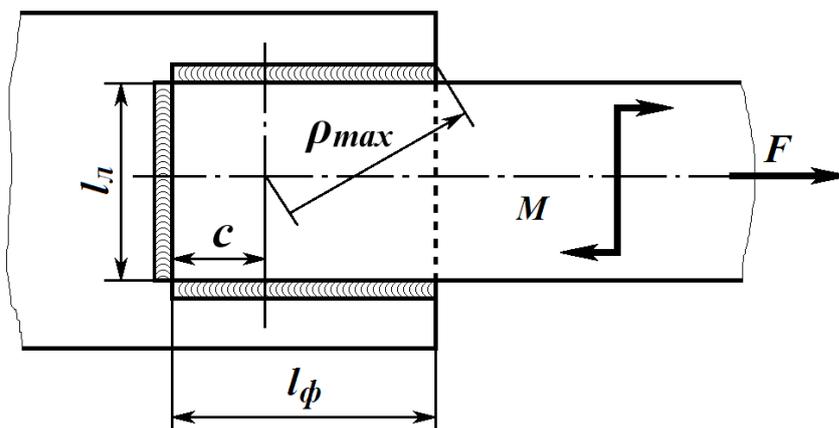


Рисунок 27 – Схема комбинированного нахлесточного соединения, нагруженного изгибающим моментом M и растягивающей силой F

Суммарные максимальные напряжения при действии на соединение изгибающего момента и растягивающей силы определяют по формуле

$$\tau = \tau_F + \tau_M \leq [\tau'], \quad (59)$$

где τ_F – расчетное напряжение среза от действия силы F ;

τ_M – расчетное напряжение среза от действия момента M .

Значение τ_F определяют по выражению

$$\tau_F = \frac{F}{0,7k2l_\phi} + \frac{F}{0,7kl_\lambda} = \frac{F}{[0,7k(2l_\phi + l_\lambda)]}, \quad (60)$$

где τ_F – расчетное напряжение среза в шве;

$0,7k$ – толщина углового шва.

$$\tau_M = \frac{M\rho_{max}}{J_p},$$

где ρ_{max} – расстояние от центра тяжести площади опасных сечений до наиболее удаленной точки шва;

J_p – полярный момент инерции площади опасных сечений шва относительно центра тяжести этой площади.

Положение центра тяжести опасной площади

$$c = \frac{l_\phi^2}{l_l + 2l_\phi}. \quad (61)$$

$$\rho_{max} = \sqrt{\left(\frac{l_\phi}{2}\right)^2 + (l_l - c)^2}. \quad (62)$$

Полярный момент инерции площади сечения шва определяется как сумма осевых моментов инерции J_x и J_y для лобового шва (индекс - л) и фронтального шва (индекс - ф).

$$J_p = J_{xл} + J_{yл} + J_{xф} + J_{yф}. \quad (63)$$

Для вычисления J_p можно пользоваться формулой

$$J_p = 0,7k \left\{ \left(\frac{l_l^3}{12} + l_l c^2 \right) + 2 \left[\frac{(l_\phi - c)^3 + c^3}{3} + \frac{l_l^3 l_\phi}{4} \right] \right\}. \quad (64)$$

Таблица 5 – Допускаемые напряжения сварных швов.

Вид технологического процесса сварки	Допускаемые напряжения в швах при		
	растяжении [σ'] _р	сжатию [σ'] _{сж}	срезе [τ']
Автоматическая под флюсом, ручная электродами Э42А, и Э50А, контактная стыковая	[σ] _р	[σ] _р	0,65[σ] _р
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50, газовая сварка	0,9[σ] _р	[σ] _р	0,6[σ] _р
Контактная точечная и шовная	--	--	0,5[σ] _р
Примечание. В таблице [σ] _р = σ_T/s – допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей при статических нагрузках (Для металлических конструкций запас прочности $s \approx 1,4 - 1,6$.)			

Для стали Ст-3 ГОСТ 380-2005 $\sigma_T=220$ МПа.

