

**В.И. ГОЛОВЧЕНКО**, к.т.н., вед. инж.-констр. НТК ЧАО „АзовЭлектроСталь”, Мариуполь;

**Н.Л. ИВАНИНА**, инж.-констр., НТК ЧАО „АзовЭлектроСталь”, Мариуполь

## ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КРЕПЛЕНИЯ ЦИСТЕРНЫ К ШАССИ АВТОТОПЛИВОЗАПРАВЩИКА ОТ СМЕЩЕНИЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ ПРОДОЛЬНОЙ НАГРУЗКИ

У статті на прикладі аеродромного паливозаправника літальних апаратів АТЗ-10 викладений хід виконання розрахунків по перевірці міцності елементів кріплення цистерни до шасі автомобіля від зміщення при дії подовжньої інерційної сили.

**Ключові слова:** міцність, цистерна паливозаправника, елементи кріплення, шасі

В статье на примере аэродромного топливозаправщика летательных аппаратов АТЗ-10 изложен ход выполнения расчетов по проверке прочности элементов крепления цистерны к шасси автомобиля от смещения при действии продольной инерционной силы.

**Ключевые слова:** прочность, цистерна топливозаправщика, элемент крепления, шасси

A strength checking procedure for tank-to chassis fastening elements of flying vehicle fueler is described in the paper. Elements holding АТЗ-10 fueler tank from displacements caused by the longitudinal inertia force are checked.

**Keywords:** strength, fueler tank, fastening elements, vehicle chassis.

**Введение.** В статье [1] изложены положения, принимаемые в качестве основных при выполнении расчетов прочности элементов крепления цистерны к шасси автомобильного топливозаправщика летательных аппаратов. Как в ней было указано, при выполнении расчетов принимается, что все внешние нагрузки действуют на цистерну по каждому направлению отдельно. В данной статье на примере аэродромного топливозаправщика АТЗ-10 описывается ход выполнения расчетов по проверке прочности элементов крепления, удерживающих цистерну от смещения под действием продольной инерционной силы, и предлагаются способы решения некоторых задач, возникающих в ходе расчетов.

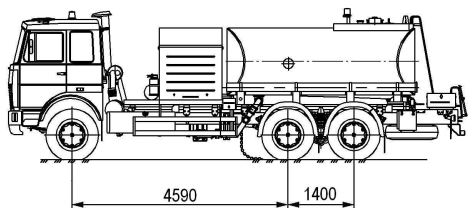


Рис. 1 – Общий вид аэродромного топливозаправщика АТЗ-10

**Объекты проверки и исходные данные.** Общий вид топливозаправщика АТЗ-10 и элементы крепления цистерны представлены на рис. 1 [1]. Детальное описание способа крепления цистерны к шасси приведено в [1]. От продольного смещения вперед и назад цистерна удерживается тремя парами продольных упоров:

одной парой (т. е. на левом и правом лонжеронах шасси) торцевых упоров и двумя парами боковых (см. рис. 4 [1]). Все упоры установлены (приварены) на накладках – стальных гнутых уголках, которые с помощью призонных болтов закреплены на лонжеронах шасси. Необходимость использования накладок связана с тем, что приварка деталей крепления цистерны непосредственно к несущим частям рамы транспортного средства не допускается.

Проверке прочности подлежат упоры, сварные швы их приварки к накладкам лонжеронов шасси и крепление накладок к лонжеронам.

Общая величина нагрузки, приходящейся на все упоры, равна [1]  $N_{уп.пр.сум} = N_{пр} - F_{тр.сум} = 103,6$  кН, где  $N_{пр} = 189,9$  кН – величина расчетной нагрузки, действующей на цистерну в продольном направлении;  $F_{тр.сум} = 86,3$  кН – величина суммарной силы трения на поверхности контакта опор цистерны с шасси автомобиля.

Задача определения доли нагрузки, приходящейся на каждый упор, является статически неопределимой. Однако поскольку эта доля определяется не только жесткостью конструкции, но и случайными факторами (степенью точности изготовления и монтажа), нахождение точного решения этой задачи для общего случая нецелесообразно. Поэтому расчет выполняем на условную нагрузку, величину которой на одну пару упоров принимаем равной 70% суммарной нагрузки, т.е. принимаем расчетную нагрузку на одну пару упоров  $N_{расч} = 72,5$  кН, а на один упор – половину этой нагрузки –  $N_{1расч} = 36,3$  кН.

**Проверка прочности продольных торцевых упоров.** Эскиз установки продольного торцевого упора приведен на рис. 2. Как видно из рисунка, упор представляет собой вертикально установленную прямоугольную пластину, подпертую ребром. Ребро и пластина сварены между собой. Упор плотно, без зазора устанавливается в торец лонжерона цистерны, представляющего собой швеллер №10 с параллельными гранями полок, в полость которого установлен деревянный брус, и по нижним кромкам пластины и ребра приваривается двусторонним тавровым сварным швом к горизонтальной полке усиливающей накладки лонжерона шасси. Действие продольной инерционной силы со стороны цистерны вызывает сдвиг упора относительно накладки лонжерона и отрыв от нее пластины и примыкающей к ней части ребра, а в самом упоре – смятие пластины в зоне ее взаимодействия с лонжероном цистерны и смятие пластины и ребра в зоне их соединения между собой.

