

**В.И. ГОЛОВЧЕНКО**, канд. техн. наук, вед. инж.-констр. НТК ЧАО „АзовЭлектроСталь”, Мариуполь;  
**Н.Л. ИВАНИНА**, инж.-констр. НТК ЧАО „АзовЭлектроСталь”, Мариуполь

## ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЕТА КРЕПЛЕНИЯ ЦИСТЕРНЫ К ШАССИ АВТОМОБИЛЯ АВТОТОПЛИВОЗАПРАВЩИКА

*У статті викладений загальний підхід до проведення розрахунків на міцність елементів кріплення цистерни автомобільного паливозаправника літальних апаратів до шасі автомобіля, на якому вона змонтована, виходячи з досвіду проектування та експлуатації паливозаправників такого призначення. Актуальність статті зумовлена тим, що ні державні, ні галузеві нормативні документи щодо методів розрахунків силових елементів паливозаправників на даний час не розроблені.*

*В статті изложено общий подход к проведению расчетов на прочность элементов крепления цистерны автомобильного топливозаправщика летательных аппаратов к шасси автомобиля, на котором она смонтирована, исходя из опыта проектирования и эксплуатации топливозаправщиков такого назначения. Актуальность статьи предопределена тем, что ни государственные, ни отраслевые нормативные документы относительно методов расчетов силовых элементов топливозаправщиков на данное время не разработаны.*

*A general approach to strength checking of elements which fasten flying vehicle fueler's tank to automobile chassis on which the tank is mounted is described. The approach is based on the experience of designing and exploitation of fuelers of such purpose. The article is timely because neither state nor branch normative documents concerning the stress analysis of fuelers bearing elements have been developed yet.*

**Введение.** Расчет прочности крепления цистерны к шасси транспортного средства, на котором она установлена, является одним из основных расчетов, выполняемых при проектировании автомобильных топливозаправщиков (АТЗ) летательных аппаратов. Несмотря на то, что данный вид изделий имеет довольно широкую распространенность, а сам расчет является весьма важным и ответственным, нормативные документы, регламентирующие правила и методы выполнения такого расчета, до сих пор отсутствуют.

В основных нормативных документах, которыми в настоящее время руководствуются отечественные конструктора при проектировании автотопливозаправщиков летательных аппаратов, – российских стандартах ГОСТ Р 50913-96 [1], ГОСТ Р 52906-2008 [2] и Европейском соглашении о международной перевозке опасных грузов ECE/TRANS/160 (ДОПОГ) [3] – даются лишь общие требования относительно обеспечения прочности крепления цистерны, сформулированные в таком виде: „Крепление цистерны должно выдерживать нагрузки, равные: в направлении движения – удвоенному общему весу цистерны с топливом; в поперечном направлении – общему весу цистерны с топливом; в вертикальном направлении сверху вниз – удвоенному общему весу цистерны с топливом; в вертикальном направлении снизу вверх – общему весу цистерны с топливом”.

Как видно, данные документы регламентируют лишь величины нагрузок, на которые должно рассчитываться крепление, однако в них не только отсутствуют указания на методы выполнения этих расчетов, но даже не поясняется, что подразумевается под выражением «выдерживать нагрузки». А это ведь исключительно важно, так как конструктору необходимо иметь полную ясность по таким важнейшим вопросам, как, например: какие методы расчета прочности необходимо использовать (метод допускаемых напряжений или метод предельных состояний); какие величины запасов прочности элементов крепления необходимо обеспечить; могут ли в элементах крепления допускаться остаточные деформации или нет? Однако все же необходимо отметить, что даже только нормирование упомянутыми документами величины расчетной нагрузки на элементы крепления значительно облегчает выполнение расчетов прочности, поскольку освобождает конструктора от необходимости решать задачи динамики проектируемого топливозаправщика при движении и при возникновении аварийных ситуаций, а также и от ответственности за правильное обоснование принятой величины расчетной нагрузки.

