

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ РАМ И ИХ АДЕКВАТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

В.Н. Белокуров, И.А. Медведев



БЕЛОКУРОВ
Владимир Николаевич

Профессор МГИУ, кандидат технических наук. Специалист в области строительной механики стержневых тонкостенных конструкций. Автор более 100 научных трудов, в том числе одной монографии и нескольких изобретений.

Введение

Рама – основа несущей конструкции грузового автомобиля, на которой крепятся все основные его агрегаты. Замена рамы или отдельных ее элементов в конструкции практически связана с полной разборкой автомобиля. Кроме того, она является одним из наиболее ме-

таллоемких элементов автомобиля. Именно поэтому проектирование конструкций автомобильных рам с необходимыми параметрами прочности и жесткости так актуально.

Конструкции рам подавляющего большинства моделей грузовых автомобилей, прицепов и полуприцепов похожи: рама состоит из двух продольных балок – лонжеронов и нескольких поперечин. В качестве примера на



МЕДВЕДЕВ
Иван Анатольевич

Аспирант кафедры «Сопротивление материалов» МГИУ.

рис. 1 показана рама двухосного автомобиля-самосвала, а на рис. 2 – схема рамы полуприцепа и конструкция узла соединения лонжерона и поперечины.

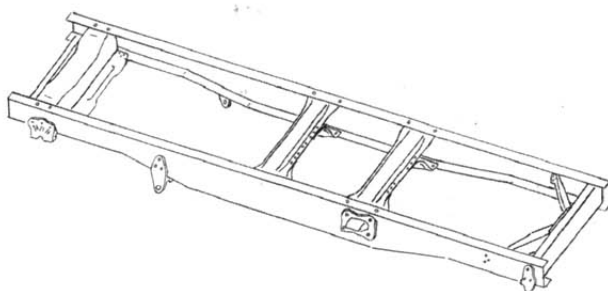


Рис. 1. Рама двухосного автомобиля-самосвала

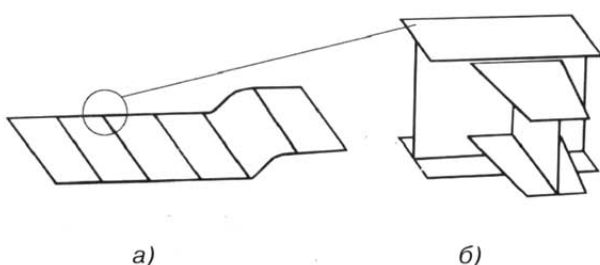


Рис. 2. Схема рамы полуприцепа

а – схема рамы; б – конструкция узла соединения лонжерона и поперечины

Лонжероны и поперечины имеют различия в форме сечений, а также в способе их присоединения. Так, в рамах грузовых автомобилей присоединение поперечин к лонжеронам осуществляется в основном заклепками, а в рамах прицепов и полуприцепов чаще используются сварные соединения. Однако, с расчетных позиций в большинстве случаев участки лонжеронов между поперечинами и сами поперечины могут быть отнесены к принятому в строительной механике классу *тонкостенных стержней*.

1. Результаты экспериментальных исследований нагруженности автомобильных рам

Тензометрические исследования различных моделей грузовых автомобилей, прицепов и полуприцепов с использованием специальной методики обработки результатов замеров

с оценкой величин внутренних силовых факторов в элементах рам [1, 2] показывают, что их напряженно-деформированное состояние, исключая зоны узлов, достаточно хорошо описывается *теорией тонкостенных стержней* [3].

При этом наиболее опасные для прочности рам продольные нормальные напряжения с большой точностью можно представить как сумму напряжений от изгиба элементов рамы в двух главных плоскостях (в силу конструкции рам чаще всего это изгибы из плоскости и в плоскости рамы), а также от их стесненного кручения. Это характерно как при действии статических, так и динамических воздействий. Для иллюстрации на рис. 3 и 4 представлены результаты таких исследований грузового автомобиля-самосвала [1, 2].

