

УДК 621.01

В.И. ГОЛОВЧЕНКО, Г.П. ГЛИНИН, Н.Л. ИВАНИНА

ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КРЕПЛЕНИЯ ЦИСТЕРНЫ К ШАССИ АВТОТОПЛИВОЗАПРАВЩИКА ОТ ДЕЙСТВИЯ ПОПЕРЕЧНОЙ И ВЕРТИКАЛЬНОЙ НАГРУЗОК

В статье на примере аэродромного топливозаправщика летательных аппаратов АТЗ-10 изложен ход выполнения расчетов по проверке прочности элементов крепления цистерны к шасси автомобиля от действия поперечных и вертикальных инерционных сил. Ею завершается рассмотрение темы расчетов элементов крепления цистерны от действия всего комплекса нагрузок, которое было выполнено в предыдущих трех статьях. В ней изложены особенности расчетов болтовых и сварных соединений элементов с учетом их конструкции и условий работы.

Ключевые слова: цистерна, шасси, опора, кронштейн, болт, сварной шов, сдвиг, отрыв, опрокидывание, смятие, напряжение, прочность

У статті на прикладі аеродромного паливозаправника літальних апаратів АТЗ-10 викладений хід виконання розрахунків по перевірці міцності елементів кріплення цистерни до шасі автомобіля від дії поперечних та вертикальних інерційних сил. Нею завершується розгляд теми розрахунків елементів кріплення цистерни від дії всього комплексу навантажень, який проводився в попередніх трьох статтях. В ній викладені особливості розрахунків болтових та зварних з'єднань елементів з урахуванням їх конструкції та умов роботи.

Ключові слова: цистерна, шасі, опора, кронштейн, болт, зварний шов, зсув, відрив, перекидання, зминання, напруження, міцність

A strength checking procedure for tank-to chassis fastening elements of flying vehicle fueller is described in the paper. Elements that hold ATZ-10 fueller tank from its shifting and overturning in the lateral direction as well as from its separation from the fueller chassis in the vertical direction due to the tank's lateral and vertical inertial forces are checked. This paper completes the consideration of the problem of fastening elements strength checking for the whole set of loads which was being performed in previous three ones. Some peculiarities of bolts and welding joints strength checking that account for their structure and working conditions are considered here.

Keywords: tank, chassis, support, bracket, bolt, weld, shifting, separation, overturning, crushing, stress, strength

Введение

В статьях [1–3] изложены положения, которые принимаются за основу при выполнении расчетов прочности элементов крепления цистерны к шасси автомобильного топливозаправщика летательных аппаратов, и на примере автотопливозаправщика АТЗ-10 (рис. 1) описан ход выполнения расчетов по проверке прочности элементов, удерживающих цистерну от смещения и опрокидывания под действием продольной нагрузки.

В данной статье рассматриваются ход и особенности выполнения расчетов прочности элементов крепления цистерны от действия поперечной и вертикальной нагрузок.

Объекты проверки

Общий вид топливозаправщика АТЗ-10 представлен на рис. 1. Подробное описание способа крепления цистерны к шасси дано в [1–3].

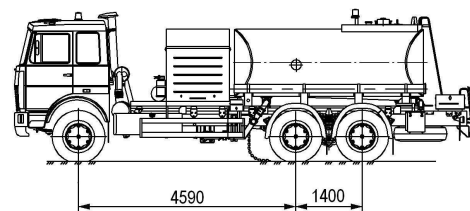


Рисунок 1 – Общий вид аэродромного топливозаправщика АТЗ-10

Для крепления цистерны от поперечной и вертикальной нагрузок используются те же кронштейны и болты, что и для крепления цистерны от опрокидывания при действии продольной инерционной силы (рис. 2, 3): поперечные упоры – ребра кронштейнов цистерны – удерживают ее от поперечного смещения, а кронштейны и болты – от опрокидывания и от отрыва. С каждой стороны цистерны на ее левом и правом лонжеронах имеется три таких узла. Прочность этих узлов, а также подкладок (деревянных брусьев), уложенных в полости лонжеронов цистерны (рис. 3, б), подлежит проверке при проектировании цистерны.