**1. Нормирование величин допускаемых напряжений для элементов крепления цистерн топливозаправщиков на основе опыта проектирования и эксплуатации.** На „Азовмаше” (ранее – Ждановском заводе тяжелого машиностроения) спроектировано и изготовлено большое количество автотопливозаправщиков различных типов с различной конструкцией, формой, вместимостью цистерн: и с несущей цистерной, передняя часть которой опирается на седло тягача, а задняя часть устанавливается на автомобильную тележку, и с цистерной, полностью установленной на шасси автомобиля. Элементы крепления для каждого конкретного топливозаправщика различны, но в общем – это упоры, сварные и болтовые соединения, а также поверхности трения скольжения, благодаря которым уменьшается величина нагрузки, передающаяся непосредственно на элементы крепления.

Опыт проектирования показал, что расчеты элементов крепления наиболее удобно выполнять по методу допускаемых напряжений с использованием общепринятых расчетных схем и формул сопротивления материалов и деталей машин. В технически обоснованных случаях используемые расчетные схемы уточняются и по ним выводятся уточненные расчетные формулы. Если же непосредственное применение известных схем и формул или их уточнение невозможно или нецелесообразно, задачи решаются с применением конечно-элементных программных комплексов.

Назначение величин запасов прочности и, соответственно, допускаемых напряжений вообще и в расчетах прочности элементов крепления цистерн в частности является весьма ответственным этапом расчета. Для данных же расчетов, по-нашему мнению, целесообразно воспользоваться существующими на протяжении многих лет Нормами [4] для расчетов прочности аналогичных элементов подвижного состава железнодорожного транспорта. Согласно этим Нормам несущие элементы подвижного состава рассчитываются на воз-

действия эксплуатационных нагрузок, действующих при нормальном режиме эксплуатации (по терминологии Норм – III расчетный режим) и повышенных (I расчетный режим). Повышенные нагрузки обусловлены резким приложением тяговых и тормозных сил и соударениями вагонов. Ускорения кузова груженого вагона или котла вагона-цистерны, вызываемые нагрузками, действующими при нормальном режиме, не превышают 0,5g, а ускорения, вызываемые повышенными нагрузками, могут достигать 3g и более в зависимости от массы единицы подвижного состава. Нагрузки, которые должны выдерживать элементы крепления автомобильных цистерн согласно [1-3], относятся к повышенным. Поэтому при определении допускаемых напряжений логично воспользоваться указаниями Норм [4] для такого вида нагружения несущих элементов подвижного состава. Согласно им для деталей из углеродистых и низколегированных сталей (Ст3, Ст5, сталь 20, 09Г2Д, 10ХСНД), изготавливаемых из листового и сортового проката (эти и подобные материалы используются для элементов крепления цистерн топливозаправщиков), допускаемые напряжения на растяжение, сжатие и изгиб принимаются на уровне 85÷90% от предела текучести. При таких величинах допускаемых напряжений нагружение деталей допускается только в пределах упругости, чем обеспечивается их работоспособность при многократном воздействии таких нагрузок. Напряжения смятия, однако, допускаются до 130% от предела текучести. Это объясняется тем, что этот вид нагружения значительно менее опасен, чем растяжение или изгиб, или даже сжатие. Допускаемые напряжения на срез Нормами [4] устанавливаются на уровне 50% от допускаемых нормальных напряжений, однако согласно нашему опыту для деталей крепления цистерн АТЗ они могут приниматься на уровне 60% от допускаемых нормальных напряжений.

Для оценки прочности деталей крепления, испытывающих сложное напряженно-деформированное состояние, используется четвертая, энергетическая теория прочности.

Коэффициент запаса прочности для болтов из пластичных сталей (типа Ст3, сталь 20) при определении допускаемых нормальных и эквивалентных напряжений (с учетом касательных напряжений от крутящего момента при затяжке) принимается равным 1,7 – 1,8 по пределу текучести.

При определении допускаемых напряжений для сварных швов используется понижающий коэффициент  $\phi = 0,8$ , который учитывает то, что приварка деталей крепления осуществляется по месту, а доступными видами контроля сварных швов являются лишь визуальный и измерение.