На рис. 3, а показано расположение 16 сечений (I–XVI) по длине лонжерона, в которых наклеивались тензодатчики. Показана также схема расположения тензодатчиков в сечении. На рис. 3, б представлены эпюры внутренних силовых факторов по длине лонжерона (бимоменты B_{ω} , изгибающие моменты M_x и M_y , Q_y – поперечная сила), для трех случаев нагружения рамы:

- 1 – при перекосе снаряженного автомобиля на стенде подъемом передних правых и задних левых колес на высоту 185 мм (при этом погонный угол закручивания рамы равен 1,25 град/м);
- 2 – при аналогичном перекосе снаряженного автомобиля с отпущенными болтами крепления надрамника к раме (при этом погонный угол закручивания рамы равен 1,41 град/м);
- 3 – при закручивании отдельной рамы с погонным углом закручивания 1,25 град/м.

На эпюрах B_{ω} , M_y и M_x для иллюстрации уровня напряжений используется дополнительная сетка максимальных продольных нормальных напряжений от каждого силового фактора в сечениях по длине лонжерона.

Первый вариант нагружения имитирует наезд автомобилем на большую неровность колесом одного борта с малой скоростью. Подъемом на стенде передних правых и задних левых колес просто увеличивается перекося автомобиля, как это делается и на трекке. При та-