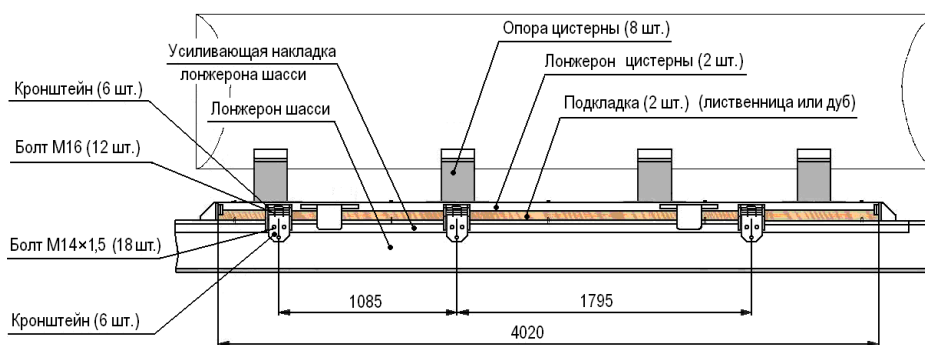


Рисунок 2 – Элементы крепления цистерны топливозаправщика к шасси автомобиля

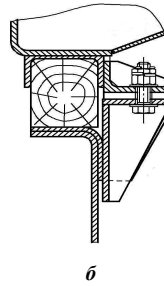
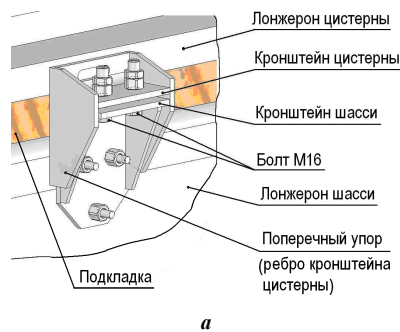


Рисунок 3 – Узел крепления цистерны к шасси от действия поперечной и вертикальной нагрузок:
а – общий вид,
б – сечение вертикальной поперечной плоскостью по оси болта

Действие поперечной нагрузки

Согласно [4–6] расчетная величина поперечной нагрузки, которую должно выдерживать крепление цистерны, равна общему весу цистерны с топливом, что составляет $N_n = 94961$ Н. Поскольку эта величина больше силы трения на поверхности стыка лонжеронов цистерны и лонжеронов шасси от общего веса цистерны с топливом и суммы сил затяжки крепежных болтов $F_{mp} = 86335$ Н, а создаваемый ею опрокидывающий момент $M_{оп}^n = 92,4 \cdot 10^6$ Н·мм больше удерживающего момента $M_{уд}^n = 36,1 \cdot 10^6$ Н·мм [1], нагружение от поперечной силы испытывают все элементы узлов крепления: и упоры, и кронштейны, и болты, и подкладки. Схема действия поперечной силы N_n на узлы крепления цистерны представлена на рис. 4, а: сдвигающая сила $H = N_n - F_{mp} = 8626$ Н нагружает поперечные упоры кронштейнов цистерны, а разность опрокидывающего и удерживающего моментов создает пару вертикальных сил $V = (M_{оп}^n - M_{уд}^n) / a = 6,9 \cdot 10^4$ Н, одна из которых отрывает цистерну от шасси, а другая – прижимает к нему. В результате действия первой из этих сил создается дополнительная нагрузка на болты и кронштейны одной стороны цистерны, а в результате действия второй – дополнительное сжатие подкладки – деревянного бруса, уложенного в полости лонжерона другой стороны цистерны (прижимающая сила V через опоры цистерны, установленные в четырех поперечных сечениях по ее длине, передается на лонжерон цистерны, а от него – на подкладку).

Поскольку точное решение задачи определения долей величин сил H и V , приходящихся на каждый из трех узлов крепления цистерны и каждую из четырех нагружаемых при опрокидывании опор, ввиду статической неопределимости и наличия случайных производственных факторов получить весьма затруднительно, расчетные значения сил, действующих на один узел крепления, условно принимаем равными половине найденных выше общих величин сил H и V : $H_{1кр} = H/2 = 4313$ Н и $V_{1кр} = V/2 = 34500$ Н, а расчетное значение вертикальной прижимающей силы, действующей на одну опору, – равной одной трети общей вертикальной силы V : $V_{1оп} = V/3 = 23000$ Н.

В статическом состоянии автотопливозаправщика узлы крепления цистерны находятся под воздействием сил затяжки болтов, а подкладки – еще и

под действием силы веса цистерны с топливом. Затяжка болтов выполняется дважды: предварительно (при установке цистерны на шасси) и окончательно (во время подготовки топливозаправщика к испытаниям при заполненной топливом цистерне). Момент на ключе для затяжки составляет 50 Нм, усилие в болте, создаваемое затяжкой, – 10073 Н [1].

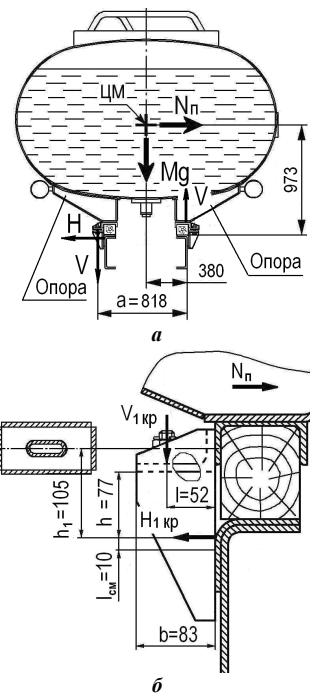


Рисунок 4 – Схема нагружения узла крепления при действии на цистерну поперечной нагрузки

Далее выполняем проверку прочности каждого элемента крепления.

Кронштейн цистерны. Кронштейн цистерны изготовлен из прокатного уголка $100 \times 100 \times 10$ мм длиной 136 мм, к торцам которого приварены поперечные пластины-упоры толщиной 10 мм. Вдоль продольной и частично вдоль поперечных сторон вертикальной полки уголка, а также по контуру специального вырезанного в ее средней части выреза кронштейн приваривается к лонжерону цистерны угловыми швами катетом 6 мм.