**2. Конструкция крепления цистерны автотопливозаправщика АТЗ-10 к шасси автомобиля.** В данной статье излагаются основные положения и некоторые особенности выполнения расчета прочности элементов крепления цистерн на примере аэродромного топливозаправщика АТЗ-10, спроектированного на «Азовмаше» в 2011 г. Вместимость цистерны данного топливозаправщика составляет 10 м<sup>3</sup>, монтируется она на шасси трехосного автомобиля

МАЗ-6303А5. Общий вид авто-топливозаправщика АТЗ-10 приведен на рис. 1.

Цистерна данного топливозаправщика представляет собой тонкостенную цилиндрическую стальную оболочку некругового поперечного сечения (близкого к овальному), торцы которой закрыты днищами. Для придания жесткости и с целью большей безопасности при эксплуатации цистерна имеет две поперечные перегородки, разделяющие ее на три отсека.

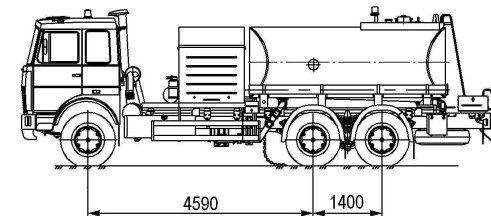


Рис. 1. Общий вид аэродромного топливозаправщика АТЗ-10

Для крепления цистерны на шасси автомобиля (рис. 2) к нижней ее части привариваются четыре пары опор (по четыре опоры с каждой стороны цистерны), а на лонжероны шасси автомобиля, усиленные специальной накладкой, укладываются два полоза из швеллера №10П с обращенными вниз полостями, в которые на всей их длине заложены деревянные брусья (брусьями цистерна будет опираться на лонжероны шасси). Цистерна своими опорами устанавливается на эти полозья (лонжероны цистерны) и приваривается к ним (рис. 3). Усиливающая накладка лонжерона шасси, имеющая поперечное сечение в форме уголка, наложена на горизонтальную и наружную боковую поверхность лонжерона шасси и крепится к нему чистыми болтами М14.

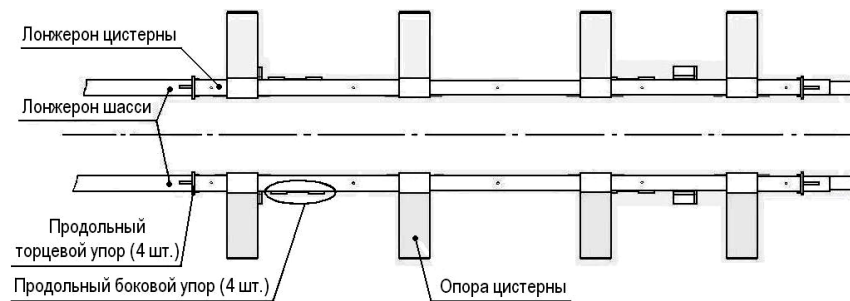


Рис. 2. Элементы крепления цистерны топливозаправщика к шасси автомобиля (цистерна условно не показана): вид сверху

Установленная без специального крепления на шасси цистерна при движении топливозаправщика может смещаться относительно шасси и опрокидываться и в поперечном, и в продольном направлениях. Для скрепления цистерны и шасси между собой к лонжеронам цистерны привариваются по три кронштейна с каждой стороны цистерны как раз над кронштейнами лонжеронов шасси (см. рис. 2, 3). Соответствующие пары кронштейнов цистерны и шасси стягиваются между собой болтами М16 (по два болта на каждую пару кронштейнов).

