

ка ленты, что в сочетании с применением указанных посадок позволяет повысить ресурс соединений в соединениях в 1,0...1,4 раза путем применения ленты из фреттингостойких материалов.

4. Определены ремонтные размеры исследуемых соединений, что позволяет не заменять втулки (звездочки и шестерни) на новые, а обрабатывать их отверстия соответственно под  $\varnothing 40,8$  мм и  $\varnothing 30,5$  мм с использованием ранее рассчитанных посадок  $\varnothing 40,8H8/h8$  и  $30,5H6/v6$ .

#### Список литературы

1. Леонов О.А. Теоретические основы расчета допусков посадок при ремонте сельскохозяйственной тех-

ники // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. Агроинженерия. — 2010. — № 2. — С. 106–110.

2. Метрология, стандартизация и сертификация: учеб. пособие / О.А. Леонов, В.В. Карпузов, Н.Ж. Шкаруба [и др.]; под общ. ред. О.А. Леонова. — М.: КолосС, 2009. — 568 с.

3. Леонов О.А. Обеспечение качества ремонта унифицированных соединений сельскохозяйственной техники методами расчета точностных параметров: дис. ... д-ра техн. наук. — М., 2004. — 324 с.

4. Леонов О.А., Бондарева Г.И., Шкаруба Н.Ж. Влияние погрешности средств измерений на потери при ремонте сельхозтехники // Механизация и электрификация сельского хозяйства. — 2007. — № 11. — С. 27–29.

УДК 502/504: 631.3.004.67–631.145

*Г.И. Бондарева, доктор техн. наук*

Российский государственный аграрный университет — МСХА имени К.А.Тимирязева

*Н.Б. Орлов, канд. техн. наук*

Республиканский навигационный-информационный центр, Республика Калмыкия

## ОЦЕНКА НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ КАРКАСОВ КАБИН ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

Повышение энергонасыщенности тракторов и автомобилей, увеличение рабочих скоростей выполнения технологических и транспортных операций интенсифицируют труд оператора, работа которого сопровождается не только воздействием вибрации, шума, вредных примесей в воздухе, сильного мышечного и нервно-эмоционального напряжения, но и сопряжена с риском нанесения повреждений в случае опрокидывания управляемой им машины или иных аварийных ситуаций. С целью снижения риска нанесения повреждений оператору в соответствии с ГОСТ Р ИСО 8082–2005 кабины оборудуются устройствами защиты: ROPS (roll-over protective structure) — системой смонтированных на машине элементов, позволяющей при опрокидывании машины уменьшить вероятность нанесения повреждения оператору; FOPS (falling object protective system) — система элементов для защиты оператора от падающих предметов; OPS (operator protective system) — для защиты оператора от проникновения в кабину сучьев деревьев и разорванного тросового каната.

Международные требования к унификации расчетно-экспериментальных методов оценки пассивной безопасности транспортных средств обеспечивают достоверность измеряемых параметров и учитывают конструктивные особенности каждого типа кабин.

Требования безопасности к конструкции кузова крупногабаритных пассажирских транспортных средств изложены в ГОСТ Р 41.66–99 (Правила ЕЭК ООН № 66). Согласно нормативным документам, оценка безопасности возможна по результатам компьютерного моделирования, при условии обеспечения адекватности расчетной модели.

Результаты компьютерного моделирования значений пластических моментов сопротивления сечений  $W_{пл}$  при оценке пассивной безопасности представлены в виде графиков изменения разрушающей нагрузки в зависимости от перемещения нагружающего элемента (рис. 1) и графиков изменения скорости движения ударного элемента от времени. При этом выявлен 20%-й запас по предельным нагрузкам, определен характер пластического деформирования сечений силовых элементов.

Проведено расчетное исследование влияния дверей на несущую способность кабины. Установлено, что двери повышают несущую способность конструкции в пределах 20%. Надежное соединение лобового и заднего стекол с кузовом дополнительно увеличивает его несущую способность в пределах 30%.