Материал кронштейна – низколегированная конструкционная сталь марки 09Г2С, имеющая предел текучести $\sigma_T = 325$ МПа и предел прочности $\sigma_\sigma = 450$ МПа. Допускаемое нормальное напряжение для нее принимаем равным

$[\sigma] = 0,85\sigma_T = 275$ МПа [1], допускаемое касательное напряжение – $[\tau] = 0,6[\sigma] = 165$ МПа.

Горизонтальная сила $H_{1кр}$ вызывает смятие и срез, а создаваемый ею на плече h_l момент – изгиб упоров кронштейна и отрыв кронштейна от лонжерона по соединяющим их сварным швам. Напряжения смятия, среза и изгиба упоров определяются по общепринятым формулам:

$$\sigma_{см} = H_{1кр} / (2l_{см}t) = 22 \text{ МПа,}$$

где расчетная длина площадки смятия принята равной толщине ребра $t = 10$ мм;

в поперечном сечении на высоте $h = 77$ мм от точки приложения силы

$$\tau_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{H_{1кр}}{2bt} = 4 \text{ МПа, } \sigma_u = \frac{6H_{1кр}h}{2b^2t} = 15 \text{ МПа.}$$

Как видно, величины напряжений весьма низкие, следовательно, прочность упоров обеспечивается.

Действие на кронштейн вертикальной силы $V_{1кр}$ аналогично действию вертикальной силы, вызываемой продольным опрокидывающим моментом [3]: кронштейн, находящийся под действием силы предварительной затяжки двух болтов, нагружается дополнительной внешней силой, отрывающей его от кронштейна шасси. Отличие состоит в величине внешней силы. Внешняя сила, действующая на наиболее нагруженный кронштейн от продольного опрокидывания цистерны (ближайший от заднего днища цистерны) [3], значительно меньше суммарной силы затяжки болтов этого кронштейна. Это значит, что соединяемый болтами стык лонжеронов цистерны с лонжеронами шасси при продольном опрокидывании цистерны не раскрывается и, следовательно, на кронштейн внешняя нагрузка передается не полностью. Результирующую вертикальную нагрузку на кронштейн при таких условиях можно определить, используя формулу $P_{кр} = Q_0 + \chi V$ [7], где Q_0 – суммарная сила предварительной затяжки болтов кронштейна; V – внешняя сила; χ – коэффициент внешней нагрузки. В данном же случае величина внешней силы ($V = V_{1кр} = 34500$ Н) превышает силу затяжки болтов ($Q_0 = 2P_{зам} = 20146$ Н), что указывает на возможность раскрытия стыка и необходимость выполнения соответствующей проверки. Проверка показывает, что внешняя сила $V_{1кр}$ превышает величину [7] $N_0 = \frac{Q_0}{1-\chi} = 27982$ Н ($\chi = 0,28$ [3]) и стык, следовательно, раскрывается, а на болты и на кронштейн передается полная величина внешней нагрузки $V_{1кр} = 34500$ Н. Таким образом, величина расчетной вертикальной нагрузки на кронштейн составляет $P_{кр} = V_{1кр} = 34500$ Н.

Прочность кронштейна проверяем с помощью конечно-элементного программного комплекса ANSYS. Расчетные геометрическая и конечно-

элементная модели кронштейна представлены на рис. 5. Они описаны в [3].

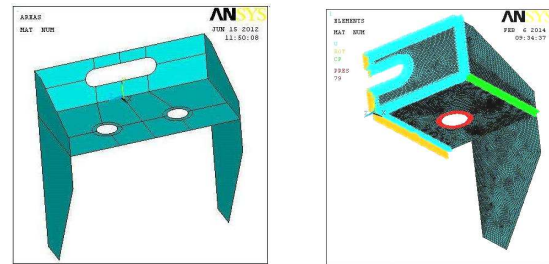


Рисунок 5 – Модели кронштейна цистерны: а – геометрическая модель, б – конечно-элементная модель

Нагрузку от болтов прикладываем по кольцевым площадкам горизонтальной полки кронштейна в виде равномерно распределенного давления с интенсивностью $q = P_{кр} / \left[2 \cdot \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_0^2) \right] = 77$ Н/мм², где

$D_0 = 24$ мм и $d_0 = 17$ мм – соответственно диаметр опорной поверхности гайки и внутренний диаметр шайбы. Картина напряженного состояния кронштейна от данной нагрузки в виде картины распределения эквивалентных по Мизесу напряжений приведена на рис. 6.

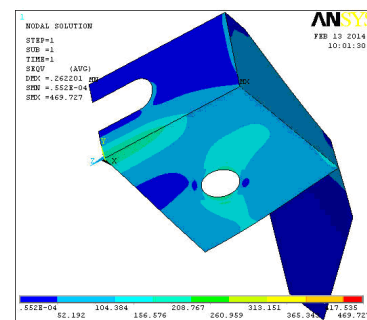


Рисунок 6 – Картина напряженного состояния кронштейна крепления цистерны к шасси (МПа) от действия на цистерну поперечной нагрузки

Согласно полученным результатам, наиболее нагруженными областями кронштейна являются: угловая область, в которой сходятся полки уголка и пластина поперечного упора; область сопряжения полок уголка; область кромки отверстия для болта. Наибольшее напряжение действует в угловом узле № 423, его величина составляет 469 МПа. Более полное представление о напряженном состоянии данных областей можно получить из рис. 7.