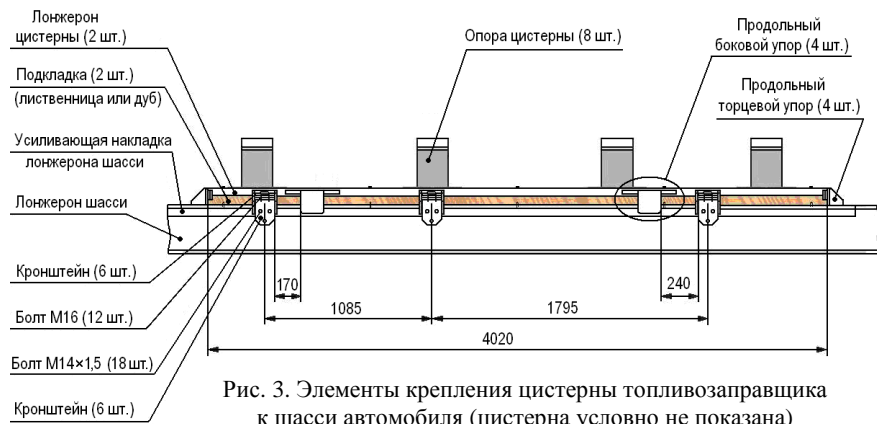


Рис. 3. Элементы крепления цистерны топливозаправщика к шасси автомобиля (цистерна условно не показана)

Для предотвращения смещений цистерны в продольном направлении

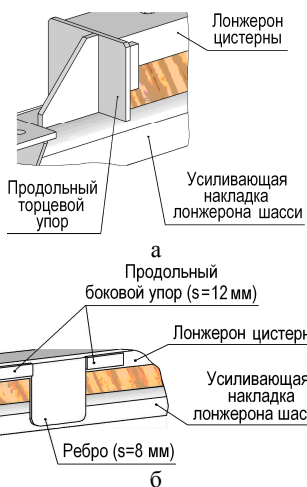


Рис. 4. Продольные упоры цистерны: торцевой (а) и боковой (б)

предусмотрены упоры: торцевые (рис. 4, а), привариваемые к горизонтальной полке усиливающей накладки лонжерона шасси и упирающиеся в торцы лонжеронов цистерны (по одному упору для каждого торца лонжерона), и боковые (рис. 4, б) (по два упора на каждом лонжероне с наружной стороны цистерны). Активные элементы боковых упоров (те, которые передают нагрузку на шасси) приварены к лонжеронам цистерны, а пассивные (воспринимающие нагрузку), приварены к вертикальной полке усиливающей накладки лонжеронов шасси.

От смещений в поперечном направлении цистерна фиксируется поперечными упорами, по три упора в каждую сторону (см. рис. 3); конструктивно

поперечные упоры выполнены заодно с кронштейнами лонжеронов цистерны для стягивания цистерны с шасси (рис. 5).

Фиксация цистерны от поперечных смещений выполнена так, что при действии поперечной силы в правую сторону поперечные упоры (ребра кронштейнов) левой стороны приходят в контакт с вертикальной полкой усиливающей накладки левого лонжерона шасси, если же поперечная сила действует влево, в контакт приходят упоры правой стороны. Болты, скрепляющие цистерну с шасси, являются также и средством ее крепления от вертикальных нагрузок в направлении снизу вверх, которые могут действовать на

цистерну при нештатных ситуациях. В целом данное крепление обеспечивает неподвижность и устойчивость цистерны от опрокидывания относительно шасси.

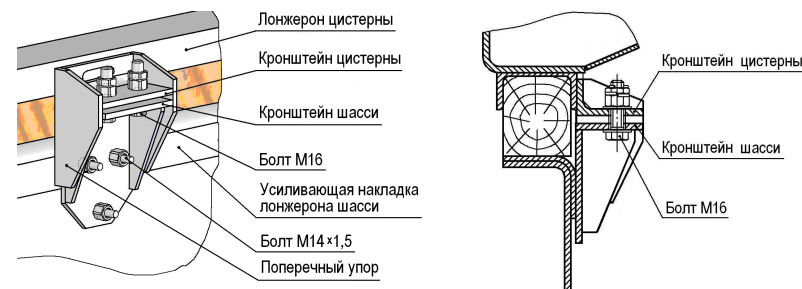


Рис. 5. Кронштейны крепления цистерны к шасси

### 3. Основные положения расчета крепления, определение величин расчетных нагрузок и оценка устойчивости цистерны от смещения и опрокидывания.