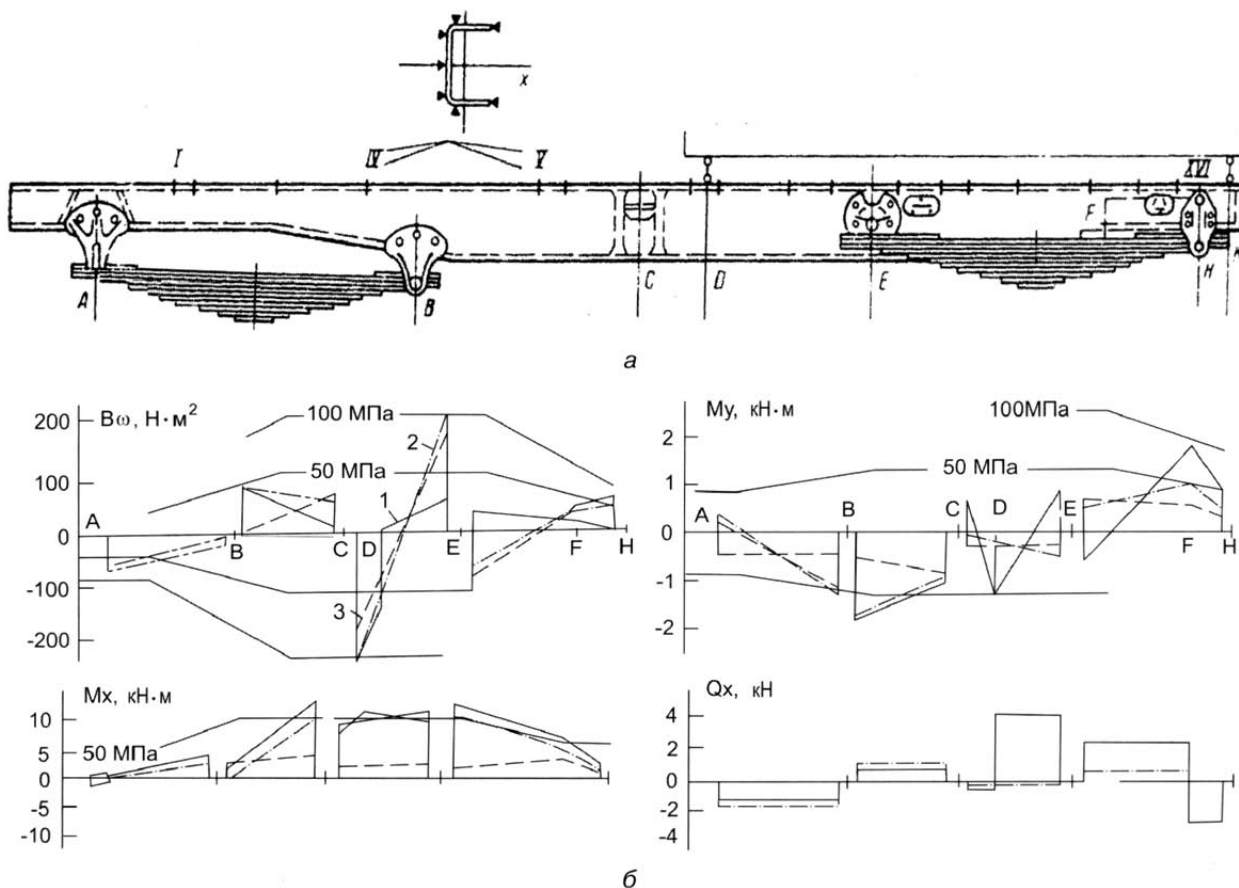


Рис. 3. Результаты стендовых тензометрических исследований рамы автомобиля-самосвала:
а – расположение тензодатчиков на раме; б – эпюры внутренних силовых факторов
по длине лонжерона рамы для трех схем нагружения:
1 – при перекосе снаряженного автомобиля на стенде подъемом передних правых
и задних левых колес на высоту 185 мм; 2 – при перекосе снаряженного автомобиля
с отпущенными болтами крепления надрамника к раме; 3 – при закручивании отдельной рамы

ком перекосе происходит закручивание рамы, но нагружение лонжерона, как видно из эпюр (см. рис. 3, б), существенно отличается от его нагружения при закручивании отдельной рамы даже при одинаковом погонном угле закручивания.

При перекосе автомобиля по сравнению с закручиванием отдельной рамы практически во всех сечениях лонжерона значительно увеличиваются изгибающие моменты M_x и M_y и, следовательно, напряжения от них. Связано это с влиянием на раму грузовой платформы и рессорной подвески. Так, изменение связей рамы с надрамником и, следовательно, с грузовой платформой (схема нагружения 2) снижает угловую жесткость автомобиля и существенно изменяет напряженное состояние в лонжероне на отдель-

ных участках, особенно в задней части рамы. При этом характер изменения бимомента B_ω и изгибающего момента M_y в передней части рамы практически такой же, как и при закручивании отдельной рамы (схема нагружения 3).

Таким образом, известные выводы [4] о том, что движение автомобиля по плохой дороге с малой скоростью сопровождается преимущественно кручением рамы не совсем верно. Оно сопровождается кручением всего автомобиля. При этом рама не только закручивается, но и испытывает существенные деформации изгиба, как из плоскости рамы, так и в ее плоскости. Такие деформации зависят не только от конструкции рамы, но и от конструкции других агрегатов автомобиля, а также от способа крепе-

ния их к раме. Это необходимо учитывать при разработке расчетных моделей и при проведении расчетов рамы на прочность и жесткость.

Не совсем верен и другой вывод, что при движении автомобиля с большой скоростью по сравнительно ровной дороге нагружение рамы в основном определяется ее изгибом в вертикальной плоскости [4].

На рис. 4 приведены результаты динамических тензометрических исследований в одном из сечений в средней части лонжерона автомобиля-самосвала после их обработки по разработанной методике с определением внутренних силовых факторов.