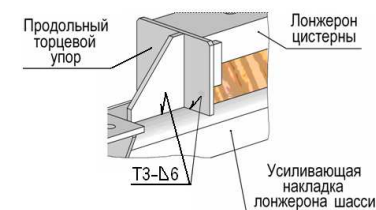


Рис. 2 – Эскиз установки продольного торцевого упора

**Проверка упора на смятие.** Определение напряжений смятия упора и лонжерона цистерны при формальном подходе в предположении их равномерного

распределения по всей площади торца лонжерона дает значительно заниженные результаты, поскольку в такой расчетной схеме не учитывается, что реакция пластины в различных точках площади ее контакта с лонжероном различна. Анализ конструкции упора показывает, что основная доля нагрузки, действующей на упор от лонжерона, приходится на весьма ограниченную область, локализованную в верхней части пластины в зоне ее сопряжения с ребром. Поскольку пластина на изгиб имеет значительно меньшую жесткость, чем ребро на сжатие, напряжения смятия пластины в зонах, удаленных от ребра, будут весьма малы. Малыми также будут и напряжения в зонах сопряжения пластины с ребром, удаленных от области приложения нагрузки.

Если бы упор состоял только из ребра, площадка взаимодействия лонжерона с упором имела бы размеры  $s \times t_p$ , где  $s$  – толщина горизонтальной полки лонжерона,  $t_p$  – толщина ребра, а величину напряжения смятия можно было бы определить по формуле  $\sigma_{см} = N_{расч} / (s t_p)$ . Введение в конструкцию упора пластины как промежуточного элемента между лонжероном и ребром позволяет увеличить эту площадь и, соответственно, уменьшить напряжение смятия, и чем пластина будет толще, тем ее влияние будет значительнее. При наличии пластины вначале происходит взаимодействие лонжерона с пластиной, а затем пластина вступает во взаимодействие с ребром. И для каждой этой пары площадка взаимодействия ее элементов существенно превышает величину  $s \times t_p$ . Специально проведенные численные исследования, выполненные с применением конечно-элементных моделей (КЭМ), показали, что расчетная длина площадки взаимодействия лонжерона с пластиной и пластины с ребром при определении напряжений смятия могут приниматься равными соответственно  $t_p + 2tg\alpha \cdot t_{пл}$  и  $s + 2tg\alpha \cdot t_{пл}$ , где  $t_{пл}$  – толщина пластины;  $\alpha$  – угол призмы давления, распространяющегося по толщине пластины, составляющий

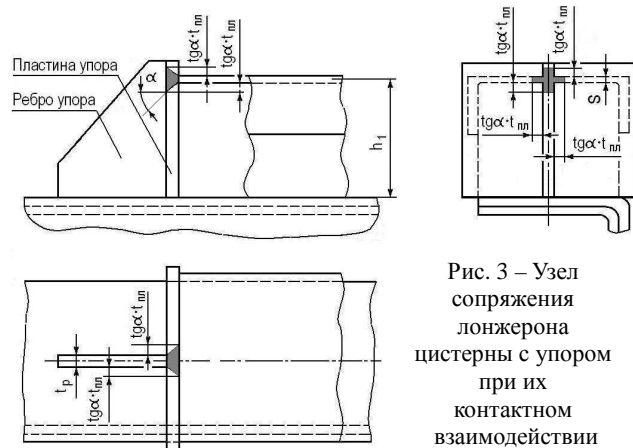


Рис. 3 – Узел сопряжения лонжерона цистерны с упором при их контактном взаимодействии

примерно  $45^\circ$ . Обе призмы (одна иллюстрирует передачу нагрузки от лонжерона к пластине, другая – от ребра к пластине) изображены на рис. 3.

В литературе по расчетам на прочность деталей машин и учебниках по деталям машин, например, в [2, 3],

используется понятие конуса давления. Конус давления возникает в массивном теле при действии на него сосредоточенной нагрузки (с помощью такой модели иллюстрируется, например, действие нагрузки через гайку и головку болта на соединяемые болтом детали), тангенс угла конуса давления обычно принимается равным  $0,4 \dots 0,5$ , что соответствует величине угла  $22^\circ \dots 27^\circ$ . В данном же случае взаимодействие полки лонжерона с пластиной, а через нее – с ребром происходит по двумерной модели, при которой эпюра распределения сжимающих напряжений выглядит в виде плоского клина. Угол клина давления для такой модели при оценочных расчетах можно принимать равным  $45^\circ$ . Поскольку в действительности толщина полки лонжерона и толщина ребра упора отличны от нуля, клинья давления превращаются в трапециевидные призмы, длины которых равны толщинам соответствующих деталей. Отличие в величинах углов конуса давления и призмы давления примерно такое, как в случаях действия сосредоточенной нагрузки на полупространство и полуплоскость [4].

Таким образом, для проверки на смятие площадь контакта лонжерона с пластиной можно принять равной  $F_{л-пл} = s \cdot (t_p + 2t_{пл})$ , а площадь контакта ребра с пластиной –  $F_{р-пл} = t_p \cdot (s + 2t_{пл})$ .

Более точные результаты могут быть получены путем решения контактной задачи, однако этот путь значительно более трудоемкий.