14 Расчет крепления агрегата к адаптеру

Обычно для крепления агрегата к адаптеру используют резьбовые элементы самого агрегата. Это могут быть резьбовые отверстия или резьбовые шпильки. В некоторых случаях данный подход позволяет упростить конструкцию адаптера. В проекте необходимо проверить эти элементы на прочность.

На рисунке 28 представлен вариант крепления агрегата 2 на адаптере 4 при помощи двух винтов 1 и 3 с перпендикулярно расположенными осями, вворачиваемых в резьбовые отверстия агрегата.

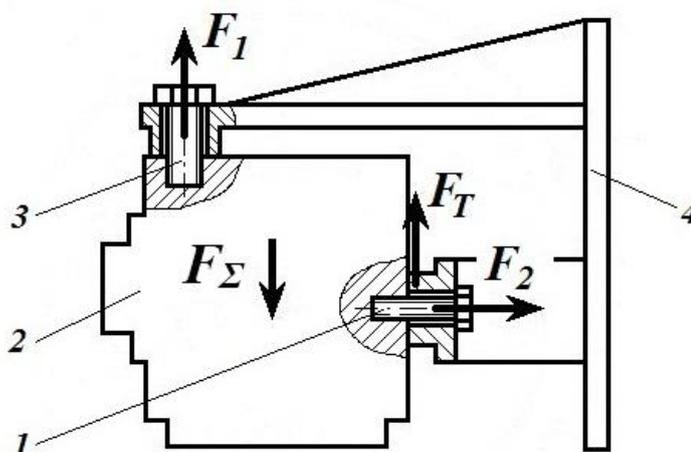


Рисунок 28 – Схема закрепления агрегата на адаптере с помощью резьбовых элементов самого агрегата

Условие равновесия для представленного случая будет выражаться следующим образом

$$F_{\Sigma} \leq F_1 + F_T, \quad (65)$$

где F_{Σ} – суммарная сила, действующая на агрегат при выполнении работ;

F_1 – сила затяжки винта 1;

$$F_{\Sigma} = F_c + F_p. \quad (66)$$

F_T – сила трения, возникающая от действия силы F_2 между корпусом агрегата и адаптером.

$$F_T = F_2 f, \quad (67)$$

где F_2 – сила затяжки винта 2;

f - коэффициент трения в контакте агрегат-адаптер (для пары сталь по стали можно принимать $f=0,16 - 0,2$).

Подставляя выражения (66) и (67) в (65) получим

$$F_c + F_p \leq F_1 + F_2 f. \quad (68)$$

Силы F_1 и F_2 определяются с использованием методики, изложенной в разделе 10, при известных значениях диаметров винтов 1 и 2.

Аналогичным образом выполняется расчет в случае использования фланцевых отверстий агрегата.

В случае отсутствия подходящих резьбовых элементов для крепления агрегата могут быть использованы дополнительные зажимные устройства (рисунок 29 и рисунок 30).

На рисунке 29 агрегат 7 крепится к адаптеру 4 за выступы 6 и 8 при помощи двух зажимных устройств, состоящих из гаек 1 и 12, шпилек 5 и 9, опор 3 и 11, планок 2 и 10.

