

К ПОВЫШЕНИЮ НАДЁЖНОСТИ РАМ АВТОТРАКТОРНЫХ САМОСВАЛЬНЫХ ПРИЦЕПОВ

Фетисов К.С., Сливинский Е.В.

Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина (399770, г. Елец, Липецкой обл., ул. Коммунаров, 28) e-mail: main@elsu.ru

В настоящей статье представлены материалы по разработке перспективной конструкции гидроподъёмника для самосвальных автотракторных прицепов, позволяющей исключить отказы в рамах прицепов вызванных стеснённым кручением их составляющих элементов. Такая конструкция защищена патентом РФ на изобретение. Все существующее на сегодняшний день такие прицепные автотранспортные средства не имея устройств исключающих стеснённое кручение лонжеронов и поперечин рамы в зоне крепления гидроподъёмника платформы имеют низкую долговечность и поэтому требуют в итоге значительных затрат по ремонту рам. В результате проведённых расчётов определены рациональные геометрические параметры указанного устройства и дана экономическая оценка его в случае внедрения его в практику.

Ключевые слова: Лонжерон, поперечина, канал, стакан.

TO IMPROVE THE RELIABILITY AND FRAMES TRACTOR DUMP TRAILERS

Fetisov K.S, Slivinsky E.V

Yeletsy state University. I.A. Bunin (399770, Elets, Lipetsk region, street of Communards, 28) e-mail: main@elsu.ru

This article presents materials on the development of perspective design of the platform for dumping tractor trailers, allowing to eliminate failures in the frames trailers caused by constrained torsion their constituent elements. Such a design is protected by the RF patent. All existing for today such towed vehicles not having devices excluding constrained torsion rails and cross bars of the frame in the zone of fastening of the platform platform has low durability and therefore require result in significant expenses on repair of the frames. As a result of the carried out calculations defined rational geometrical parameters of the specified devices and evaluated for economic, in the case of its implementation in practice.

Keywords: Spar, cross-beam, channel, glass.

Повышение надежности сельскохозяйственных машин является одной из важнейших задач по повышению эффективности сельскохозяйственного производства в нашей стране. Успешное решение проблем повышения безопасной эксплуатации и надежности машин в работе, экономии металла и легковесность конструкций возможно только на основе теории



Рис. 1 Самосвальный прицеп

и применения в практике проектирования современных методов и средств расчета на прочность, износостойкость и жесткость. Одним из важнейших технологических процессов в агрономическом комплексе являются транспортные операции по перевозке различных грузов, для чего широко применяются различные грузовые автомобили и

автотракторные поезда, состоящие из тягачей агрегируемых с прицепами и полуприцепами (рис.1). Наиболее широкое применение находит тракторный транспорт. В качестве тягачей для транспортировки прицепов и полуприцепов

применяют колесные тракторы класса 0,9т, такие как трактор четырехколесный Т-28Х4М-С1 и Т-40АМ. Колесные тракторы класса 1,4т это тракторы МТЗ-52, МТЗ-80, ЮМЗ-6М и др. Конструкции тракторных самосвальных прицепов также многообразны и в основном это тракторные двусосные самосвальные прицепы моделей 2ПТС-4-793-01, 2ПТС-4-887, 2-ПТС-4М, а также большегрузные тракторные полуприцепы модели 3-ПТС-12 грузоподъемностью 12,0т агрегируемые с колесными тракторами К-700 и др., а также автомобильных прицепах моделей ГКБ-819 и ГКБ-8527 [1].

Основой конструкции всех автотракторных самосвальных прицепов является шасси, которое служит для установки на нем платформы и приспособлений. Обычно в комплект шасси входят: рама, ходовая часть, тягово-сцепное устройство, тормозная система, опрокидывающий механизм и электрооборудование. Рама прицепа представляет собой сварную конструкцию и состоит из двух штампованных лонжеронов связанных между собой поперечинами. В средней части рамы с помощью опорного кронштейна приварена нижняя опора гидроподъемника. Обычно у всех моделей тракторных самосвальных прицепов типа 2ПТС-4 гидроподъемники выполнены телескопического типа из стальных труб входящих друг в друга. С целью повышения безопасности обслуживания и ремонта узлов и деталей прицепов, находящихся в труднодоступных местах, они снабжаются предохранительными стойками платформ. Существенным недостатком всех известных механизмов

опрокидывания платформ является то, что кронштейн на котором расположен гидроподъёмник жёстко присоединён к поперечинам рамы прицепа, что препятствует их свободной деформации при стесненном кручении рамы. Поэтому в практике надёжность данного узла да и всей рамы в целом невысока.