Для оценки несущей способности разработаны два варианта конечно-элементных моделей (КЭМ) секции [1]: упрощенные КЭМ (конечно-элементные модели) — используют только стержневые эле-

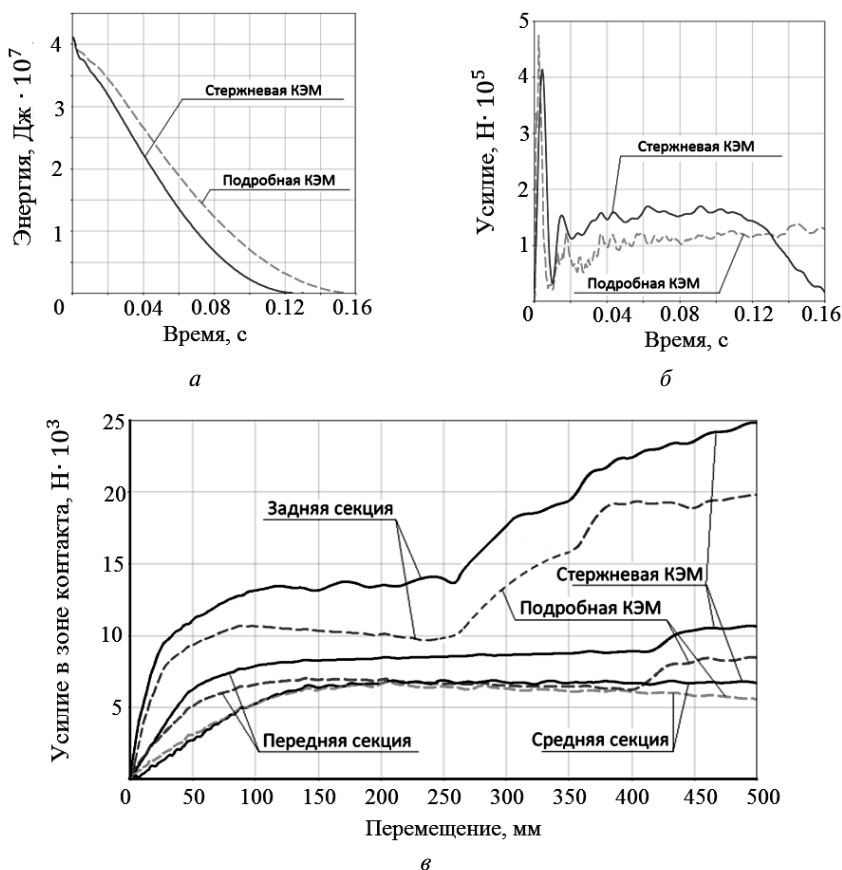


Рис. 1. Зависимости изменения энергии удара и разрушающей нагрузки: а — изменения энергии удара; б — диаграмма контактной силы; в — усилий и перемещений элементов кабины под действием ударных нагрузок

менты и подробные оболочечные элементы. Для каждой модели назначают одинаковые механические характеристики стали с упругопластической кривой деформация-напряжение.

Условия нагружения для моделей кабин делают идентичными: КЭМ нагружались параллельно движущейся жесткой плитой. Каждая КЭМ была закреплена у основания в нескольких зонах. Угол между жесткой плитой и секцией был рассчитан в соответствии с методикой опрокидывания кабин по требованиям, установленным Правилами ЕЭК ООН № 66 и соответствует углу контакта кузова с жесткой поверхностью при опрокидывании с уступа высотой 800 мм. Движение жесткой плиты было определено зависимостью перемещения таким образом, что скорость плиты монотонно возрастает с постоянным ускорением. Данный способ нагружения не позволяет достоверно имитировать процесс опрокидывания, но такие условия можно считать приемлемыми для сравнительного анализа результатов.

Усилия в зоне контакта плиты с элементами КЭМ для различных вариантов моделей отличаются. Из графиков видно, что упрощенная (стержневая) КЭМ (конечно-элементных моделей) имеет более высокую несущую способность (на 10...30%),

чем аналогичная подробная КЭМ, состоящая из оболочечных элементов.