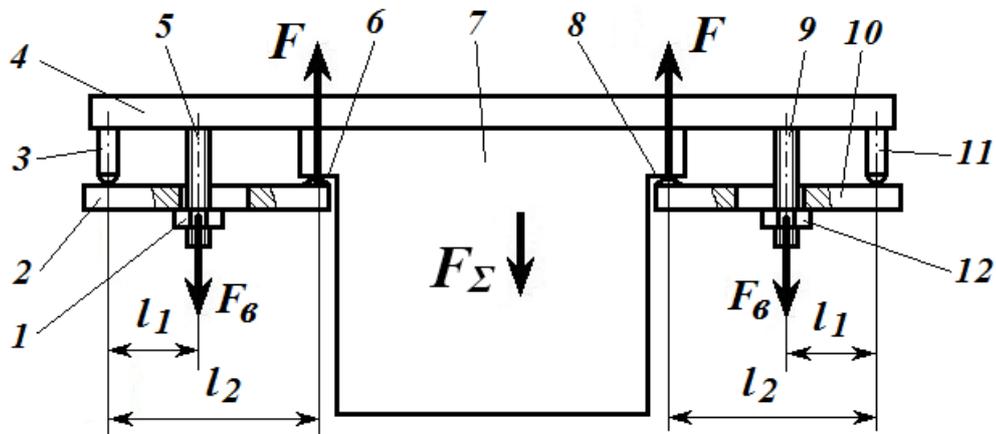


Рисунок 29 – Схема закрепления агрегата при помощи зажимных устройств

Условие равновесия будет выражаться выражением

$$F_{\Sigma} \leq 2F, \quad (69)$$

$$F = \frac{F_B l_1}{l_2 \eta}, \quad (70)$$

где η – КПД зажимного механизма ($\eta=0,85 - 0,95$).

Схема на рисунке 30 может быть использована в случае достаточной прочности корпуса агрегата. В этом случае равновесие обеспечивается за счет сил трения, возникающих между зажимным механизмом и корпусом агрегата [10].

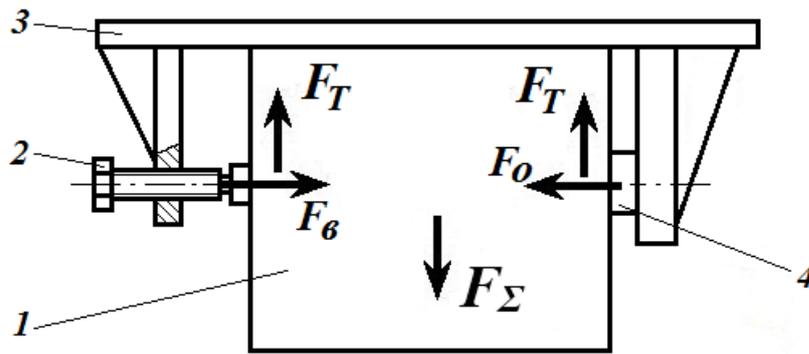


Рисунок 30 – Схема закрепления агрегата с использованием сил трения.
Условие равновесия будет иметь следующий вид

$$F_{\Sigma} \leq F_T, \quad (71)$$

$$F_T = F_B f = F_0 f. \quad (72)$$

Номинальный (наружный) диаметр винта определяется по формуле

$$d = C \sqrt{\frac{F_B}{[\sigma]}}, \quad (73)$$

где C – коэффициент (для основной метрической резьбы $C=1,4$);

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение растяжения (сжатия) для материала винта
(для винтов из стали 45 $[\sigma]=80 - 90$ МПа).