Учитывая это в ЕГУ им. И.А. Бунина на кафедре прикладной механики и инженерной графики на протяжении ряда лет проводится бюджетная НИР на тему «Динамика, прочность и надёжность транспортных и сельскохозяйственных машин агропромышленного комплекса применительно к Черноземному региону РФ» и одному из её разделов по линии НИРС посвящены исследования направленные на повышение надёжности несущих систем автотракторных самосвальных прицепов.

Анализ многочисленного числа библиографических источников, а также отечественных и зарубежных патентов, позволил разработать на уровне изобретения (RU2397888) техническое решение, направленное на повышение надёжности рам автотракторных самосвальных прицепов в эксплуатационных условиях.

На чертежах рис.2 показан общий вид самосвального прицепа, на рис.3 вид на часть его рамы сверху со снятым кузовом, на рис.4 укрупненный узел крепления гидроподъёмника.

Самосвальный прицеп состоит из кузова 1, который с помощью опорных кронштейнов 2 закреплен к лонжеронам 3 рамы прицепа связанных между собой поперечинами 4 с дополнительными связями 5. Большой цилиндр 6 гидроподъёмника снабжен основными пальцами 7 и дополнительными пальцами 8 подвижно расположенными в каналах 9 стаканов 10. Стаканы 10 также подвижно размещены в направляющих втулках 11, к которым примыкают пневмоцилиндры 12. Внутри пневмоцилиндров 12 установлены поршни 13 с одной стороны взаимодействующие с пружинами сжатия 14, а с другой при помощи штоков 15 со стаканами 10. Направляющие втулки 11 жестко закреплены на поперечинах 4 и дополнительных связях 5 рамы прицепа. Подпоршневые полости 16 пневмоцилиндров 12 с помощью трубопроводов 17 связаны с кранами управления 18 и 19, которые подключены через трубопровод 20 к воздушному баллону 21 пневмотормозной системы прицепа. Краны управления 18 и 19 снабжены рукоятками 22.

Работает самосвальный прицеп следующим образом. При движении прицепа в составе автотракторного поезда он и его составляющие конструкционные элементы находятся в таком состоянии как это показано на чертежах (рис.2, 3 и 4). При необходимости его самосвальной выгрузки, которая может быть осуществлена путем наклона кузова 1 назад или на две боковые стороны, выполняют следующие операции. Так при самосвальной выгрузке кузова 1 назад, например, по стрелке А (рис.1) распускают запорные пальцы (на чертежах запорные пальцы не показаны, но их конструкция и работа подробно описаны в аналоге и

прототипе) опорных кронштейнов 2 находящихся в передней части прицепа и затем поворачивают по стрелке В (рис.2) рукоятку 22 крана управления 18, что обеспечивает поступление сжатого воздуха в трубопровод 17 из воздушного баллона 21 в пневмоцилиндры 12 по стрелке С (рис.2 и рис.3) находящихся в продольной