В начале расчета определяются величины расчетных нагрузок. Зная массу цистерны  $m_{ц} = 1680$  кг и массу топлива в ней  $m_{т} = 8000$  кг, в соответствии с упомянутыми выше указаниями [1-3] получаем следующие величины расчетных нагрузок: в продольном направлении  $N_{пр} = 189922$  Н; в поперечном направлении  $N_n = 94961$  Н; в вертикальном направлении сверху вниз  $N_{в.н} = 189922$  Н; в вертикальном направлении снизу вверх  $N_{в.в} = 94961$  Н.

Сила трения на поверхности контакта лонжеронов цистерны с лонжеронами шасси, создаваемая весом цистерны и весом топлива, составляет  $F_{тр.ц} = 0,4 \cdot (1680 + 8000) \cdot 9,81 = 37984$  Н (коэффициент трения дерева по стали  $f_{мп} = 0,4$  [4]). Поскольку сила трения меньше внешних сил  $N_{пр}$  и  $N_n$ , при действии как продольной, так и поперечной сил цистерна при отсутствии крепления будет смещаться относительно шасси.

Условие устойчивости цистерны от опрокидывания имеет вид  $M_{уд} > M_{опр}$ , где  $M_{уд}$  – момент, удерживающий цистерну от опрокидывания;  $M_{опр}$  – момент, вызывающий опрокидывание цистерны. Опрокидывающий момент создает инерционная сила, а удерживающий – сила веса (вначале для оценки устойчивости, средства крепления от опрокидывания во внимание не принимаются). Эти силы приложены в приведенном центре масс цистерны и топлива. Поскольку цистерна имеет весьма сложную форму (по-

перечное сечение обечайки – некруговое, днища – в виде вертикальных цилиндрических панелей), для определения координат центра массы топлива используется специально разработанная методика [5].

Плечи удерживающей и опрокидывающих сил ( $l_{уд}^{np}$ ,  $l_{уд}^n$  и  $h$ ) показаны на рис. 6.

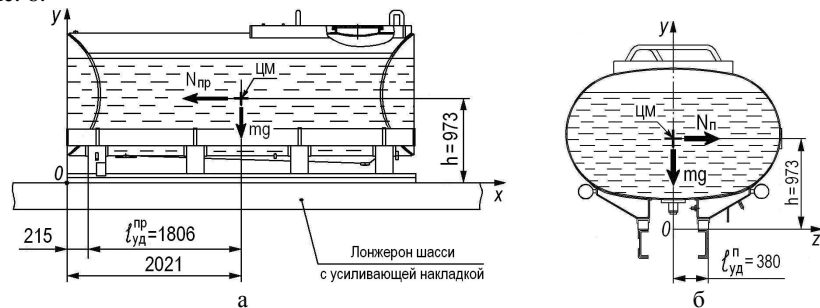


Рис. 6. К оценке устойчивости цистерны от опрокидывания в продольном направлении (а) и в поперечном направлении (б)

Вычисления показывают, что для данной цистерны опрокидывающие моменты превышают удерживающие как в продольном направлении ( $M_{опр}^{np} = 184,794 \cdot 10^6$  Н·мм,  $M_{уд}^{np} = 171,499 \cdot 10^6$  Н·мм), так и в поперечном ( $M_{опр}^n = 92,397 \cdot 10^6$  Н·мм,  $M_{уд}^n = 36,085 \cdot 10^6$  Н·мм). Как видно, цистерна требует крепления к шасси и от смещения, и от опрокидывания.