Из рис. 7 следует, что напряжения в данных областях весьма высоки, однако допускаемое значение превышает только в угловой области вертикальной полки. Анализ показал, что повышенное по сравнению с допускаемым напряжением действует только в одном – угловом узле данной полки, а на расстоянии половины толщины прилегающих к этой полке пластин напряжение составляет всего лишь 120 МПа. Поскольку в пластинчатых конечно-элементных моделях угловые узлы находятся в точке или на линии пересечения **срединных** (не наружных или внутренних) по-

верхностей моделируемых пластин, вычисляемые программой величины напряжений в них являются величинами *условными*. Поэтому считаем, что проч-

ность угловой области вертикальной полки и кронштейна в целом обеспечивается.

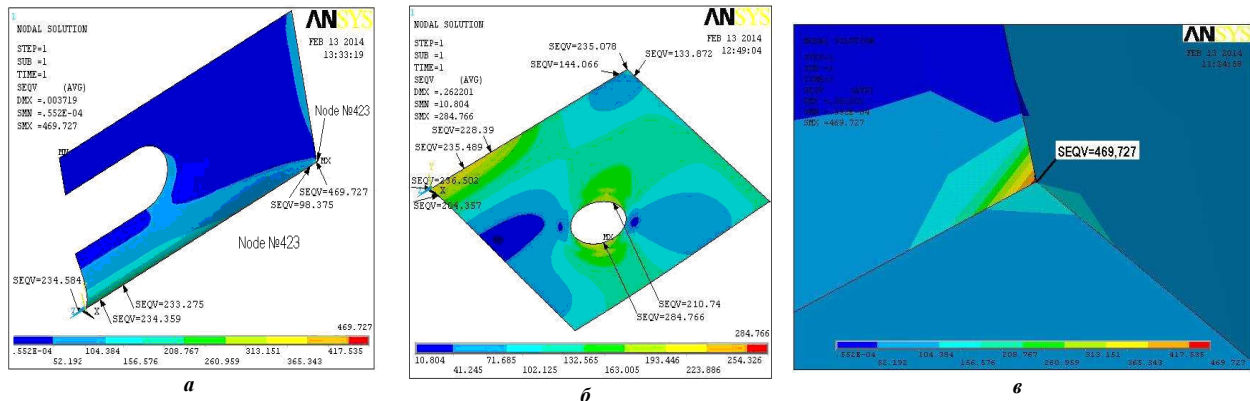


Рисунок 7 – Картины распределения эквивалентных напряжений в наиболее нагруженных областях кронштейна: а – в вертикальной полке; б – в горизонтальной полке; в – в угловой области

Далее проверяем прочность сварных швов, соединяющих кронштейн с лонжероном (см. рис. 4, б). На сварные швы через упоры передается горизонтальная поперечная сила $H_{1кр}$, а через болты – вертикальная сила $V_{1кр}$, направленная вниз. Вертикальная сила вызывает сдвиг кронштейна относительно лонжерона, а горизонтальная сила и момент, создаваемый совместным действием обеих сил, вызывают отрыв его от лонжерона. Величина момента, действующего на швы, равна $M_{ш} = V_{1кр} \cdot l - H_{1кр} \cdot h_1 = 1,34 \cdot 10^6$ Н·мм.

Расчетное сечение сварных швов и принятая эпюра напряжений в швах от момента изображены на рис. 8. Расчетная толщина шва принята равной $0,7k = 4$ мм, где $k = 6$ мм – катет шва. Для упрощения вычислений контур внутренних сварных швов принят прямоугольным.

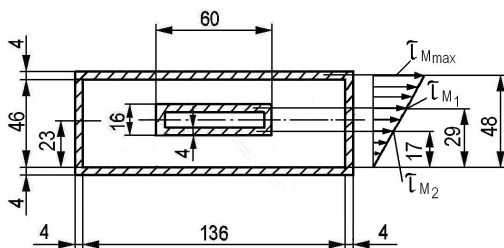


Рисунок 8 – Расчетное сечение сварных швов и эпюра напряжений от момента

Величины напряжений от сил определяем непосредственно $\tau_H = H_{1кр} / F = 2$ МПа, $\tau_V = V_{1кр} / F = 17$ МПа, где F – площадь расчетного сечения сварных швов ($F = 2064 \text{ мм}^2$), а от момента – с использованием расчетной схемы, аналогичной предложенной в [2] для сварных соединений, когда между свариваемыми деталями отсутствует конструктивный зазор. В рассматриваемом соединении кронштейна с лонжероном зазора нет. При нагружении кронштейна моментом в сварных швах практически отсутствует сжатая часть, поэтому эпюра напряжений в них может быть принята в виде

треугольника, изображенного на рис. 8.