На рис. 3 с целью упрощения не показано, как между собой сварены пластина и ребро. Обычно сварка таких деталей выполняется либо с разделкой кромок (рис. 4, а), либо двухсторонним тавровым швом без разделки (рис. 4, б). Если пластина с ребром сварены с разделкой кромок ребра и полным проплавлением, как показано на рис. 4, а, площади контакта вычисляются по вышеприведенным формулам. Если сварка выполняется двухсторонним тавровым швом без разделки кромок и при этом между пластиной и ребром в рассматриваемой области нет зазора, как показано на рис. 4, б, толщину ребра в этой области предлагается принимать с учетом толщины шва ( $2 \cdot 0,7k$ , где  $k$  – катет шва;  $0,7 \approx \cos 45^\circ$ , а для определения площадей контакта пользоваться формулами:

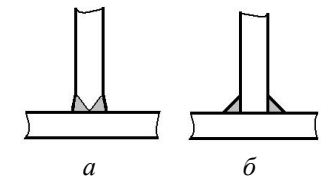


Рис. 4 – Наиболее распространенные виды тавровых сварных соединений:  
а – с двухсторонней разделкой кромок, б – с двухсторонним швом без разделки кромок

$$F_{л-пл} = s \cdot [(t_p + 1,4k) + 2t_{пл}], \quad F_{р-пл} = (t_p + 1,4k) \cdot (s + 2t_{пл}).$$

В данном случае ребро с пластиной сварены двухсторонним тавровым швом без разделки кромок (швы ТЗ по ГОСТ 14771-71 [5]), как показано на рис. 4, б, с катетом  $k = 6$  мм. Зазора между ребром и пластиной нет. Толщина пластины составляет  $t_{пл} = 8$  мм, толщина ребра  $t_p = 8$  мм, толщина горизон-

тальной полки лонжерона  $s = 4,5$  мм. При этих параметрах площадь контакта лонжерона с пластиной равна  $F_{л-пл} = 145$  мм<sup>2</sup>, а площадь контакта ребра с пластиной  $F_{р-пл} = 336$  мм<sup>2</sup>.

Средние значения напряжений составляют: по площадке взаимодействия лонжерона с пластиной  $\sigma_{см.л-пл} = 250$  МПа, по площадке взаимодействия ребра с пластиной  $\sigma_{см.л-пл} = N_{1расч} / F_{р-пл} = 108$  МПа.

Если же, не принимая во внимание особенности распределения нагрузки в зоне контакта лонжерона с пластиной, считать напряжения смятия одинаковыми по всей площади торца лонжерона – площади поперечного сечения швеллера ( $F_{ш} = 1090$  мм<sup>2</sup>), – получаем  $\sigma_{см.ш} = N_{1расч} / F_{ш} = 33$  МПа, что, очевидно, весьма далеко от действительности.

Материал лонжерона – сталь Ст3 ( $\sigma_T = 255$  МПа), материал пластины и ребра – сталь 09Г2С ( $\sigma_T = 345$  МПа). Допускаемые напряжения на смятие [1]: для лонжерона –  $[\sigma]_{см} = 330$  МПа, для пластины и ребра –  $[\sigma]_{см} = 450$  МПа. Как видно, условие прочности торцевого упора и лонжерона на смятие выполняется.

*Проверка прочности приварки упора к накладке лонжерона шасси.* Сварной шов приварки упора к накладке лонжерона шасси проверяем на действие силы  $N_{1расч}$  и момента, создаваемого этой силой. Плечо приложения силы принимаем на уровне срединной поверхности полки лонжерона цистерны, где практически локализовано контактное взаимодействие упора с лонжероном:  $h_1 = 105$  мм (рис. 5). Величина момента равна  $M = N_{1расч} \cdot h_1 = 3,807$  МН·мм. Сварной шов – двухсторонний тавровый Т3 по ГОСТ 14771-71. При проверке прочности таких швов принимается, что они разрушаются (срезаются) по сечению, проходящему по биссектрисе угла между свариваемыми деталями [6, 7]. При сварке деталей, расположенных взаимно перпендикулярно друг к другу, расчетная ширина (толщина) шва принимается равной  $t_{ш} = 0,7k$ . В

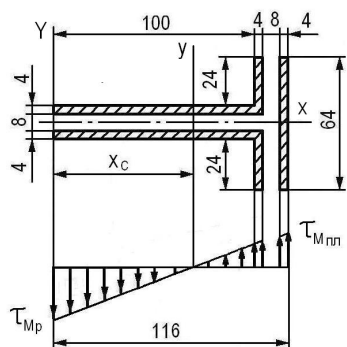


Рис. 5 – Геометрические характеристики сварного шва приварки упора и эпюра напряжений от момента при традиционном способе расчета

данном случае при катете шва  $k = 6$  мм расчетная ширина шва составляет  $t_{ш} \approx 4$  мм.

Обычно в сварных соединениях такого типа допускаются зазоры между свариваемыми деталями. При данных толщинах свариваемых деталей величина зазора в соответствии с ГОСТ 14771-71 может составлять до 1,5 мм [5].

Расчетное сечение сварного шва соединения упора с накладкой лонжерона шасси, построенное согласно традиционной расчетной схеме [6], и его геометри-

ческие характеристики представлены на рис. 5. Расчетная ширина шва  $t_{ш} = 0,7k \approx 4$  мм,  $S_{св} = 1280$  мм<sup>2</sup> – площадь сечения шва,  $x_c = 72$  мм – координата центра тяжести,  $I_y = 1,708 \cdot 10^6$  мм<sup>4</sup> – момент инерции, напряжение в сварном шве от силы  $\tau_N = N_{1расч} / S_{св} = 28$  МПа, напряжения от момента: в наружном шве приварки пластины  $\tau_{Mn} = (M / I_y) \cdot (l - x_c) = 98$  МПа, в крайней точке шва приварки ребра  $\tau_{Mp} = (M / I_y) \cdot x_c = 160$  МПа (ребро под воздействием момента прижимается к накладке лонжерона, но поскольку напряжения в шве – касательные, знак минус не ставим). Результирующее максимальное напряжение в сварном шве равно  $\tau_{рез} = \sqrt{\tau_N^2 + \tau_M^2} = 163$  МПа.