Список использованных источников

1. СТО 02069024.101-2015 РАБОТЫ СТУДЕНЧЕСКИЕ. Общие требования и правила оформления. - Режим доступа: http://www.osu.ru/docs/official/standart/standart_101-2015_.pdf
2. Бондаренко, Е.В Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования: учебник для студ. высш. учеб. заведений/ Е.В. Бондаренко, Р.С. Фаскиев. –М.:Издательский центр «Академия», 2011. – 304 с. – ISBN 978-5-7695-6001-9.
3. Олофинская, В.П. Техническая механика: курс лекций с вариантами практических и тестовых занятий: учебное пособие– 2-е изд. /В.П. Олофинская – М:ФОРУМ: ИНФРА – М, 2007. – 349 с. – ISBN 978-5-91134-114-5.
4. Кудрин, А.И., Основы расчета нестандартизованного оборудования для технического обслуживания и текущего ремонта автомобилей: учебное пособие/А.И. Кудрин. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. - 168 с.
5. Панасенко, Н.Н. Расчет и проектирование болтовых соединений сварных металлоконструкций: учебное пособие/ Н.Н. Панасенко, В.В. Смирнов; под ред. проф. д-ра тех. наук Н.Н. Панасенко – Астрахань: Астраханский государственный университет, Издательский дом «Астраханский университет», 2014. – 143 с. – ISBN 978-5-9926-0788-8.
6. Иванов, М.Н. Детали машин: учеб. для студентов вузов/ Под ред. В.А. Финогенова. – 6-е изд., переб. – М.:Высш. школа, 2000. – 383 с. – ISBN 5-06-003537-9.
7. Коновалов, А.Б. Сварные соединения: учебное пособие/ А.Б. Коновалов, А.Л. Кириленко, М.В. Аввакумов. - ГОУВПО СПбГТУРП. – СПб., 2010. – 97 с.
8. Колотвин, А.В. Определение геометрических характеристик плоских сечений: методические указания к выполнению расчетно-проектировочных работ по сопротивлению материалов/ А.В. Колотвин, Р.В. Ромашов – Оренбург: ГОУ ОГУ, 2008. – 43 с.
9. Аркуша, А.И. Техническая механика: Теоретическая механика и сопротивление

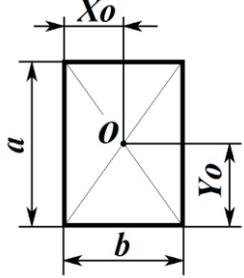
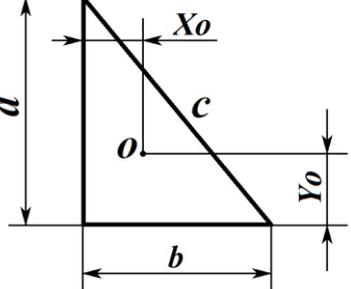
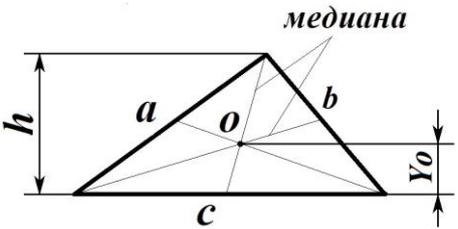
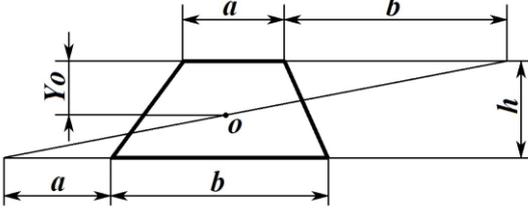
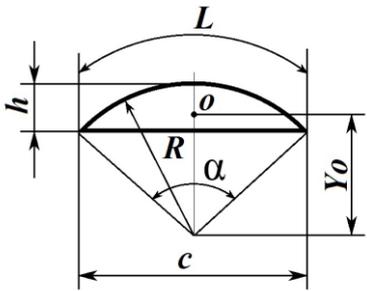
материалов: учеб. для средних проф. учеб. заведений. – 3-е изд., испр./А.И. Аркуша – М.:Высш. шк., 2000 – 352 с. – ISBN 5-06-003493-3

10. Фаскиев, Р.С. Проектирование приспособлений. учебное пособие/ Р.С. Фаскиев, Е.В. Бондаренко – Оренбург: ИПК ГОУ ОГУ, 2006. – 178 с. – ISBN 5-7410-0496-2