Максимальное напряжение $\tau_{M \max}$ от момента действует в верхнем продольном шве. При принятой эпюре величина напряжения в верхнем шве внутреннего контура равна $\tau_{M1} = (29/48)\tau_{M \max}$, в нижнем шве этого контура – $\tau_{M2} = (17/48)\tau_{M \max}$. Величину максимального напряжения $\tau_{M \max}$ определяем из уравнения равновесия в виде равенства внешнего момента $M_{ш}$ сумме моментов внутренних сил, вызванных напряжениями в каждом шве. С целью упрощения вычислений и ввиду малой значимости вертикальных швов внутреннего контура, ими пренебрегаем:

$$\begin{aligned} M_{ш} &= \tau_{M \max} \cdot 136 \cdot 4 \cdot 48 + \frac{29}{48} \tau_{M \max} \cdot 52 \cdot 4 \cdot 29 + \\ &+ \frac{17}{48} \tau_{M \max} \cdot 52 \cdot 4 \cdot 17 + 2 \cdot \frac{1}{2} \tau_{M \max} \cdot 48 \cdot \frac{2}{3} \cdot 48, \\ &\Rightarrow \tau_{M \max} = 43 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Результирующее максимальное напряжение от совместного действия сил и момента равно $\tau_{рез. \max} = \sqrt{(\tau_{M \max} + \tau_H)^2 + \tau_V^2} = 50$ МПа. Допускаемое напряжение для данного типа швов принимаем в соответствии с [1] равным $[\tau]_{ш} = 0,8 \cdot 0,6[\sigma] = 130$ МПа. Как видно, прочность сварных швов приварки кронштейна обеспечивается.

Кронштейн шасси. Проверка прочности кронштейнов шасси выполняется аналогично. Согласно полученным результатам, прочность кронштейнов обеспечивается.

Болты. Общая нагрузка на болты, соединяющие одну пару кронштейнов (кронштейн цистерны и кронштейн шасси), при поперечном опрокидывании цистерны равна $V_{1кр} = 34500$ Н, следовательно, нагрузка на один болт составляет $P_6 = V_{1кр} / 2 = 17250$ Н. В данном соединении используются болты М16 из стали 40Х, имеющей предел текучести $\sigma_T = 900$ МПа, предел

прочности $\sigma_g = 1000$ МПа, относительное удлинение $\delta_5 = 10$. При проверке прочности болтов вычисляем нормальное напряжение от силы P_g : $\sigma = 4P_g / (\pi d_1^2) = 123$ МПа ($d_1 = 13,385$ мм – внутренний диаметр резьбы болта), касательное напряжение от момента, скручивающего болт при затяжке ($M_{кр} = 38,2$ Н·м), определяемого по формуле $M_{кр} = P_{зам} \cdot \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho)$ [8], в которой

$P_{зам} = 10,08$ кН – усилие в болте от затяжки, $d_2 = 14,701$ мм – средний диаметр резьбы, $\lambda = 0,0433$ рад и $\rho = 0,4327$ рад – соответственно угол подъема витков резьбы и приведенный угол трения в резьбе [1]: $\tau = 16M_{кр} / (\pi d_1^3) = 74$ МПа; и эквивалентное напряжение (по третьей теории прочности) $\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = 192$ МПа.

Допускаемое напряжение принимаем равным $[\sigma] = \sigma_T / 2 = 450$ МПа. В данном случае, поскольку материал болтов имеет низкое значение относительного удлинения, коэффициент запаса прочности $n = 2$ принят большим по сравнению с указанным в [1] значением для пластичных сталей. Как видно, прочность болтов крепления цистерны к шасси обеспечивается.

Подкладки лонжеронов цистерны. Данные подкладки находятся между лонжеронами цистерны и лонжеронами шасси и испытывают сжатие в вертикальном направлении. Как отмечалось выше, в статическом состоянии автотопливозаправщика обе подкладки (с левой и правой его стороны) сжимаются силой веса цистерны с топливом и силами затяжки болтов крепления цистерны к шасси, а при поперечном опрокидывании цистерны одна из подкладок (та, относительно которой происходит опрокидывание) испытывает дополнительное сжатие от вертикальной силы V , создаваемой опрокидывающим моментом (см. рис. 4). Непосредственно на подкладку сжимающие силы от весовой нагрузки и нагрузки, создаваемой опрокидывающим моментом, передаются через опоры цистерны и приваренный к ним лонжерон, а от сил затяжки болтов – через кронштейны и лонжерон.

Аналогично принятому выше расчетному значению вертикальной силы, действующей на одну опору при поперечном опрокидывании цистерны (равному одной трети общей вертикальной силы V , действующей на всю подкладку, $V_{лон} = V/3 = 23000$ Н), расчетное значение весовой нагрузки, приходящейся на одну опору цистерны, принимаем равной одной шестой веса цистерны с топливом (общее количество опор цистерны равно восьми) [1]:

$$G_{лон} = \frac{(m_u + m_m)g}{2 \cdot 3} = 15827 \text{ Н},$$

где $m_u = 1680$ кг и $m_m = 8000$ кг – соответственно массы цистерны и топлива.