Допускаемое напряжение для сварного шва на срез  $[\tau_{св}] = 0,6 \cdot [\sigma_{св}]$ , где  $[\sigma_{св}]$  – допускаемое нормальное напряжение для сварного шва,  $[\sigma_{св}] = \varphi \cdot [\sigma]$ , где  $\varphi$  – коэффициент прочности сварного шва ( $\varphi = 0,8$ );  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение для основного металла при растяжении, сжатии при динамическом нагружении [1],  $[\sigma] = 0,85 \cdot \sigma_T = 0,85 \cdot 345 = 293$  МПа (материал накладки лонжерона, как и материал ребра – сталь 09Г2С,  $\sigma_T = 345$  МПа),  $[\sigma_{св}] = 234$  МПа,  $[\tau_{св}] = 140$  МПа.

Как видно, полученное значение напряжения в сварном шве приварки ребра упора оказалось выше допускаемого (163 МПа > 140 МПа).

Для уменьшения напряжения до допускаемого значения достаточно увеличить катет шва с 6 мм до 7 мм. Это – простейший и очевидный способ. Однако в данном случае возможен и иной способ. Он заключается в том, чтобы при приварке ребра обеспечить отсутствие зазора на том участке шва, где ребро под воздействием нагрузки прижимается к накладке. Отличие работы сварного соединения с зазором от работы соединения без зазора состоит в том, что при наличии зазора между ребром и накладкой нагрузка на прижимаемую часть привариваемого торца ребра воспринимается только сварными швами (т. е. так же, как и нагрузка на отрываемую часть), а при отсутствии зазора швами воспринимается только часть этой нагрузки (причем – меньшая часть), а оставшаяся, большая часть нагрузки воспринимается торцом ребра по площадке его контакта с накладкой. Нагрузка на швы на этом участке зависит от степени деформирования контактирующих областей привариваемого торца ребра и накладки. Благодаря включению в работу соединения накладки по площадке ее контакта с ребром напряжения в сварном шве сварного соединения без зазора значительно уменьшаются.

Точное решение задачи определения напряженно-деформированного состояния (НДС) сварных швов и ребра упора в зоне контактного взаимодействия с накладкой лонжерона возможно с применением программных комплексов, основанных на методе конечных элементов, однако приближенную оцен-

ку можно произвести и без их привлечения.

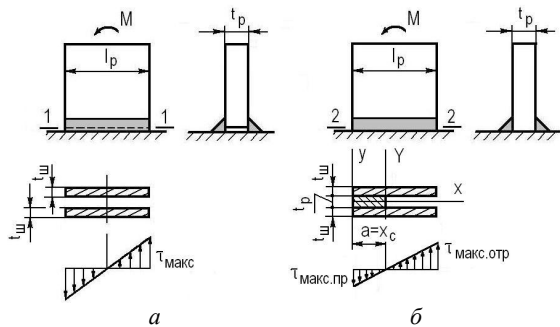


Рис. 6. Варианты выполнения сварного соединения ребра с основанием:  
а – соединение с зазором, б – соединение без зазора

сечение сварного соединения без зазора 2-2 дополнительно к сечениям швов включена часть торцевой поверхности ребра длиной  $a$ , которая при воздействии на ребро момента  $M$  вступает в контакт с основанием. Длину  $a$  контактной поверхности ребра можно определить из условия, что сечение 2-2 при нагружении должно оставаться плоским, а эпюра напряжений, следовательно, будет иметь традиционный вид эпюры балочных изгибных напряжений. Это условие предполагает также, что деформации ребра и сварного шва должны происходить в пределах упругости. Исходя из принятой эпюры напряжений, расчетная длина контактной поверхности торца ребра  $a$  должна быть равной расстоянию от крайнего сжатого волокна ребра до нейтральной оси совокупного сечения, т. е. расстоянию до центра тяжести этого сечения.

Учитывая, что сварные швы таврового соединения испытывают преимущественно деформации сдвига, а ребро в области контакта – деформации сжатия, при определении напряжений в швах толщина ребра для вычисления геометрических характеристик совокупного сечения должна приниматься с учетом различия модуля упругости материала шва при сдвиге и модуля упругости материала ребра при сжатии. Приведенная толщина ребра может быть определена по формуле  $t_{p,прив} = m \cdot t_p$ , в которой коэффициент приведения равен  $m = E_p / G_{ш}$  ( $E_p$  – модуль упругости материала ребра при сжатии,  $G_{ш}$  – модуль упругости материала шва при сдвиге).

Зададимся геометрическими размерами элементов соединения, представленного на рис. 9, и величиной момента  $M$  и выполним соответствующие вычисления. Примем  $l_p = 100$  мм,  $t_p = 8$  мм,  $t_u = 4$  мм,  $M = 3 \cdot 10^6$  Н·мм. Материал ребра и сварных швов – углеродистая сталь:  $E_p = E_{ш} = 2 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>,  $\mu = 0,3$ .

Рассмотрим рис. 6. На нем изображены два варианта выполнения сварного соединения ребра с основанием: соединение при наличии зазора ( $a$ ) и соединение без зазора ( $b$ ). Сварное соединение нагружено изгибающим моментом  $M$ , действующим в плоскости ребра. Расчетное сечение сварного соединения с зазором 1-1 составляют только сечения швов, а в расчетное

Для соединения с зазором  $I_Y = (2t_u l_p^3 / 12) = 6,67 \cdot 10^5$  мм<sup>4</sup> – момент инерции относительно центральной оси,  $\tau_{\max} = (M / I_Y) \cdot (l_p / 2) = 225$  МПа – напряжения в крайних точках шва.