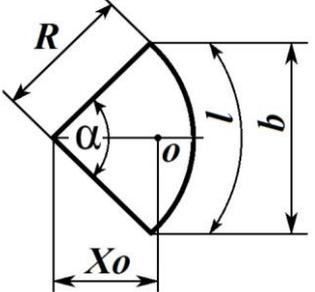
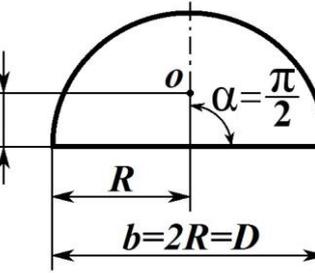
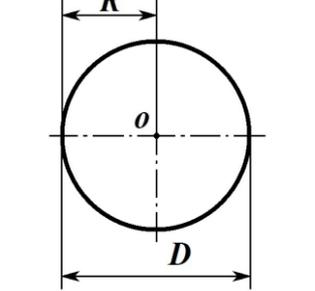
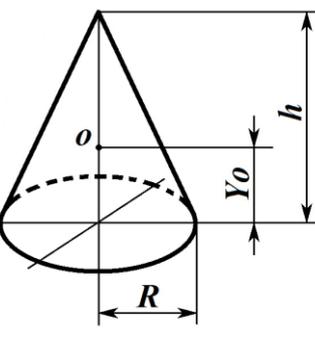
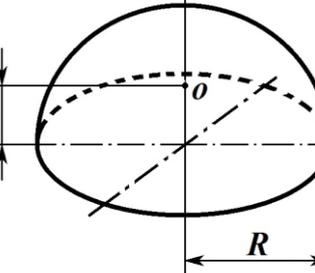
Приложение А

(справочное)

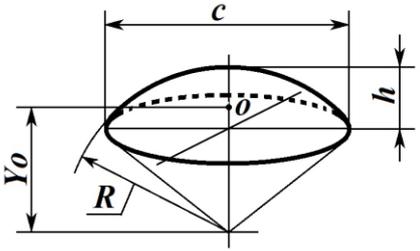
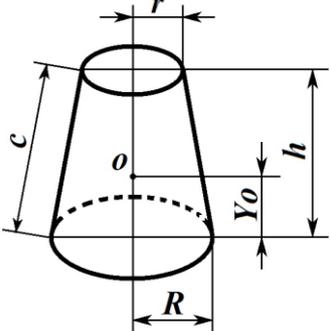
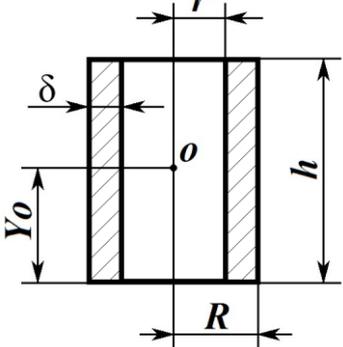
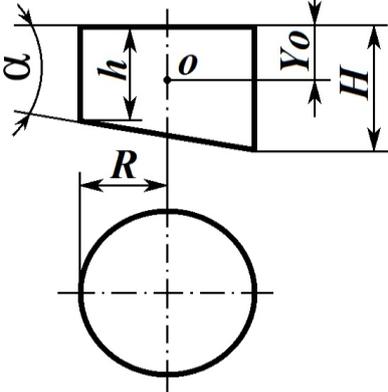
Таблица А1 - Центры тяжести, площади и объемы простых фигур

Фигура	Схема	Площадь, S Объем, U Расстояние до центра тяжести, x_o, y_o
Прямоугольник		$S = ab,$ $X_o = \frac{b}{2},$ $Y_o = \frac{a}{2}$
Прямоугольный треугольник		$S = \frac{ab}{2},$ $X_o = \frac{b}{3},$ $Y_o = \frac{a}{3}$
Треугольник		$S = \sqrt{P(P-a)(P-b)(P-c)},$ $P = \frac{a+b+c}{2},$ $Y_o = \frac{h}{3}$
Трапеция		$S = \frac{(a+b)h}{2},$ $Y_o = \frac{h}{3} \cdot \frac{(2b+a)}{(a+b)}$
Сегмент		$S = \frac{1}{2}[RL - c(R-h)],$ $R = \frac{c^2 + 4h^2}{8h},$ $h = R - \frac{1}{2}\sqrt{4R^2 - c^2},$ $L = 0,01745R\alpha,$ $\alpha = \frac{57,296L}{R},$ $Y_o = \frac{c^3}{12S}$