Для увеличения силы трения между деревянными брусками лонжеронов цистерны и усиливающими накладками лонжеронов шасси в болтах, стягивающих кронштейны цистерны с кронштейнами шасси, создается предварительная затяжка. Усилие в болтах, создаваемое затяжкой, определяется из уравнения [6]

$$M_{кл} = P_{зам} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \rho') + P_{зам} \cdot \frac{f_T \cdot (D_o^3 - d_o^3)}{3 \cdot (D_o^2 - d_o^2)}, \quad (1)$$

где  $M_{кл}$  – момент на ключе;  $P_{зам}$  – усилие в болте от затяжки;  $d_2$  – средний диаметр резьбы (болты имеют резьбу М16,  $d_2 = 14,701$  мм);  $\lambda$  – угол подъема витков резьбы;  $\rho'$  – приведенный угол трения в резьбе;  $f_T$  – коэффициент трения на опорных поверхностях гайки и шайбы (без смазки  $f_T = 0,2$  [7]);  $D_o$  – наружный диаметр опорной поверхности гайки ( $D_o = 24$  мм);  $d_o$  – внутренний диаметр опорной поверхности гайки ( $d_o = 16,5$  мм),

$$P_{зам} = \frac{M_{кл}}{\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \rho') + \frac{f_T \cdot (D_o^3 - d_o^3)}{3 \cdot (D_o^2 - d_o^2)}}. \quad (2)$$

Момент на ключе  $M_{кл} = F \cdot l$ , где  $F$  – сила, прикладываемая к рукоятке ключа – усилие рабочего ( $F = 25$  кгс = 245 Н);  $l$  – плечо силы (длина ключа), для болта М16  $l = 15d = 240$  мм. Имеем:  $M_{кл} = 58,8 \cdot 10^3$  Н·мм.

Приведенный угол трения в резьбе определяется по формуле [6]  $\rho' = \arctg(f_p / \cos(\alpha/2)) = 0,4327$  рад, где  $f_p$  – коэффициент трения в резьбе (для резьбы без смазки  $f_p = 0,4$  [7]);  $\alpha$  – угол профиля резьбы ( $\alpha = 60^\circ$ ). Угол подъема винтовой линии определяем по формуле [6]  $\lambda = \arctg(s_1 / (\pi \cdot d_2)) = 0,0433$  рад, где  $s_1$  – шаг резьбы ( $s_1 = 2$  мм). Усилие в болте от затяжки, вычисленное по формуле (2), равно  $P_{зам} = 10073$  Н.

Суммарная сила трения от силы веса цистерны с топливом и усилий от затяжки всех болтов составляет  $F_{тр.сум} = 86335$  Н.

Как видно, и суммарная сила трения меньше продольной и поперечной сил инерции цистерны. Поэтому, кроме затяжки болтов, для удержания цистерны от смещений относительно шасси необходимы дополнительные элементы крепления. Этими элементами являются описанные выше упоры. Элементами, удерживающими цистерну от опрокидывания, являются болты, скрепляющие цистерну с шасси. Они являются также элементами крепления цистерны от действия вертикальных нагрузок в направлении снизу вверх.

После определения величин расчетных нагрузок и оценки устойчивости цистерны от смещения и опрокидывания относительно шасси выполняются расчеты прочности элементов ее крепления от действия этих нагрузок. При этом принимается, что все внешние нагрузки по каждому направлению действуют на цистерну отдельно. Соответственно, оценка прочности элементов крепления производится отдельно по каждому направлению действия нагрузки.

**Список литературы:** 1. 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). 2. ГОСТ Р 52906-2008 Оборудование авиатопливообеспечения. Общие технические требования. – М.: Стандартинформ, 2008. – 37 с. 3. ДОПОГ. Европейское соглашение о международной перевозке опасных грузов. ЕСЕ/TRANS/160. В 2-х томах. Том 2. - Нью-Йорк – Женева: Издательство ООН, 2002. – 609 с. 4. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). ВНИИВ – ВНИИЖТ, 1996 (с изменениями 2002 г.). 5. Иванина Н.Л., Головченко В.И., Полетун Л.Е. Расчеты основных геометрических параметров автомобильных цистерн некругового поперечного сечения //Вестник НТУ «ХПИ», 2009. - №29. - С. 30-42. 6. Батулин А.Т., Ицкович Г.М. и др. Детали машин. – Изд. 6. – М.: Машиностроение, 1971. – 466 с. 7. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроит. спец. вузов. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.

Поступила в редколлегию 22.02.12