Для соединения без зазора:

- коэффициент приведения толщины ребра

$$m = E_p / G_{ш} = E_p / [E_{ш} / 2(1 + \mu)] = 2(1 + \mu) = 2,6,$$

приведенная толщина ребра  $t_{p,прив} = m t_p = 20,8$  мм;

- длина площадки контакта ребра с основанием из условия равенства ее координате центра тяжести совокупного сечения

$$\left\{ \begin{array}{l} x_c = \frac{2t_u l_p \cdot \frac{l_p}{2} + t_{p,прив} \cdot a \cdot \frac{a}{2}}{2t_u l_p + t_{p,прив} \cdot a} \\ a = x_c \end{array} \right\} \rightarrow a = x_c = 34,5 \text{ мм};$$

- момент инерции совокупного сечения относительно центральной оси

$$I_Y = 2 \left[ \frac{t_u l_p^3}{12} + t_u l_p \left( \frac{l_p}{2} - a \right)^2 \right] + \frac{t_{p,прив} \cdot a^3}{12} + t_{p,прив} \cdot a \left( \frac{a}{2} \right)^2 = 1,14 \cdot 10^6 \text{ Н·мм};$$

- максимальное напряжение в отрываемой части шва

$$\tau_{\max,отр} = (M / I_Y) (l_p - a) = 172 \text{ МПа},$$

- максимальное напряжение в прижимаемой части шва

$$\tau_{\max,пр} = (M / I_Y) a = 91 \text{ МПа}.$$

Сравнение полученных результатов подтверждает соображение, что обеспечение контакта в зоне прижатия ребра к основанию позволяет существенно уменьшить напряжения в сварных швах, причем как в прижимаемой части, так и в отрываемой. Технологически обеспечение отсутствия зазора при сварке деталей, аналогичных рассматриваемым, сложностей не представляет.

Из формул для определения напряжений в сварных швах соединения без зазора следует, что величины этих напряжений зависят не только от величины катета шва, но и от толщины привариваемого ребра (она учтена в моменте инерции сечения), в то время как для соединения с зазором величина напряжений в швах от толщины ребра не зависит. С увеличением толщины ребра в соединении без зазора напряжения в швах уменьшаются. Зависимости величин максимальных напряжений в сварных швах прижимаемой и отрываемой частей ребра для рассмотренного примера в функции от толщины ребра пред-

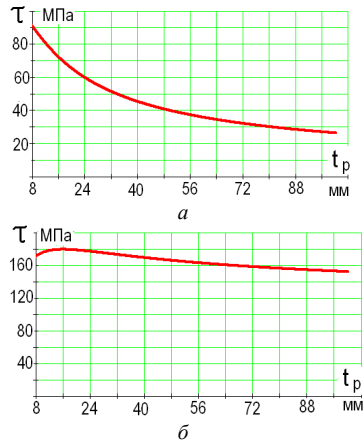


Рис. 7 – Графики изменения максимальных напряжений в сварных швах сварного соединения без зазора между ребром и основанием в зависимости от толщины ребра: а – для прижимаемой части ребра; б – отрывающей части ребра

расчетная длина прижимаемого участка ребра составляет  $a = 60,5$  мм, максимальные напряжения от момента в отрывающей части шва  $\tau_{\text{макс.отр}} = (M / I_Y)(l - x_c) = 85$  МПа, в прижимающей –  $\tau_{\text{макс.пр}} = (M / I_Y)x_c = 93$  МПа.

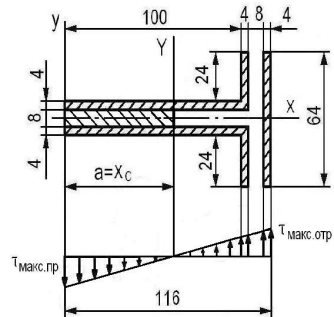


Рис. 8 – Расчетное сечение сварного соединения продольного торцевого упора с накладкой лонжерона шасси при отсутствии зазора между ребром и накладкой и эпюра напряжений в швах

ставлены графически на рис. 7. Как видно из графика а, напряжения в швах прижимаемой части ребра при увеличении его толщины весьма существенно уменьшаются. Напряжения в швах отрывающей части также уменьшаются, хотя и не так существенно (график б), а уменьшение происходит только после некоторого значения толщины (в данном случае – после 16 мм).

Если в сварном соединении торцевого упора с накладкой лонжерона шасси топливозаправщика (см. рис. 2) обеспечить отсутствие зазора в прижимаемой части ребра, расчетное сечение для определения напряжений от действия момента в соответствии с данным подходом будет выглядеть так, как показано на рис. 8. Площадь совокупного сечения  $S = 1764$  мм<sup>2</sup>, площадь сечения шва  $S_{\text{св}} = 1280$  мм<sup>2</sup>, координата центра тяжести  $x_c = 60,5$  мм, момент инерции  $I_Y = 2,465 \cdot 10^6$  мм<sup>4</sup>. Для такого соединения

Как видно, при отсутствии зазора между ребром упора и накладкой лонжерона напряжения в сварных швах стали значительно меньше, чем напряжения для соединения при наличии зазора: в отрывающей части – 85 МПа вместо 98 МПа, в прижимающей части – 93 МПа вместо 160 МПа. Хотя напряжение в прижимающей части швов и осталось выше напряжения в отрывающей части, оно уже не является определяющим для прочности соединения, как это было для соединения с зазором (см. рис. 8). Это очевидно, так как для того, чтобы в соединении без зазора при действии момента разрушился шов на прижатом участке, необходимо, чтобы в области взаимодействия ребра и накладки лонжерона произошли

значительные пластические деформации, чего не может быть, если обеспечивается общая прочность упора. Поэтому проверку прочности сварных швов в соединениях без зазора достаточно производить только по напряжениям в отрывающей части.