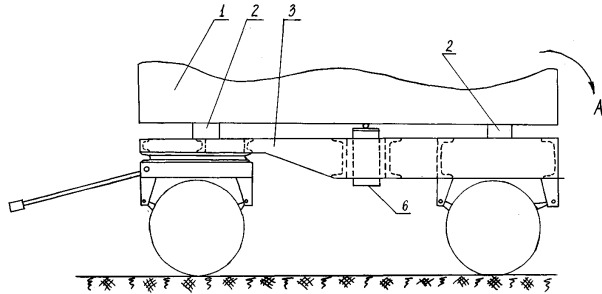


Рис.2 Общий вид самосвального прицепа

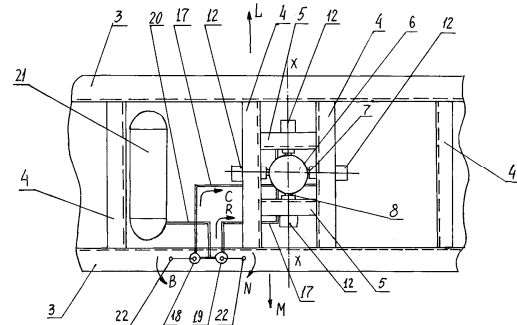


Рис.3 Часть рамы сверху со снятым кузовом

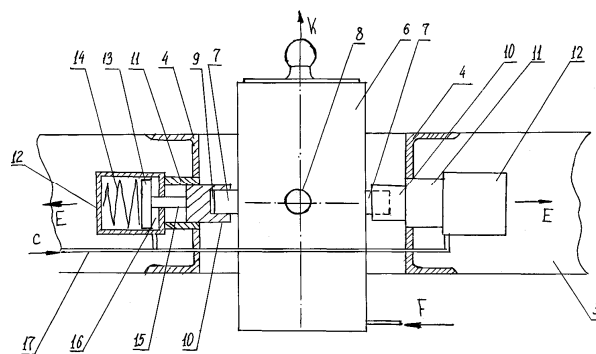


Рис.4 Узел крепления гидроподъемника

плоскости симметрии лонжеронов 3 рамы прицепа. Под действием сжатого воздуха поршни 13 этих пневмоцилиндров 12 (рис.3) перемещается по стрелкам Е сжимая при этом, свои пружины сжатия 14 и увлекая за собой стаканы 10 в этом же направлении. В итоге основные пальцы 7 покидают каналы 9 стаканов 10 и не имеют контакта с поперечинами 4. Следовательно, большой цилиндр 6 гидроподъемника имеет кинематические пары вращения только с дополнительными пальцами 8 расположенными в стаканах 10 размещенных по оси XX (см. рис.2) и обладает возможностью углового поворота только по стрелке А относительно рамы прицепа. После этого широко известным в практике способом подают давление рабочей жидкости в большой цилиндр 6 гидроподъемника по стрелке F и его ступени выдвигаясь по стрелке К обеспечивают угловой поворот кузова 1 по стрелке А. После выгрузки кузова 1 также широко известным способом обеспечивают ток рабочей жидкости из большого цилиндра 6 гидроподъемника в направлении обратном стрелки F и кузов 1 под действием собственного веса поворачивается в направлении обратном стрелке А, занимая исходное положение такое, как это показано на фиг.1. После этого рукоятку 22 крана управления 18 поворачивают в направлении обратном стрелке В, что позволяет его

трубопровод 17 соединиться с атмосферой. Как только это произойдет под действием сжатых ранее пружин сжатия 14 поршни 13 совместно со стаканами 10 возвращаются в исходное положение перемещаясь в направлении обратном стрелкам Е входя в контакт своими каналами 9 с основными пальцами 7 большого цилиндра 6 гидроподъемника (рис.3). При выгрузке кузова в боковую сторону, например, по стрелке L или М (см. рис.2) также удаляют запорные пальцы опорных кронштейнов 2 с одной из сторон кузова 1 и поворачивают по стрелке N рукоятку 22 крана управления 19, что способствует по стрелке R наполнению сжатым воздухом пневмоцилиндров 12 расположенных в плоскости XX (рис.2) и освобождению дополнительных пальцев 8 большого цилиндра 6 гидроподъемника. Такое действие подобно тому, как это описано выше при выгрузке кузова 1 назад, позволяет получить угловой поворот большому цилиндру 6 гидроподъемника в вертикальной поперечной плоскости прицепа по оси XX. После выгрузки кузова 1 рукоятку 22 крана управления 19 возвращают в направлении обратном стрелке N, что в итоге, подобно тому как это было описано выше, позволяет стаканам 10 войти в контакт с дополнительными пальцами 8, расположенными по оси XX. Далее описанные процессы могут повторяться неоднократно.

Произведём расчёт напряжений стеснённого кручения возникающих в местах присоединения поперечин рамы к лонжеронам, которые предназначены для крепления опорного кронштейна гидроподъёмника механизма опрокидывания кузова, например для тракторного самосвального прицепа 2ПТС-4-793А. Поперечины выполнены из гнутого корытообразного профиля высотой $h = 180\text{мм}$, шириной полок $b = 75\text{мм}$ и толщиной стенок и полок $\delta = 3,5\text{мм}$. Используя серийную конструкцию рамы и предложенное техническое решение, которое не накладывает жёсткой связи на поперечины, позволяет вычислить значения таких напряжений по известной методике [4] следующим образом. Для имеющегося сечения поперечины (рис.5) и для вычисления секториально-статического момента $S_{\omega z}$ и главного I_z центрального момента инерции, воспользуемся способом