Проверку прочности подкладки на смятие вы-

полняем для ее наиболее нагруженных зон – зон передних опор цистерны, так как напротив каждой из этих опор (в отличие от задних опор) имеются кронштейны крепления цистерны к шасси, нагрузка от затяжки болтов которых практически полностью передается подкладке в пределах этих зон и добавляется к нагрузкам от веса и опрокидывания. Сила затяжки болтов одного узла крепления составляет $Q_0 = 2P_{зам} = 20146$ Н.

Напряжение смятия определяем на поверхности контакта подкладки с лонжероном шасси. Расчетную длину площадки контакта принимаем равной длине нижней горизонтальной грани призмы давления (рис. 9), аналогичной рассмотренной в [3], однако в данном случае длина верхней грани m_1 призмы принята равной не длине кронштейна, а ширине опоры b цистерны.

При ширине опоры $b = 225$ мм, высоте, номинальной ширине и расчетной ширине подкладки соответственно $h = 100$ мм, $t = 84$ мм и $t_p = 0,9 \cdot 84 = 75$ мм, тангенсе угла призмы давления $\operatorname{tg} \alpha = 0,4$ [3] длина нижней грани призмы составляет $m_2 = 305$ мм, а расчетная площадь смятия – $F_{см} = m_2 t_p = 22875$ мм².

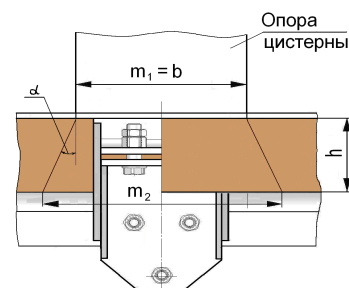


Рисунок 9 – Призма давления в подкладке лонжерона цистерны

В статическом состоянии топливозаправщика напряжение смятия равно

$$\sigma_{см.стат} = (G_{лон} + Q_0) / F_{см} = 1,57 \text{ МПа}.$$

При поперечном опрокидывании цистерны подкладка в зоне опоры, как уже отмечалось, дополнительно нагружается сжимающей силой $V_{лон} = 23000$ Н. Предварительная непосредственная оценка динамической добавки напряжения дает величину

$$\sigma_{см.дин} = V_{лон} / F_{см} = 1,01 \text{ МПа}.$$

Суммарное напряжение при этом

$$\sigma_{см.сум} = \sigma_{см.стат} + \sigma_{см.дин} = 2,58 \text{ МПа}.$$

Несмотря на то, что эта величина на 7,5% превышает справочное значение допускаемого значения для материала подкладки – лиственницы – $[\sigma_{см}] = 2,4$ МПа [3], ее можно считать приемлемой. Во-первых, потому что допускаемые напряжения на смятие, приводимые в справочной литературе, соответствуют нагружению деталей по типу внедрения

одной в другую, в то время как здесь имеет место значительно более благоприятное локальное нагружение протяженной детали, контактирующей с другой по всей своей длине. Во-вторых, потому что в результате дополнительного сжатия подкладки нагрузкой, вызванной опрокидыванием цистерны, предварительная затяжка болтов ослабевает, в результате чего суммарное напряжение смятия подкладки уменьшается. Вычисленное по используемой в [3] расчетной схеме уменьшение высоты подкладки составляет

$$\Delta h = \frac{V_{10n} h}{E_n F_{cp}} = 0,174 \text{ мм,}$$

где $F_{cp} = \frac{m_1 + m_2}{2} \cdot t = 22260 \text{ мм}^2$ – среднее арифметическое значение площадей горизонтальных граней призмы давления; $E_n = 595 \text{ МПа}$ – модуль упругости материала подкладки. При податливости узла крепления (кронштейнов и болтов) $\lambda_{уз.кр} = 2,99 \cdot 10^{-5} \text{ мм/Н}$ [3] нагрузка от затяжки болтов уменьшается на $\Delta Q_0 = \Delta h / \lambda_{уз.кр} = 5820 \text{ Н}$, а суммарное напряжение смятия подкладки уменьшается до величины

$$\sigma_{см.сум} = \frac{G_{10n} + (Q_0 - \Delta Q_0) + V_{10n}}{F_{см}} = 2,32 \text{ МПа,}$$

что не превышает справочное значение допускаемого напряжения.

Проверку прочности на смятие верхней грани призмы не выполняем, поскольку возможность ее разрушения значительно меньше, чем нижней вследствие того, что верхняя часть подкладки устанавливается в полость лонжерона с натягом по боковым граням (см. рис. 4, б), что стесняет ее поперечную деформацию и, следовательно, способствует увеличению ее прочности. Таким образом, прочность подкладок лонжеронов цистерны считаем обеспеченной.