Напряжение в швах от силы остается таким же, как и в соединении с зазором:  $\tau_N = (N_{1\text{расч}} / S_{\text{св}}) = 28$  МПа. Результирующее максимальное напряжение в отрывающей части сварного шва равно  $\tau_{\text{рез.отр}} = \sqrt{\tau_{\text{макс.отр}}^2 + \tau_N^2} = 90$  МПа, в прижимающей части –  $\tau_{\text{рез.пр}} = \sqrt{\tau_{\text{макс.пр}}^2 + \tau_N^2} = 97$  МПа.

Как видно, для сварного соединения упора без зазора условия прочности выполняются с большим запасом.

**Проверка прочности продольных боковых упоров.** Установка продольных боковых упоров показана на рис. 2-4 [1] и более детально – на рис. 9.

Продольные боковые упоры сконструированы следующим образом. К вертикальной поверхности усиливающей накладки лонжерона шасси по нижнему торцу и нижней части боковых граней приваривается ребро – пластина толщиной 8 мм, а к лонжерону цистерны – два упора в виде брусков толщиной 12 мм, охватывающие верхнюю часть обеих боковых граней ребра. Материал ребра – лист из стали 09Г2С ( $\sigma_T = 345$  МПа,

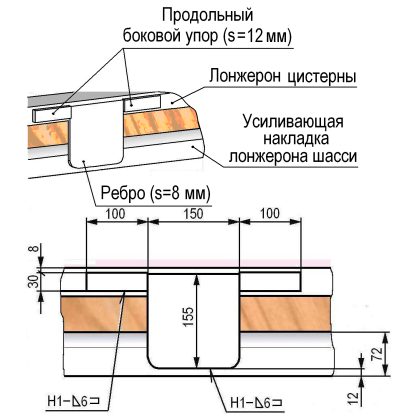


Рис. 9 – Эскиз установки продольных боковых упоров

$\sigma_e = 490$  МПа); материал упора – лист из стали СтЗсп5 ( $\sigma_T = 245$  МПа,  $\sigma_e = 370$  МПа). При действии на цистерну продольной силы происходит смятие ребра и упора по площадке их взаимного контакта и изгиб ребра в своей плоскости и срез по поперечному сечению. Сварные швы приварки упора работают на срез от силы, а сварные швы приварки ребра – на срез от силы и создаваемого ею момента. Расчетная схема нагружения ребра, упора и сварных швов изображена на рис. 10.

Данный расчет принципиальных сложностей не представляет и выполняется по общепринятым методикам. Он включает в себя проверку прочности ребра, упора и сварных швов. Вначале проверяем общую прочность ребра. При этом используем схему консольной балки с жесткой заделкой, в качестве которой принимается сварное соединение ребра с накладкой лонжерона.

Расчетная нагрузка на упор равна  $N = N_{1\text{расч}} = 36255$  Н. Изгибающий момент в сечении заделки (см. рис. 10, а)  $M = N_{1\text{расч}} \cdot h_2 = 3,9 \cdot 10^6$  Н·мм, момент сопротивления поперечного сечения (см. рис. 10, б)  $W_z = tb^2 / 6 = 30000$  мм<sup>3</sup>, мак-



симальное напряжение от изгибающего момента  $\sigma = M / W_z = 130$  МПа, среднее значение касательных напряжений от силы  $\tau = N_{1расч} / S = N_{1расч} / (bt) = 30$  МПа, эквивалентное напряжение  $\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 140$  МПа.

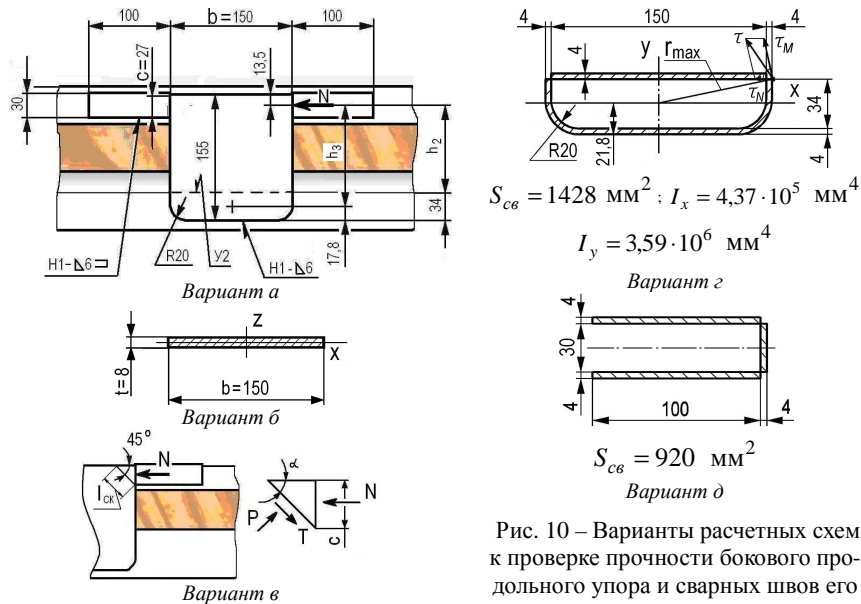


Рис. 10 – Варианты расчетных схем к проверке прочности бокового продольного упора и сварных швов его приварки

Далее проверяем ребро на местную прочность: на смятие по площадке контакта и на скалывание верхнего угла. Площадь контактирующей поверхности ребра с упором составляет  $S_{см} = ct = 216$  мм<sup>2</sup>, напряжение смятия от расчетной нагрузки  $\sigma_{см} = N_{1расч} / S_{см} = 168$  МПа.