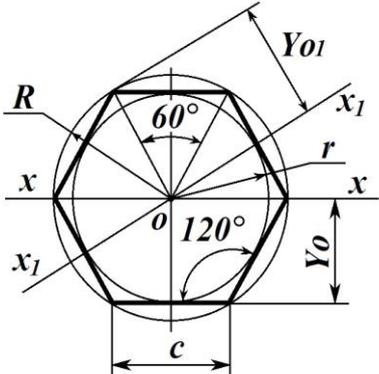
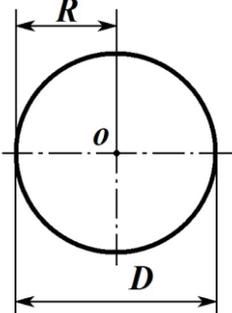
Продолжение таблицы А.1

Фигура	Схема	Площадь, S Объем, U Расстояние до центра тяжести, x_o, y_o
Сектор		$S = \frac{\pi R^2 \alpha}{360},$ $X_o = \frac{2Rb}{3l} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi R^2 b \alpha}{180}$
Полукруг		$S = \frac{\pi D^2}{8},$ $X_o = \frac{4}{3} \cdot \frac{R}{\pi}$
Круг		$S = \frac{\pi D^2}{4} = \pi R^2$
Конус		$U = \frac{1}{3} \pi R^2 h,$ $Y_o = \frac{1}{4} h$
Полу-сфера		$U = \frac{2}{3} \pi R^3,$ $X_o = \frac{3}{8} R$

Продолжение таблицы А.1

Фигура	Схема	Площадь, S Объем, U Расстояние до центра тяжести, x_o, y_o
Сегмент шара		$U = \pi h^2 \left(R - \frac{h}{3} \right) = \pi h \left(\frac{c^2}{8} + \frac{h^2}{6} \right),$ $Y_o = \frac{3}{4} \cdot \frac{(2R - h)^2}{3R - h}$
Усеченный конус		$U = (R^2 + r^2 + Rr) \frac{\pi h}{3},$ $Y_o = \frac{h}{4} \left(\frac{R^2 + 2Rr + 3r^2}{R^2 + Rr + r^2} \right)$
Полый цилиндр (труба)		$U = \pi h(R^2 - r^2) = \pi h \delta (R + r),$ $Y_o = \frac{h}{2}$
Косо-срезанный цилиндр		$U = \pi R^2 \frac{H + h}{2},$ $Y_o = \frac{H + h}{4} + \frac{1}{4} \cdot \frac{R^2 \tan^2 \alpha}{H + h}$

Продолжение таблицы А.1

Фигура	Схема	Площадь, S Объем, U Расстояние до центра тяжести, x_o, y_o
Шести- угольник		$S = 2,598c^2 = 2,598R^2 = 3,464r^2,$ $R = c = 1,155r,$ $Y_o = 0,866R,$ $Y_{o1} = R$
Шар		$U = \frac{4}{3}\pi R^3 = \frac{1}{6}\pi D^3$

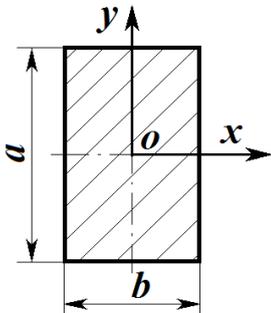
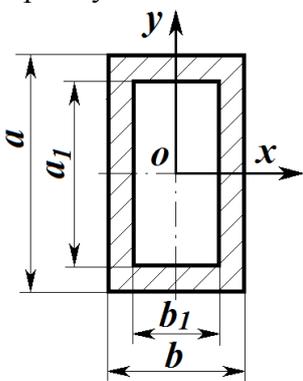
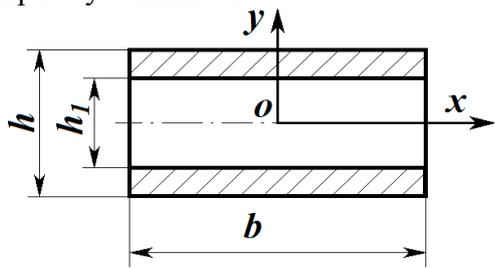
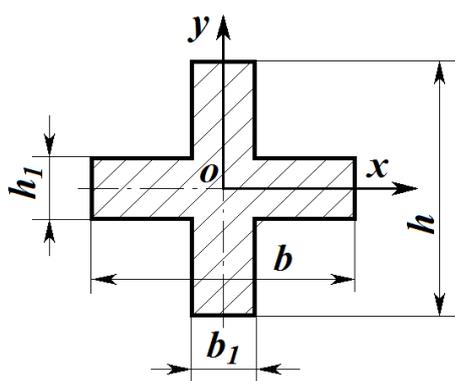
Приложение Б
(справочное)