Разница в несущей способности различных КЭМ объясняется особенностью деформирования различных типов элементов. Стержневые элементы не позволяют имитировать пластические деформации тонкостенных поперечных сечений.

В случае действия одной аварийной нагрузки в качестве уравнения равновесия используется принцип равенства работ внешних и внутренних усилий на возможных вариациях перемещений (рис. 2).

Таким образом,

$$F_p \delta S = \sum_{i=1}^{n+1} M_{\text{пл}i} \delta \theta_i, \quad (1)$$

где  $S$  — перемещение (деформация) конструкции по направлению действия внешней силы  $F_p$ ;  $M_{\text{пл}}$  — предельный пластический изгибающий момент;  $\theta_i$  — угол относительного поворота силовых элементов в  $i$ -м пластическом шарнире;  $n$  — степень статической неопределенности схемы (рис. 3).

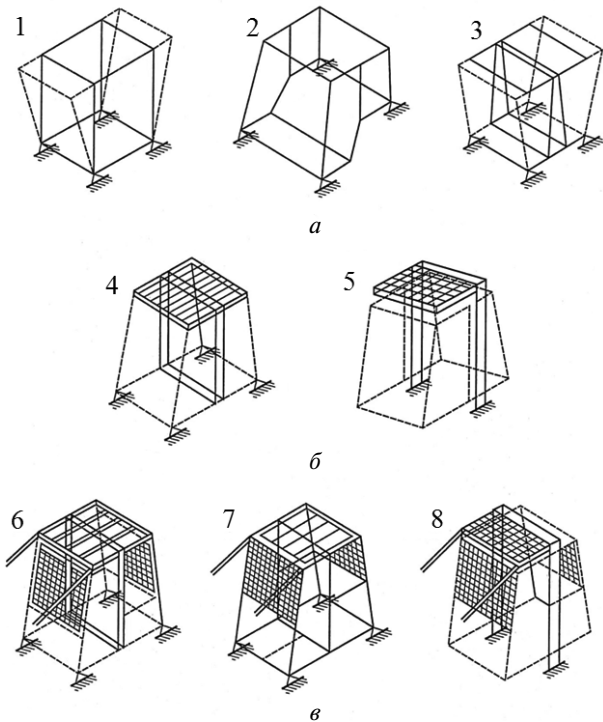
Всю конструкцию каркаса кабины можно разбить на отдельные силовые сечения, на каждое из которых будет действовать сосредоточенная сила. Суммарная разрушающая нагрузка на кузов складывается из разрушающих нагрузок, полученных для отдельных плоских схем силовых сечений.

По результатам проведенных исследований можно сделать вывод о том, что при снижении скорости нарастания внешней нагрузки расчетная энергоемкость конструкции снижается. Поэтому использование квазистатических расчетов при проектировании может привести к получению завышенных значений энергоемкости кабины.

Отклонение результатов, полученных для различных типов моделей, не превышает 28%, что позволяет использовать стержневые модели каркаса кабины на ранних стадиях проектирования.

Сравнительная оценка результатов расчетов разрушающих нагрузок инженерным методом с использованием стержневых моделей с данными испытаний, а также с результатами нелинейного конечно-элементного анализа показывает, что они имеют завышенное на 30% значение.

Методика расчета упругопластических деформаций защитной рамы кабины колесного трактора



**Рис. 2. Классификация кабин по использованию устройств защиты оператора:**

- a* — сельскохозяйственные тракторы;
- б* — промышленные тракторы с каркасом арочного типа; *в* — лесопромышленные тракторы; 1, 2, 3 — без защиты; 4 — ROPS встроен в конструкцию кабины;
- 5 — раздельное исполнение кабины и ROPS;
- б* — каркасы арочного типа FOPS и ROPS, встроенные в конструкцию кабины; 7 — FOPS с несущими стойками; 8 — защитный каркас арочного типа, расположенный снаружи кабины

определяется величиной бокового усилия  $F$  согласно требованиям ГОСТ Р ИСО 8082–2005:

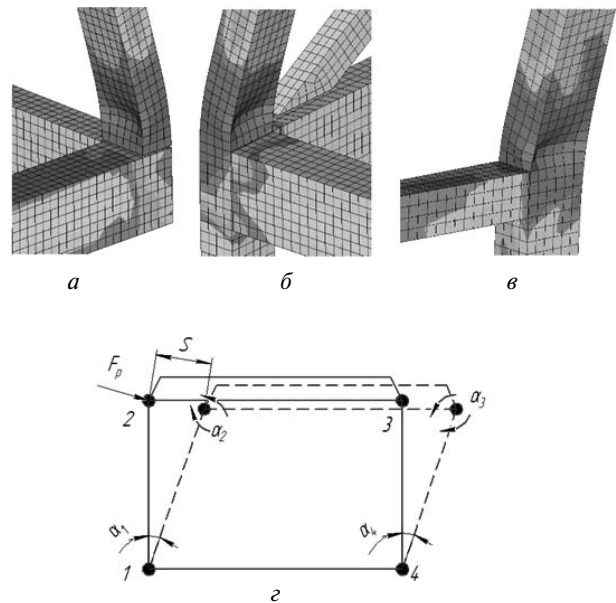
$$F = 60000 \left( \frac{M}{10000} \right)^{1,2}, \quad (2)$$

где  $M$  — масса машины, кг.

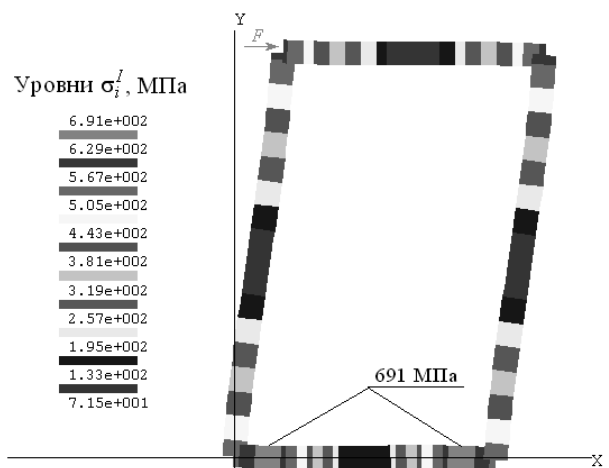
Для тракторов Case Maxxum 110 CAB MFD массой 4740 кг величина предельного ударного бокового усилия составит  $F = 24,4 \cdot 10^3$  Н. Защитное устройство при этом должно поглотить энергию деформации не менее

$$U = 12500 \left( \frac{M}{10000} \right)^{1,25} = 12500 \left( \frac{4740}{10000} \right)^{1,25} = 4916,23 \text{ Дж.}$$

Решение упругой задачи в первом приближении, т. е. определение методом конечных элементов напряженно-деформированного состояния без учета пластического течения материала защитной рамы конечно-элементной модели с интенсивностью напряжений  $\sigma_i^1$  первой итерации, построенная при помощи пакета прикладных программ «Зенит», представлена на рис. 4 [2].



**Рис. 3. Локальные пластические деформации фрагментов подробной модели кабины:**  
*a* — передняя секция; *б* — средняя; *в* — задняя секция;  
*г* — расчетная схема силового сечения кузова и механизма ее разрушения: 1–4 — характерные узлы; • — обозначение пластических шарниров



**Рис. 4. Конечно-элементная модель защитной рамы кабины**

Величины параметров деформации защитной рамы кабины определены по методу, предложенному И.А. Биргером:

$$E^* = E \frac{3\varphi}{2(1+\mu) + (1-2\mu)\varphi}; \quad (3)$$

$$\mu^* = \frac{(1+\mu) - (1-2\mu)\varphi}{2(1+\mu) + (1-2\mu)\varphi}, \quad (4)$$

где  $E$  — модуль Юнга;  $\mu$  — коэффициент Пуассона;  $\varphi$  — функция пластичности, определяющая зависимость параметров упругости от свойств пластического деформирования  $\varphi = \frac{\bar{\sigma}_i}{\bar{\epsilon}_i}$ ; здесь  $\bar{\sigma}_i = \frac{\sigma_i}{\sigma_T}$  — относительная интенсивность напряжений;  $\bar{\epsilon}_i = \frac{\epsilon_i}{\epsilon_T}$  — относительная

интенсивность деформаций;  $\sigma_i$ ,  $\varepsilon_i$  — интенсивности напряжений и деформаций;  $\sigma_T$ ,  $\varepsilon_T$  — предел текучести материала защитной рамы и деформация, соответствующая пределу текучести.