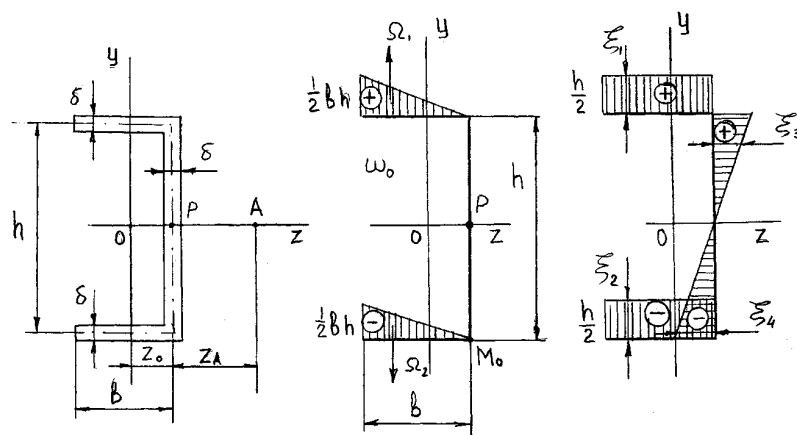


Рис.5 Сечения поперечины

Верещагина. Для этого построим эпюру секториальных координат ω_0 при полюсе P и эпюру линейных ординат y . В этом случае эпюру $S_{\omega z}$ получим путём перемножения на каждом участке площади Ω_i эпюры ω_0 на ординату ξ_i эпюры y под центром тяжести Ω_i на толщину участка δ_i :

$$S_{\omega z} = \int_F y \omega_0 dF = \sum \Omega_{\omega_0} \xi_y \delta_i = \frac{b^2 h^2 \delta}{2} = \frac{7,5^2 \cdot 18^2 \cdot 0,35}{4} = 1594,7 \tilde{\text{м}}^4.$$

Определим момент инерции по зависимости:

$$I_z = \int_F y^2 dF = \sum \Omega_y \xi_y \delta_i = \frac{h^2 \delta}{12} (12b + h) = \frac{18^2 \cdot 0,35}{12} (12 \cdot 7,5 + 18) = 1020,6 \tilde{\text{м}}^4,$$

тогда расстояние от полюса P до центра изгиба A будет равно:

$$z_A = \frac{S_{\omega z}}{I_z} = \frac{1594,7}{1020,6} = 1,56 \tilde{\text{м}}.$$

Проведённые тензометрические испытания рамы самосвального прицепа [3] также показали, что усилие растяжения приложенное к кронштейну гидроподъёмника при движении прицепа по просёлочной дороге в среднем составляют $P = 180 \text{ кЗс}$, следовательно такое усилие создаёт на каждой из поперечин закручивающий последний моментом $M_0 = P(b + z_A) = 180(0,075 + 0,0156) = 16,31 \text{ кЗс} \cdot \text{м} = 163,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Зная также главный секториальный момент инерции $I_{\omega} = 34372 \text{ см}^6$ и численное значение «момента инерции» чистого кручения $I_k = 12,75 \text{ см}^4$ [3], можно определить численное значение изгибно-крутильной жёсткости поперечины по формуле:

$$k = \sqrt{\frac{GI_{\hat{e}}}{EI_{\omega}}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 10^4 \cdot 12,75}{2 \cdot 10^5 \cdot 34372}} = 0,012 \tilde{\text{м}}^{-2}.$$

Вычислим теперь значение бимоента возникающего в месте соединения поперечины рамы к её лонжерону и напряжения стеснённого кручения соответственно по зависимостям:

$$B_{\omega} = -EI_{\omega} \Theta'' = \frac{M_0 shkx}{kchkl} = \frac{163,1 \cdot 2,543}{0,012 \cdot 10^2 \cdot 2,631} = 131,4 \hat{I} \cdot \hat{i}^2.$$

$$\sigma_{\omega} = \frac{B_{\omega}}{I_{\omega}} \omega = \frac{131,4}{34372 \cdot 10^{-12}} \omega = 382 \cdot 10^7 \omega.$$

Из последнего выражения видно, что, распределение σ_{ω} в поперечном сечении поперечины рамы прицепа происходит по закону изменения секториальных координат ω . Подставив значения ω в выражение σ_{ω} , с учётом их знака получены численные значения напряжений стеснённого кручения в характерных точках поперечного сечения поперечины, а именно $\sigma_{\omega 4} = -87,5 \text{ МПа}$, $\sigma_{\omega 3} = 52,7 \text{ МПа}$, $\sigma_{\omega 2} = -52,7 \text{ МПа}$ и $\sigma_{\omega 1} = 87,5 \text{ МПа}$.

Проведённые экспериментальные исследования колебаний и силового нагружения конструктивных элементов и элементной базы такого прицепа, рама которого снабжена

опорным кронштейном гидроподъёмника жёстко присоединённым к её поперечинам рамы показали [3], что напряжения стеснённого кручения в указанных выше зонах составляют порядка 118 МПа при этом суммарные напряжения превышают 256 МПа , что и вызывает отказы указанных элементов.