Таблица Б1 – Диаметры и шаги метрической резьбы, мм (ГОСТ 8724-81)

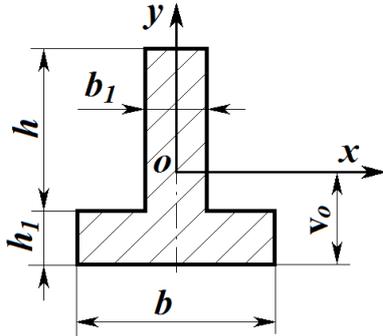
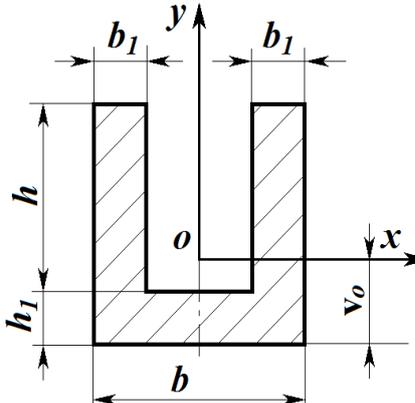
Диаметры			Шаги							
Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3	Крупный	Мелкие						
				0,5	0,75	1	1,25	1,5	2	3
5	--	--	0,8	0,5	--	--	--	--	--	--
6	--	7	1	0,5	0,75	--	--	--	--	--
8	--	9	1,25	0,5	0,75	1	--	--	--	--
10	--	--	1,5	0,5	0,75	1	1,25	--	--	--
12	--	--	1,75	0,5	0,75	1	1,25	1,5	--	--
16	14	--	2	0,5	0,75	1	1,25	1,5	--	--
20	18, 22	--	2,5	0,5	0,75	1	--	1,5	2	--
24	27	--	3	--	0,75	1	--	1,5	2	--
30	33	--	3,5	--	--	1	--	1,5	2	3
36	39	--	4	--	--	1	--	1,5	2	3

Приложение В (справочное)

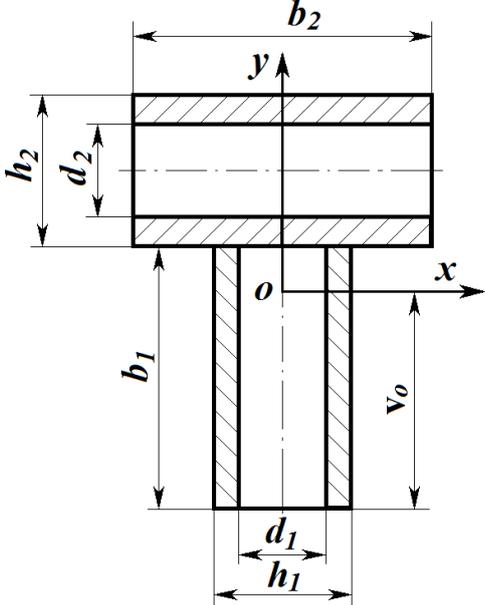
Таблица В1 – Моменты инерции и моменты сопротивления плоских фигур