Действие вертикальной нагрузки

Согласно [4–6] крепление цистерны должно быть рассчитано также на действие вертикальной нагрузки в направлении сверху вниз, равной удвоенному общему весу цистерны с топливом ($N_{н.н} = 189922 \text{ Н}$), и в направлении снизу вверх, равной общему весу цистерны с топливом ($N_{н.в} = 94961 \text{ Н}$). Данные величины нагрузок следует понимать так, что расчетная нагрузка в направлении сверху вниз $N_{н.н}$ представляет собой сумму статической и динамической составляющих, каждая из которых равна весу цистерны с топливом, а расчетная нагрузка в направлении снизу вверх $N_{н.в}$ представляет собой разность динамической и статической составляющих, первая из которых равна удвоенному весу цистерны с топливом. Нагрузка $N_{н.н}$ прижимает цистерну к шасси, а нагрузка $N_{н.в}$ отрывает ее от шасси.

При действии вертикальной нагрузки в направ-

лении сверху вниз кронштейны и болты узлов крепления цистерны к шасси не нагружаются. Нагружение испытывают лишь лонжероны и уложенные в них подкладки. Последние проверяем на смятие. Проверку выполняем аналогично проведенной выше, но с учетом того, что при действии вертикальной нагрузки сверху вниз опрокидывания цистерны ни в продольном, ни в поперечном направлениях не происходит, а нагружение подкладок происходит так, как если бы к ним была приложена дополнительная статическая нагрузка от силы веса цистерны с топливом. Как отмечалось выше, в статическом состоянии топливозаправщика подкладки испытывают действие весовой нагрузки и сил затяжки болтов крепления цистерны к шасси, при котором расчетное значение напряжения смятия подкладки равно $\sigma_{см.стат} = (G_{10n} + Q_0) / F_{см} = 1,57 \text{ МПа}$. Очевидно, при действии вертикальной нагрузки, равной удвоенному весу цистерны с топливом, дополнительная динамическая добавка на одну опору цистерны равна статической нагрузке $G_{10n} = 15827 \text{ Н}$. Если при нагружении динамической добавкой не учитывать уменьшение силы от затяжки болтов вследствие деформации подкладки, суммарное напряжение смятия будет равно $\sigma_{см.сум} = (2G_{10n} + Q_0) / F_{см} = 2,26 \text{ МПа}$. Как видно, данное значение напряжения меньше допускаемого.

При действии на цистерну вертикальной нагрузки в направлении снизу вверх дополнительное нагружение испытывают только узлы крепления цистерны к шасси – кронштейны и болты, подкладки же при этом разгружаются. Принимаем для расчета, что всю нагрузку воспринимают узлы крепления, расположенные лишь в двух поперечных сечениях цистерны (аналогично тому, как проверялась прочность узлов крепления от действия поперечной инерционной силы, с тем, однако, отличием, что в данном случае нагрузка передается не на два узла одной стороны цистерны, а на четыре узла на обеих ее сторонах). Следовательно, расчетное значение нагрузки, приходящейся на один узел, равно $N_{н.в.1} = N_{н.в} / 4 = 23740 \text{ Н}$. Это значение меньше значения вертикальной силы ($V_{1кр} = 34500 \text{ Н}$), на которое выполнялась проверка прочности узла крепления при действии опрокидывающего момента от поперечной инерционной силы. Поскольку прочность и кронштейнов, и болтов при действии поперечной инерционной силы обеспечивается (что показано выше), она также обеспечивается и при действии вертикальной нагрузки при ее направлении снизу вверх.

Как показывают результаты проверки, прочность элементов крепления цистерны при действии вертикальной силы в обоих направлениях обеспечивается.

Заключение

В статье изложен ход выполнения расчетов по проверке прочности элементов крепления цистерны к шасси автомобиля от действия поперечной и вертикальной нагрузок на примере реальной конструкции автотопливозаправщика АТЗ-10 и описаны некото-

рые особенности их выполнения. Предложенные способы уточнения традиционно применяемых расчетных моделей элементов узлов крепления позволяют выявить и более полно использовать имеющиеся в них запасы прочности, не прибегая к увеличению их размеров и, следовательно, их массы.

Список литературы

1. **Головченко В.И.** Основные положения расчета крепления цистерны к шасси автомобиля автоопливозаправщика / **Головченко В.И., Иванина Н.Л.** // Вестник НТУ "ХПИ". – 2012. – №22. – С. 40–47.
2. **Головченко В.И.** Проверка прочности элементов крепления цистерны к шасси автоопливозаправщика от смещения при действии продольной нагрузки / **Головченко В.И., Иванина Н.Л.** // Вестник НТУ "ХПИ". – 2013. – №1. – С. 22–35.
3. **Головченко В.И.** Проверка прочности элементов крепления цистерны к шасси автоопливозаправщика от опрокидывания при действии продольной нагрузки / **Головченко В.И., Иванина Н.Л.** // Вестник НТУ "ХПИ". – 2013. – №23. – С. 45–58.
4. **ГОСТ Р 50913-96** Автомобильные транспортные средства для транспортирования и заправки нефтепродуктов. Типы, параметры и общие технические требования. – М.: Издательство стандартов, 1996. – 31 с (с изм. 1 от 01.08.98).
5. **ГОСТ Р 52906-2008.** Оборудование авиатопливообеспечения. Общие технические требования. – М.: Стандартинформ, 2008. – 37 с.
6. **ДОПОГ.** Европейское соглашение о международной перевозке опасных грузов. ECE/TRANS/160. В 2-х томах. Том 2. – Нью-Йорк – Женева: Изд-во ООН, 2002.
7. **Биргер И.А.** Расчет на прочность деталей машин: Справочник. – Изд. 3/ **Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б.** – М.: Ма-

шиностроение, 1979. – 702 с.