Расчет ведется по идеализированной диаграмме деформирования, построенной в координатах  $\sigma$ – $\varepsilon$ , при этом  $\varphi = \operatorname{tg} \gamma$  при  $\sigma_i > \sigma_T$ ;  $\varphi = \operatorname{tg} \alpha$  при  $\sigma_i \leq \sigma_T$ ;

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{E_1}{E},$$

где  $E_1$ ,  $E$  — модули упругости участков СА и ОС соответственно.

Окончательное решение для идеализированной диаграммы таково:

$$\varphi = \begin{cases} 1, \sigma_i \leq \sigma_T; \\ \frac{\bar{\sigma}_i \operatorname{tg} \beta}{\bar{\sigma}_i - 1 + \operatorname{tg} \beta}, \sigma_i > \sigma_T. \end{cases} \quad (5)$$

Таким образом, при начальном уровне интенсивности напряжений  $\sigma_i^I = 691$  МПа переменный модуль упругости составил  $E^* = 6389$  МПа. Повторное решение задачи выполняют в упругой постановке МКЭ с использованием вычисленных значений  $E^*$  и  $\mu^*$ . Напряжение второй итерации  $\sigma_i^{II} = 448$  МПа и нового значения  $E^* = 6054$  МПа. На третьем приближении различие в значениях переменного модуля упругости незначительно и составляет

$$\Delta E^* = \frac{6389 - 6054}{6389} 100\% = 5,2\%.$$

УДК 632

*И.Н. Гаспарян, канд. биол. наук*

Российский государственный аграрный университет — МСХА имени К.А. Тимирязева

## ЗАЩИТА КАРТОФЕЛЯ ОТ РИЗОКТОНИОЗА

**К**артофель — важная сельскохозяйственная культура, характеризуется прежде всего тем, что размножается вегетативно. Вегетативное размножение способствует быстрому распространению грибных, бактериальных и вирусных болезней. Наиболее распространенным заболеванием и проявляющимся ежегодно в нечерноземной зоне является ризоктониоз. Ущерб колеблется от нескольких процентов до почти полной потери урожая. Поражаются клубни, стебли, столоны (побеги) и корни взрослых растений. Болезнь развивается при высокой влажности и температуре. Гриб зимует в виде склероциев на клубнях и в почве. Склероции формируют грибницу, которая проникает в развивающиеся ростки, вызывая загнивание и гибель. Поражение картофеля ризоктониозом (*Rhizoctonia solani* Kuhn) приводит к угнетению основных физиологических процессов в растении: роста и разви-

## Выводы

Выявлено, что в процессе пластического деформирования несущих стоек кабины величина разрушающей нагрузки, действующей на силовые элементы, снижается на 20...60 % в зависимости от формы сечений несущих конструкций кабины.

Методами компьютерного моделирования выявлен 20%-й запас по предельным нагрузкам, определен характер пластического деформирования сечений силовых элементов.

Установлено, что замена нижних горизонтальных силовых элементов задней стенки кабины раскосами повышает несущую конструкцию в среднем на 30 %.

Выявлено, что в условиях опрокидывания машины передним силовым контуром несущей конструкции поглощается около 25...35 % общей энергии удара, центральным — 30...50 %, задним контуром — 30...37 %.

## Список литературы

1. Ким И.В., Зузов В.Н. Оценка прочности силовой структуры кузовов автобусов методами математического моделирования // Журнал ААИ. — Ч. 1. — 2008. — № 5. — С. 30–31.
2. Орлов Б.Н. Инновационные технологии обеспечения надежности рабочих элементов машин и оборудования: монография. — М.: ФГНУ «Росинформагротех». 2013. — 320 с.