Форма поперечного сечения	Осевой момент инерции, J	Момент сопротивления, W
<p>Прямоугольник</p> 	$J_x = \frac{ba^3}{12};$ $J_y = \frac{ab^3}{12}$	$W_x = \frac{ba^2}{6};$ $W_y = \frac{ab^2}{6}$
<p>Полый прямоугольник</p> 	$J_x = \frac{ba^3 - b_1a_1^3}{12};$ $J_y = \frac{ab^3 - a_1b_1^3}{12}$	$W_x = \frac{ba^3 - b_1a_1^3}{6a};$ $W_y = \frac{ab^3 - a_1b_1^3}{6b}$
<p>Сечение из двух равных прямоугольников</p> 	$J_x = \frac{b(h^3 - h_1^3)}{12};$ $J_y = \frac{b^3(h - h_1)}{12}$	$W_x = \frac{b(h^3 - h_1^3)}{6h};$ $W_y = \frac{b^2(h - h_1)}{6}$
<p>Крестообразное сечение</p> 	$J_x = \frac{b_1h^3 + (b - b_1)h_1^3}{12};$ $J_y = \frac{h_1b^3 + (h - h_1)b_1^3}{12}$	$W_x = \frac{b_1h^3 + (b - b_1)h_1^3}{6h};$ $W_y = \frac{h_1b^3 + (h - h_1)b_1^3}{6b}$

Продолжение таблицы В.1

Форма поперечного сечения	Осевой момент инерции, J	Момент сопротивления, W
<p>Тавр</p>  $v_o = \frac{bh_1^2 + b_1h(2h_1 + h)}{2(bh_1 + b_1h)}$	$J_x = \frac{bh_1^3 + b_1h^3}{12} + bh_1\left(v_o - \frac{h_1}{2}\right)^2 + b_1h\left(\frac{h}{2} + h_1 - v_o\right)^2;$ $J_y = \frac{hb_1^3 + h_1b^3}{12}$	<p>Для нижних волокон</p> $W_x = \frac{J_x}{v_o}.$ <p>Для верхних волокон</p> $W_x = \frac{J_x}{h + h_1 - v_o};$ $W_y = \frac{hb_1^3 + h_1b^3}{6b}$
<p>Корытное сечение</p>  $v_o = \frac{bh_1^2 + 2b_1h(2h_1 + h)}{2(bh_1 + 2b_1h)}$	$J_x = \frac{bh_1^3 + 2b_1h^3}{12} + bh_1\left(v_o - \frac{h_1}{2}\right)^2 + 2b_1h\left(\frac{h}{2} + h_1 - v_o\right)^2;$ $J_y = \frac{b^3(h + h_1)}{12} - \frac{h(b - 2b_1)^3}{12}$	$W_x = \frac{J_x}{h + h_1 - v_o};$ $W_y = \frac{b^3(h + h_1)}{6b} - \frac{h(b - 2b_1)^3}{6b}$

Продолжение таблицы В.1

Форма поперечного сечения	Осевой момент инерции, J	Момент сопротивления, W
<p>Сложное сечение из двух пар равных прямоугольников</p>  <p> $A_1 = b_1(h_1 - d_1);$ $A_2 = b_2(h_2 - d_2);$ $v_o = \frac{0,5A_1b_1 + A_2(b_1 + 0,5h_2)}{A_1 + A_2}.$ </p>	$J_x = \frac{b_1^3(h_1 - d_1)}{12} + A_1(v_o - 0,5b_1) + \frac{b_2(h_2^3 - d_2^3)}{12} + A_2(b_1 + 0,5h_2 - v_o);$ $J_y = \frac{b_1(h_1^3 - d_1^3)}{12} + \frac{b_2^3(h_2 - d_2)}{12}$	<p>Для верхних волокон</p> $W_x = \frac{J_x}{h_2 + b_1 - v_o};$ <p>Для нижних волокон</p> $W_x = \frac{J_x}{v_o};$ $J_y = \frac{J_y}{0,5b_2}$