Поскольку площадка контакта ребра с упором находится в его свободном углу, существует опасность скалывания этого угла. Плоскость скалывания располагается под углом  $\alpha \approx 45^\circ$  к направлению действия нагрузки [7], как показано на рис. 10, в. Величину скалывающей силы и скалывающего напряжения определяем из уравнений равновесия угла ребра под действием внешней нагрузки ( $N = N_{1расч}$ ) и внутренних сил ( $T$  и  $P$ ) в соответствии со схемой на рис. 10, в:  $T \cos \alpha + P \sin \alpha = N_{1расч}$ ,  $-T \sin \alpha + P \cos \alpha = 0$ . Получаем:  $T = N_{1расч} \cos \alpha$ ,  $P = N_{1расч} \sin \alpha$ ,  $\tau_{ск} = T / l_{ск} = N_{1расч} / [(c / \sin \alpha) t] = (N_{1расч} \cdot \sin 2\alpha) / 2ct = 84$  МПа.

Допускаемые напряжения для материала ребра: нормальное  $[\sigma] = 0,85\sigma_T = 290$  Па, касательное  $[\tau] = 0,6[\sigma] = 175$  МПа, на смятие  $[\sigma]_{см} = 1,3\sigma_T = 445$  МПа.

Как видно, расчетные напряжения не превышают соответствующих допускаемых значений.

Далее проверяем прочность сварных швов приварки ребра к усиливающей накладке лонжерона шасси. Расчетное сечение сварных швов и схема действующих напряжений в нем изображены на рис. 10, г. Напряжение от силы  $\tau_N = N_{1расч} / S_{св} = 25$  МПа. Напряжение от момента  $M_1$  в наиболее нагруженной точке шва ( $M_{1расч} = Nh_3 = 4,49 \cdot 10^6$  Н·мм), определяем по формуле [4]  $\tau_M = M_1 r_{max} / I_p$ , где  $r_{max}$  – расстояние от центра тяжести сечения швов до наиболее удаленной его точки ( $r_{max} = 81$  мм);  $I_p = I_x + I_y = 4,03 \cdot 10^6$  мм<sup>4</sup> – полярный момент инерции сечения сварных швов,  $\tau_M = 90$  МПа.

Резльтирующее напряжение в наиболее нагруженной точке сварных швов равно геометрической сумме напряжений от силы и момента  $\tau = \sqrt{\tau_N^2 + \tau_M^2 + 2\tau_N\tau_M \cos(\tau_N, \tau_M)} = 98$  МПа. Как видно, напряжения в швах не превышают допускаемое значение  $[\tau_{св}] = 140$  МПа.

Далее проверяем прочность упора и его приварки к лонжерону цистерны. Площадь смятия и напряжения смятия для него такие же, как и для ребра:  $S_{см} = 216$  мм<sup>2</sup>,  $\sigma_{см,y} = \sigma_{см,p} = 168$  МПа. Допускаемое напряжение на смятие для упора составляет  $[\sigma]_{см} = 1,3\sigma_T = 315$  МПа. Площадь сварных швов его приварки (см. рис. 10, д) равна  $S_{св} = 920$  мм<sup>2</sup>, напряжение в сварных швах  $\tau = N_{1расч} / S_{св} = 40$  МПа. Допускаемое напряжение для сварных швов  $\tau_{св} = 0,6[\sigma_{св}] = 0,6 \cdot 0,8[\sigma] = 100$  МПа. Как видно, расчетные значения напряжений для бокового упора и сварных швов меньше допускаемых.

**Проверка прочности крепления усиливающих накладок лонжеронов шасси.** На усиливающих накладках лонжеронов шасси смонтированы элементы крепления цистерны и от сдвига, и от опрокидывания. Каждая накладка крепится к лонжерону тремя парами призонных болтов с диаметром стержня  $d = 16$  мм и резьбой М14×1,5. Материал болтов – сталь 40Х ( $\sigma_T = 785$  МПа,  $\sigma_g = 980$  МПа). Крепление накладки к лонжерону выполняется заодно с креплением кронштейнов для стяжки цистерны с шасси, т. е. каждая накладка крепится к лонжерону в трех местах (см. рис. 2 [1]). На рис. 11 узел крепления накладки изображен отдельно.

Величину расчетной нагрузки на каждый узел крепления (два болта:  $n = 2$ ) принимаем равной величине расчетной нагрузки на упоры, т. е. равной  $N_{1расч} = 36255$  Н. Поскольку болты крепления – призонные, от продольной нагрузки они работают на срез по поперечному сечению стержня. Напряжение среза равно  $\tau_{прод} = 4N_{1расч} / (n\pi d^2) = 90$  МПа.