Как показали дальнейшие расчёты в случае же установки на раму прицепа предложенного технического решения, несущие элементы которого не накладывают жёсткой связи на поперечины и в этом случае численное значение закручивающего момента составляют порядка $M_0 = 23,6 \text{ Н·м}$, напряжения стеснённого кручения резко снижаются и в целом не превышают

значений $\sigma_{\omega} = 7,23 \text{ МПа}$, что ниже ранее установленных при закручивающем моменте $M_0 = 163,1 \text{ Н·м}$ в 12,1 раза. В итоге можно сделать вывод, что эксплуатационная надёжность предложенной компоновки опорного узла гидроподъёмника опрокидывания платформы прицепа будет более высокой.

Теперь определим экономический эффект от возможного внедрения патента RU2397888, например, на Становлянском предприятии Липецкой области, ремонтирующем самосвальные прицепы различных моделей позволяющего исключить отказы рамы прицепа и тем самым повысить его эксплуатационную надёжность. Для этого воспользуемся следующими показателями.

1. Коэффициент сравнительной экономической эффективности, определяемый по зависимости:

$$E = \frac{C_1 - C_2}{Y_2 - Y_1} = \frac{50000 - 48000}{100000 - 95000} = 0,40$$

2. Коэффициент приведения затрат к одинаковому объёму производства ремонтных работ по базовому прицепу составит:

$$K_1 = \frac{D_2}{D_1} = \frac{165}{154} = 1,071$$

Таблица

Экономические показатели

№ № пп	Показатели	Обозначения	Единица измерения	Серийный прицеп	Модернизированный прицеп
1	Годовая программа ремонта прицепов	А	тыс. шт.	5,0	5,0
2	Пробег прицепа до ремонта	Д	тыс. км.	154,0	165,0

3	Себестоимость ремонта прицепа	C	руб.	48000	50000
4	Капитальные вложения на один прицеп	У	руб.	95000	100000
5	Нормативный коэффициент эффективности	E _н	-	0,15	0,15

3. Приведённые затраты по прицепах:

а) по серийному- $C_1 + E_n \cdot Y_1 = 48,0 + 0,15 \cdot 95,0 = 62,25 \text{ тыс. руб.}$

б) по модернизированному- $C_2 + E_n \cdot Y_2 = 50,0 + 0,15 \cdot 100,0 = 65,0 \text{ тыс. руб.}$

4. Приведенные затраты с учетом коэффициента приведения к одинаковому объему ремонта прицепов:

$$K_2 = (C_1 + E_n \cdot Y_1) \cdot K_1 = 62,25 \cdot 1,071 = 66,7 \text{ тыс. руб.}$$

На основании вышеизложенного произведём расчёт прибыли, которую получит предприятие от ремонта одного модернизированного прицепа по зависимости:

$$\Pi = K_2 - (C_2 + E_n \cdot Y_2) = 66,7 - 65,0 = 1,7 \text{ тыс. руб.}$$

Следовательно, на планируемую программу годового выпуска предприятием отремонтированных прицепов в количестве 5000 шт. общий объём прибыли составит:

$$\Pi_{\text{общ}} = \Pi \cdot A = 1,7 \cdot 5,0 = 8,5 \text{ тыс. руб.}$$

Для автоматизации расчётов экономической эффективности от внедрения предложенного технического решения в конструкции автомобильных прицепов серийно выпускающихся предприятиями, как в нашей стране, так и за рубежом, разработана программа для ЭВМ на языке Delphi, которая апробирована при проведении данного исследования.

Проведённые расчеты показали, что внедрение предложенной конструкции повышающей надежность рам прицепов, является выгодным для ремонтного производства так как оно от их выпуска в количестве 5,0 тыс. штук в год может получить прибыль в размере 8,5 тыс. руб. При этом в условиях эксплуатации пробег прицепов также может быть повышен с 154,0 до 165,0 тыс. км.

Результаты исследования рекомендуются к использованию отраслевым НИИ автомобильной промышленности, сельскохозяйственного машиностроения и конструкторским подразделениям предприятий серийно изготавливающим, ремонтирующим и эксплуатирующим автомобильные и тракторные самосвалы прицепы, как в нашей стране, так и за рубежом.

Библиография

1. Гришкевич А.И. Высоцкий М.С. Специализированный подвижной состав: учеб. Пособие / А.И. Гришкевич М.С. Высоцкий.- Мн.: Высш. шк., 1989.- 240с.
2. Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. Расчёт упругих элементов машин и приборов.- М.: Машиностроение, 1980. – 326с.
3. Сливинский Е.В. Исследование колебаний и силового нагружения самосвального тракторного прицепа 2ПТС-4-793А. Диссертация на соискание учёной степени к.т.н. Алма-Ата 1978г. 125с.
4. Справочник по эксплуатации транспорта в сельском хозяйстве. М.: Россельхозиздат, 1975.- 400с.
5. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1970.-544с