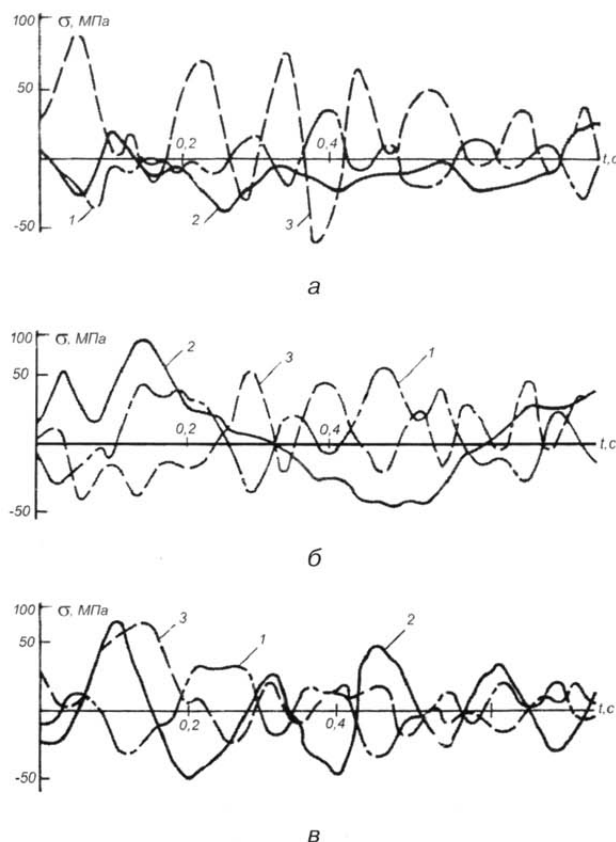


Рис. 4. Компоненты максимальных напряжений от силовых факторов в сечении лонжерона при движении автомобиля-самосвала по различным участкам «бельгийской мостовой» автополигона:

- 1 – от бимоента; 2 – от изгибающего момента из плоскости рамы;
- 3 – от изгибающего момента в плоскости рамы.

Движение автомобиля со скоростью:

а – 40 км/час; б – 30 км/час; в – 20 км/час

Исследования проводились при движении автомобиля по различным участкам «бельгийской мостовой» автополигона с различными скоростями [1, 2]. На графиках даны изменения максимальных величин продольных нормальных напряжений от каждого из трех основных внутренних силовых факторов (изгибающих моментов M_x и M_y и бимоента B_ω) в зависимости от времени t .

Нетрудно заметить, что напряжения от каждого силового фактора соизмеримы. При этом с увеличением скорости движения на более ровных участках дороги увеличиваются напряжения не от изгиба в вертикальной плоскости (M_x), а от изгиба в плоскости рамы (M_y). Аналогичная картина наблюдается и на других временных отрезках движения автомобиля, и на других дорогах, и для других моделей автомобилей.

2. Особенности моделирования тонкостенных стержней автомобильных рам

Приведенные примеры показывают необходимость проведения расчета на прочность автомобильной рамы на основе динамической модели автомобиля при случайных воздействиях дороги, что является достаточно сложной задачей. Одним из первых этапов ее решения является разработка статических моделей даже не рамы, а отдельных ее узлов, с учетом того, что именно в узлах преимущественно наблюдаются разрушения, являющиеся усталостными поломками. Несмотря на широкие возможности для такого моделирования, которые предоставляют численные методы, например, метод конечных элементов (МКЭ), здесь имеется еще много проблем.

Как правило, в программных комплексах, реализующих МКЭ, нет конечных элементов, моделирующих стесненное кручение тонкостенных стержней открытого профиля. Это, с одной стороны, связано со сложностью моделирования узлов соединения таких стержней между собой и с другими элементами конструкции [5], а с другой стороны, с тем, что тонкостенные стержни и их соединения во многих случа-

ях могут моделироваться элементами пластины и оболочки.

Покажем особенности моделирования узла соединения тонкостенных стержней открытого профиля на примере рамы, состоящей из прокатного швеллера № 10 и приваренного к нему в средней части поперечного стержня в виде симметричного двутавра, сваренного из трех пластин шириной 90 мм и толщиной 5 мм (рис. 5, а).

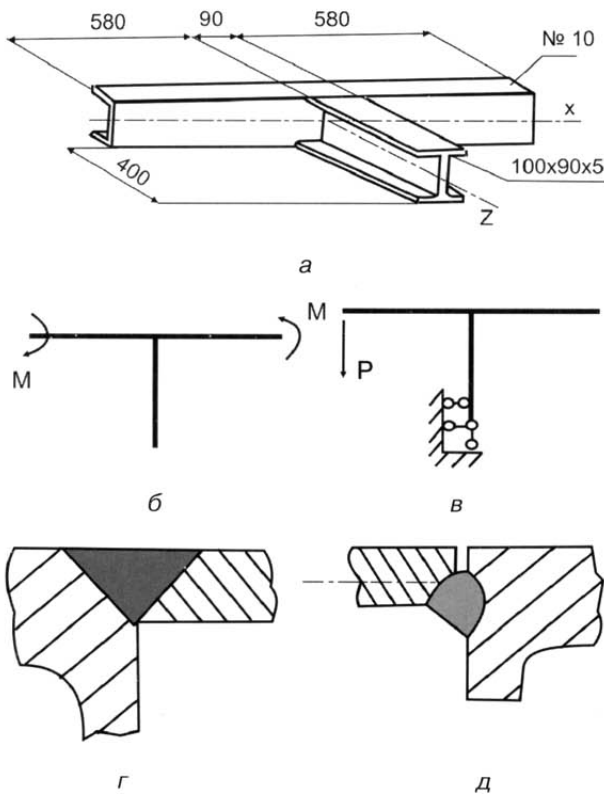


Рис. 5. Рама из тонкостенных стержней открытого профиля:

а – конструкция рамы; б, в – схемы нагружения узла; г, д – варианты сварного соединения торца двутавра и стенки швеллера

Нагружение рамы осуществлялось двумя способами:

- 1) закручивание швеллера моментами $M = 172 \text{ Н·м}$ (рис. 5, б);
- 2) изгиб рамы в ее плоскости поперечной силой $P = 1 \text{ кН}$ (рис. 5, в).

Исследования проводились для рамы с двумя вариантами приварки полки поперечного стержня к стенке швеллера:

вариант 1 – с предварительной разделкой кромок и последующей зачисткой сварных швов (рис. 5, г) – «идеальная» конструкция; вариант 2 – без разделки кромок, со сварным швом только с внутренней стороны (рис. 5, д) – более реальная конструкция.

При закручивании швеллера поперечный стержень находится в условиях стесненного кручения, вызванного деформацией узла. Так как рассматриваемая рама полностью удовлетворяет требованиям для возможности использования теории упругой деформации узла [6], то расчет напряженно-деформированного состояния поперечного стержня не вызывает затруднений. Деформация узла в этом случае равна погонному углу закручивания участка швеллера, перекрываемого полкой двутавра.

Продольные нормальные напряжения в сечениях двутавра распределяются по секториальному закону. Они достигают максимальных значений на свободных кромках двутавра в сечении, прилегающем к стенке швеллера, и равны нулю на свободном конце поперечного стержня.

На рис. 6 показано изменение нормальных напряжений по теории тонкостенных стержней [3, 6] вдоль кромки полки двутавра (на расстоянии 3 мм от края) с началом отсчета координаты z от стенки швеллера (на рисунке линии «а» соответствуют напряжениям на наружной поверхности полки, линии «в» – на внутренней).

На этом же рисунке показаны величины экспериментальных напряжений при закручивании швеллера с первым вариантом приварки двутавра (с разделкой кромок). Напряжения определялись на основе данных тензометрии. Тензодатчики с базой 5 мм наклеивались на наружную и внутреннюю поверхности полки двутавра с центром решетки датчика, находящемся также на расстоянии 3 мм от кромки. Напряжения на внешней поверхности полки отмечены кружком (кривая 3а), на внутренней – крестиком (кривая 3б).

Нетрудно заметить, что экспериментальные и расчетные напряжения по стержневой теории [3, 6] хорошо согласуются только на некотором удалении от узла. В непосредственной

близости от узла экспериментальные напряжения в несколько раз больше расчетных.

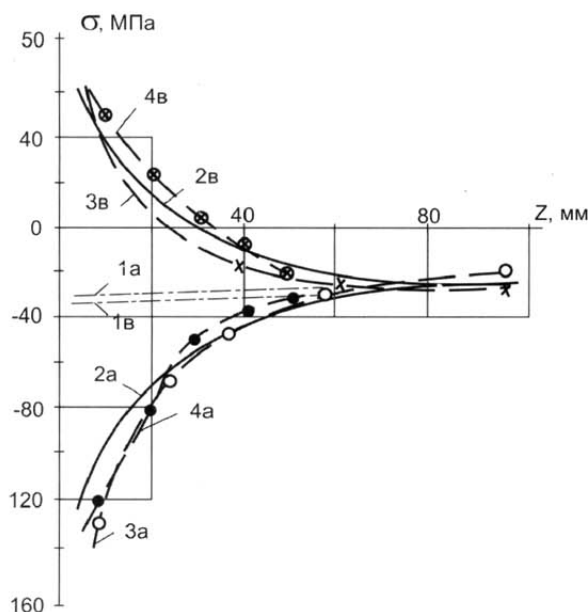


Рис. 6. Распределение продольных нормальных напряжений вдоль кромки двутавра при закручивании швеллера с первым вариантом приварки двутавра:

- а – на наружной поверхности полки;
- б – на внутренней поверхности полки;
- 1 – расчет по теории тонкостенных стержней;
- 2 – расчет по теории тонкостенных стержней с учетом дополнительного закручивания полки;
- 3 – эксперимент; 4 – расчет по МКЭ

Такое различие хорошо корректируется учетом дополнительного стесненного кручения отдельной полки (кривые 2а и 2в) [7]. Напряжения на полках поперечного стержня в зоне узла складываются из общего стесненного кручения стержня и дополнительного стесненного кручения отдельной полки. Влияние последнего распространяется на ограниченную часть стержня, длина которой соизмерима с шириной полки. Однако напряжения от этого дополнительного кручения не являются местными, как это зачастую понимается. Они не являются концентрациями напряжений от основного силового потока, а представляют собой результат самостоятельных деформаций. При этом, чем

больше стеснение деформаций узла, тем больше напряжения от стесненного кручения стержня и меньше – от стесненного кручения отдельной полки.

На рис. 6 также представлены результаты расчета с использованием конечноэлементной модели рамы (кривые 4а и 4в). Рама моделировалась конечными элементами пластины (рис. 7). Расчет проводился с использованием программного модуля конечно-элементного анализа APM Structure3D [8].

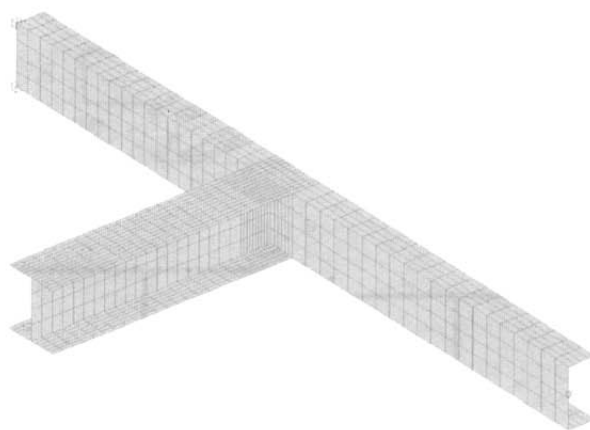


Рис. 7. Двухмерная конечно-элементная модель рамы

Хорошее соответствие напряжений, полученных по МКЭ с использованием пластинчатых элементов (см. рис. 6), не означает, что и в других случаях получится аналогичный результат. На рис. 8 представлены результаты тензометрических исследований рамы со вторым вариантом приварки полки (без разделки кромок и односторонним швом), при том же первом способе нагружения (см. рис. 5, г). При этом напряжения меньше, чем для первого варианта узла (см. рис. 6).

Такое различие в напряжениях объясняется тем, что во втором варианте узла дополнительное закручивание полки связано не только с кинематическим фактором – деформацией узла, но и со статическим – смещением силового потока в сварном соединении, которое приводит к дополнительному бимоменту на полке.

Это смещение можно оценить только приблизительно, поэтому расхождение эксперимен-

тальных напряжений (кривые 3а и 3б) и расчетных напряжений с учетом дополнительного закручивания полки (кривые 2а и 2б) более значительно. С позиций же моделирования этого узла конечными элементами пластины оба варианта приварки одинаковы.