8. Детали машин. Изд. 6. / **Батурин А.Т., Ицкович Г.М. и др.** – М.: Машиностроение, 1971. – 466 с.

References (transliterated)

1. **Golovchenko V.I.** Osnovnye polozheniya rascheta krepneniya cisterny k shassi avtomobilja avtotoplivozapravshhika / **Golovchenko V.I., Ivanina N.L.** // Vestnik NTU "KhPI". – 2012. – No 22. – P. 40–47.
2. **Golovchenko V.I.** Proverka prochnosti elementov krepneniya cisterny k shassi avtotoplivozapravshhika ot smeshheniya pri dejstvii prodol'noj nagruzki / **Golovchenko V.I., Ivanina N.L.** // Vestnik NTU "KhPI". – 2013. – No 1. – P. 22–35.
3. **Golovchenko V.I.** Proverka prochnosti elementov krepneniya cisterny k shassi avtotoplivozapravshhika ot oprokidyvanija pri dejstvii prodol'noj nagruzki / **Golovchenko V.I., Ivanina N.L.** // Vestnik NTU "KhPI". – 2013. – No 23. – P. 45–58.
4. **GOST R 50913-96.** Avtomobil'nye transportnye sredstva dlja transportirovanija i zapravki nefteproduktov. Tipy, parametry i obshhie tehniczeskie trebovanija. – М.: Izdatel'stvo standartov, 1996. – 31 p. (s izm. 1 ot 01.08.98).
5. **GOST R 52906-2008.** Oborudovanie aviatoplivoobespechenija. Obshhie tehniczeskie trebovanija. – Moscow: Standartinform, 2008. – 37 p.
6. **ДОПОГ.** Evropejskoe soglasenie o mezhdunarodnoj perevozke opasnyh gruzov. ECE/TRANS/160. V 2-h tomah. Tom 2. – N'ju-Jork – Zheneva: Izd-vo OON, 2002.
7. **Birger I.A.** Raschet na prochnost' detalej mashin: Spravochnik. – Izd. 3/ **Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B.** – Moscow: Mashinostroenie, 1979. – 702 p.
8. Detali mashin. Izd. 6. / **Baturin A.T., Ickovich G.M. i dr.** – Moscow: Mashinostroenie, 1971. – 466 p.

Надійшла (received) 19.01.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Перевірка міцності елементів кріплення цистерни до шасі автопаливозаправники від дії поперечної і вертикальної навантажень / В.І. Головченко, Г.П. Глінін, Н.Л. Іваніна // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2017. – № 12 (1234). – С. 26–32. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0775.

Проверка прочности элементов крепления цистерны к шасси автоопливозаправщика от действия поперечной и вертикальной нагрузок / Головченко В.И., Глинин Г.П., Иванина Н.Л. // Вестник НТУ "ХПИ". Серія: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2017. – № 12 (1234). – С. 26–32. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0775.

Checking the strength of the fastening elements of the tank to the chassis of the autoplanker from the effect of transverse and vertical loads / Holovchenko V.I., Glinin G.P., Ivanina N.L. // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Engineering and CAD. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 12 (1234). – P. 26–32. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0775.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Головченко Володимир Іванович – кандидат технічних наук, ПРАТ "ГСКТИ", інженер-конструктор, Маріуполь; тел.: (097) 156-04-05; e-mail: v.i.gol@yandex.ua.

Головченко Владимир Иванович – кандидат технических наук, ПРАТ "ГСКТИ", инженер-конструктор, Маріуполь; тел.: (097) 156-04-05; e-mail: v.i.gol@yandex.ua.

Holovchenko Volodymyr – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), PRJSC "GSKTI", design engineer, Mariupol; tel. (097) 156-04-05; e-mail: v.i.gol@yandex.ua.

Глінін Геннадій Павлович – ПРАТ "ГСКТИ", Головний конструктор, Маріуполь; тел.: (0629) 51-83-35; e-mail: info@gskti.com.ua.

Глинин Геннадий Павлович – ПРАТ "ГСКТИ", Главный конструктор, Маріуполь; тел.: (0629) 51-83-35; e-mail: info@gskti.com.ua.

Glinin Genady – PRJSC "GSKTI", Chief engineer, Mariupol; tel. (0629) 51-83-35; e-mail: info@gskti.com.ua.

Іваніна Ніна Леонідівна – ПРАТ "ГСКТИ", інженер-конструктор, Маріуполь; тел.: (050) 681-86-09; e-mail: on-inl@yandex.ru.

Иванина Нина Леонидовна – ПРАТ "ГСКТИ", инженер-конструктор, Маріуполь; тел.: (050) 681-86-09; e-mail: on-inl@yandex.ru.

Ivanina Nina – PRJSC "GSKTI", design engineer, Mariupol; tel.: (050) 681-86-09; e-mail: on-inl@yandex.ru.