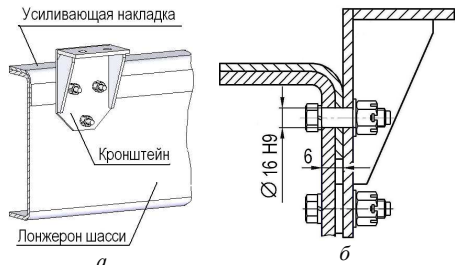


Рис. 11 – Узел крепления накладки к лонжерону шасси:  
 а – общий вид узла крепления, б – сечение вертикальной плоскостью по оси болта)

При монтаже накладки и кронштейна на лонжероне шасси болтам дают предварительную затяжку. Усилие в болте от затяжки, вычисленное по формуле (2), приведенной в [1], составляет  $P_{б.зат} = 10135$  Н, а момент, скручивающий стержень болта (первое слагаемое в формуле (1), приведенной там же), составляет  $M_{кр} = 33,5$  Н·м. Вычисления выполнялись при следующих исходных данных:  $M_{кл} = 51,5$  Н·м –

момент на ключе ( $M_{кл} = Pl = 51,5 \cdot 10^3$  Н·мм, где  $P = 245$  Н – усилие рабочего,  $l = 210$  мм – длина рукоятки ключа);  $d_2 = 13,026$  мм – средний диаметр резьбы;  $s = 1,5$  мм – шаг резьбы;  $D_0 = 21$  мм – наружный диаметр опорной поверхности гайки;  $d_0 = 14$  мм – внутренний диаметр опорной поверхности гайки;  $f_T = 0,2$  – коэффициент трения на опорных поверхностях гайки и шайбы;  $f_p = 0,4$  – коэффициент трения в резьбе.

Напряжение в стержне болта от усилия предварительной затяжки  $\sigma = 4P_{б.зат} / \pi d^2 = 50$  МПа, напряжение от крутящего момента  $\tau_{кр} = M_{кр} / 0,2d^3 = 41$  МПа. Эквивалентное напряжение в стержне болта

$$\sigma_{эkv} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau_{прод} + \tau_{кр})^2} = 232 \text{ МПа.}$$

Запас прочности стержня болта составляет  $n_T = \sigma_T / \sigma_{эkv} = 3,4$ .

Резьбовая часть болта (внутренний диаметр резьбы равен  $d_1 = 12,376$  мм) нагружена только усилием затяжки  $P_{б.зат}$  и крутящим моментом  $M_{кр}$ . Напряжения в ней и коэффициент запаса прочности составляют:  $\sigma = 84$  МПа и  $\tau_{кр} = 90$  МПа,  $\sigma_{эkv} = 177$  МПа,  $n_T = 4,4$ .

Для болтов из высокопрочных сталей с отношением предела текучести к пределу прочности выше  $0,7$  ( $\sigma_T / \sigma_b > 0,7$ ) при проектировании ответственных элементов крепления, подверженных ударным нагрузкам, коэффициент запаса прочности принимается нами на уровне  $n_N \approx 2$ . Как видно, прочность болтов крепления усиливающей накладки лонжерона шасси обеспечивается.

Напряжение смятия на поверхности контакта стержня болта с накладкой от внешней нагрузки равно  $\sigma_{см} = N_{расч} / ndt = 189$  МПа ( $t = 6$  мм – толщина

накладки). Оно значительно меньше допускаемого напряжения на смятие как для материала накладки, равного  $[\sigma_{см}] = 1,3\sigma_T = 450$  МПа, так и для материала болта, равного  $[\sigma_{см}] = 1,3\sigma_T = 1020$  МПа.

Таким образом, прочность крепления усиливающих накладок к лонжеронам шасси от смещения при действии продольной силы со стороны цистерны обеспечена.

**Заключение.** В статье изложен ход выполнения расчетов по проверке прочности элементов крепления цистерны к шасси аэродромного автомобильного топливозаправщика летательных аппаратов от смещения при действии продольной инерционной силы на примере реальной конструкции авто-топливозаправщика АТЗ-10 и описаны некоторые особенности их выполнения. Предложенные способы уточнения расчетных моделей узлов крепления с учетом контактного взаимодействия деталей не требуют использования конечно-элементных программных комплексов и могут применяться для оперативной оценки прочности конструкции на стадии проектирования.

**Список литературы:** 1. Головченко В.И., Иванова Н.Л. Основные положения расчета крепления цистерны к шасси автомобиля автотопливозаправщика //Вестник НТУ «ХПИ». – 2012. – №22. –С. 40-47. 2. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. Изд. 3. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с. 3. Кудрявцев В.Н. Детали машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 464 с. 4. Безухов Н.И. Основы теории упругости, пластичности и ползучести. – М.: Высшая школа, 1968. – 512 с. 5. ГОСТ 14771-76. Дуговая сварка в защитном газе. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры. 6. Серенко А.Н., Крумбольт М.Н., Багрянский К.В. Расчет сварных соединений и конструкций. – К.: Вища школа, 1977. – 336 с. 7. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с.

Надійшла до редакції 12.09.2012

УДК 621.833; 62.652

**С.С. ГУТИРЯ**, д.т.н., проф., проф. каф. М і ДМ ОНПУ, Одеса;  
**В.П. ЯГЛІНСЬКИЙ**, д.т.н., доц., проф. каф. М і ДМ ОНПУ Одеса;  
**А.М. ЧАНЧІН**, асп. каф. М і ДМ ОНПУ, Одеса

### МОДЕЛЮВАННЯ ЧАСТОТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАНЕТАРНОГО КОЛІСНОГО РЕДУКТОРА

Динамічна модель планетарного колісного редуктора у складі трансмісії тролейбуса подана у вигляді багатомасової лінійної коливної системи. Досліджено вплив кількості сателітів, жорсткості їх опор та жорсткості півосі провідного моста на головні частоти вільних коливань системи. Встановлено можливість варіації значень першої та другої головних частот редуктора в широкому інтервалі частотного спектру. Отримані результати з визначення власних частот редуктора є необхідною основою для дослідження збурених коливань системи, розробки методів зниження віброактивності джерел збурення, а також рішення задач віброзахисту трансмісії тролейбусів.

© С.С. Гутиря, В.П. Ягліньський, А.М. Чанчін