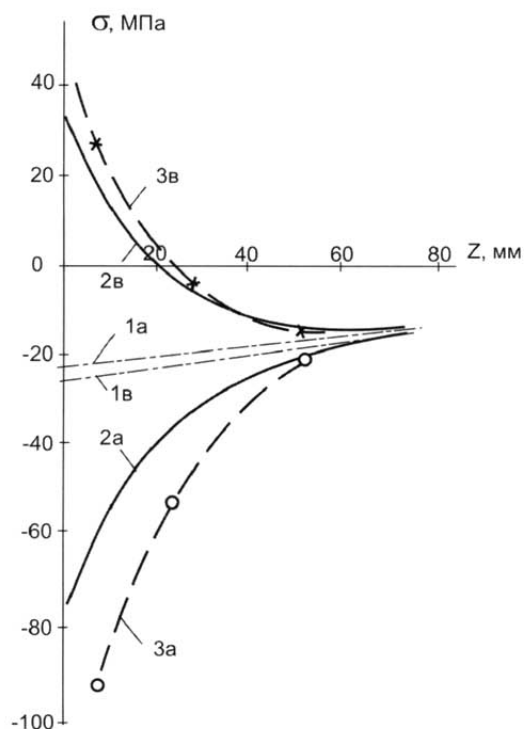


Рис. 8. Распределение продольных нормальных напряжений вдоль кромки двутавра при закручивании швеллера с вторым вариантом приварки двутавра:

- а – на наружной поверхности полки;
- б – на внутренней поверхности полки;
- 1 – расчет по теории тонкостенных стержней;
- 2 – расчет по теории тонкостенных стержней с учетом дополнительного закручивания полки;
- 3 – эксперимент

Похожая ситуация получается и при втором способе нагружения, при плоском изгибе рамы, (см. рис. 5, в). Сравнение расчетных и экспериментальных результатов представлено на рис. 9. Для «идеальной» конструкции узла (с разделкой кромок) (см. рис. 5, г) расчетные напряжения по стержневой теории (прямая 1) и

экспериментальные напряжения (кривые 3а и 3в) хорошо согласуются.

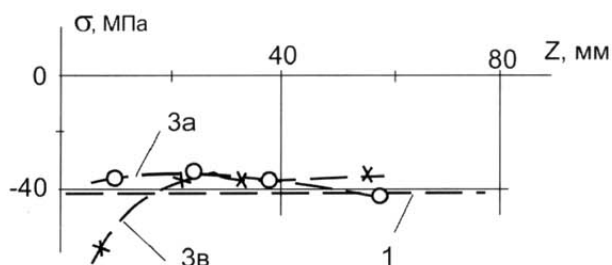


Рис. 9. Распределение продольных нормальных напряжений вдоль кромки двутавра при изгибе рамы с первым вариантом приварки двутавра:

- а – на наружной поверхности полки;
- б – на внутренней поверхности полки;
- 1 – расчет по теории тонкостенных стержней;
- 3 – эксперимент

В эксперименте, естественно, наблюдается концентрация напряжений по внутренней поверхности полки непосредственно у сварного шва. Расчет по МКЭ (см. рис. 7) дает результаты, близкие к расчетным данным по стержневой теории (на рисунке они не показаны).

Для «реальной» конструкции узла (с односторонним швом) (см. рис. 5, д) результаты несколько иные (рис. 10).

Наблюдается существенное расхождение расчетных напряжений по стержневой теории (прямая 1) и экспериментальных напряжений (кривые 3а и 3в). Это расхождение, как и в предыдущих случаях, достаточно хорошо корректируется учетом дополнительного стесненного кручения полки (кривые 2а и 2в), вызванного смещением основного силового потока из плоскости полки. Расчет по МКЭ (см. рис. 7), естественно, как и в предыдущем случае даст результаты, близкие к расчетным данным по стержневой теории.

Для учета влияния одностороннего сварного шва (см. рис. 5, д) на напряженно-деформированное состояние исследуемой рамы узел соединения швеллера с двутавром необходимо моделировать объемными конечными элементами. На рис. 11 представлена такая трехмерная модель узла.

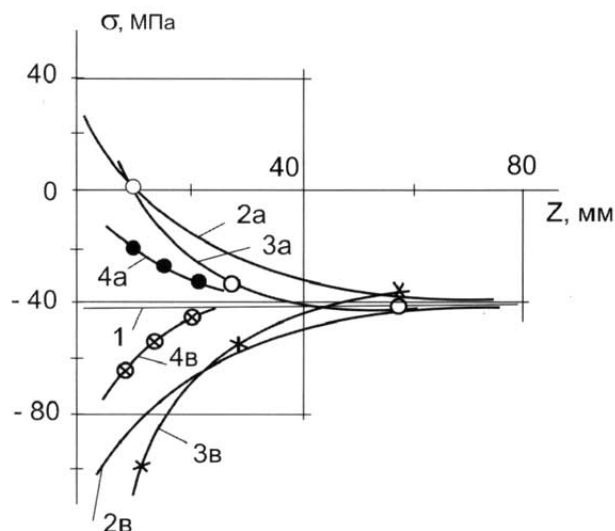


Рис. 10. Распределение продольных нормальных напряжений вдоль кромки двутавра при изгибе рамы со вторым вариантом приварки двутавра:

- а – на наружной поверхности полки;
- б – на внутренней поверхности полки;
- 1 – расчет по теории тонкостенных стержней;
- 2 – расчет по теории тонкостенных стержней с учетом дополнительного закручивания полки;
- 3 – эксперимент; 4 – расчет по МКЭ

Длина участка швеллера 120 мм, а двутавра – 75 мм. Узел находится в условиях плоского изгиба. Узлы свободного торца двутавра шарнирно закреплены, а к узлам торцов швеллера приложены поперечные силы, приводящиеся в сечениях двутавра только к изгибающему моменту, величина которого такая же, как и при нагружении рамы (см. рис. 5, в).

Результаты расчета этого узла по МКЭ в виде продольных нормальных напряжений в пяти точках вдоль кромки полки двутавра на расстоянии 3 мм от края представлены на рис. 10 кривыми 4а и 4в. Полученное распределение напряжений уже ближе к экспериментальному. Имеющееся расхождение в первую очередь объясняется тем, что моделировалась не вся рама, а только зона узла. В то же время, граничные условия торца полки поперечного стержня определяются упругой деформацией узла, которая зависит от длины участков продольного стержня, примыкающих

к узлу, и от стеснения деформаций концевых сечений.

Следует обратить внимание на характеристики представленных конечноэлементных моделей рамы и узла. Так, двухмерная модель рамы содержит 1464 элемента пластины с разрешающей системой уравнений около 8800. Трехмерная модель узла содержит 29374 объемных элементов с разрешающей системой уравнений около 88000, т.е. на порядок больше.

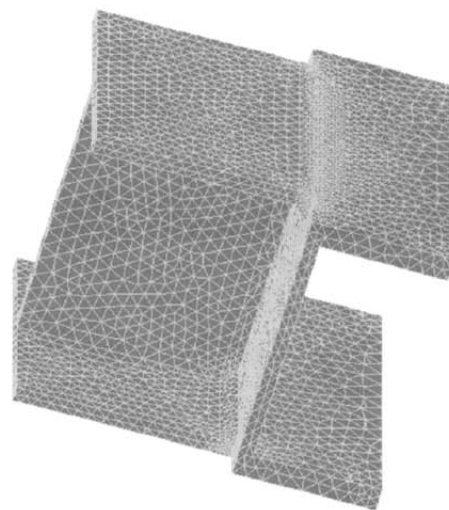


Рис. 11. Трехмерная конечно-элементная модель узла

Для автомобильных рам конструкции узлов соединения поперечин с лонжеронами еще более сложные, чем у рассмотренных. С учетом большого количества реальных узлов (см. рис. 1, 2) подробность представления конечно-элементных моделей автомобильных рам и вычислительные затраты будут существенно возрастать, даже при использовании комбинированных моделей, в которых объемными элементами моделируются только зоны узлов.

Основные трудности при проведении расчетов таких моделей возникнут при проведении анализа полученных результатов. Их объем будет слишком велик. Естественно возникнет потребность как-то систематизировать полученные расчетные результаты. Можно рекомендовать в качестве такой систематизации опре-

делять величины внутренних силовых факторов в сечениях тонкостенных стержневых элементов по величинам полученных при расчете напряжений подобно тому, как это реализуется при обработке данных тензометрических исследований [1, 2].

Заключение

Проведенные экспериментальные и расчетные исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. Напряженно-деформированное состояние автомобильных рам, за исключением зон узлов, достаточно хорошо описывается теорией тонкостенных стержней. Оно зависит не только от конструкции рамы, но и от установки на ней других агрегатов автомобиля, а также от способа крепления их к раме. Это необходимо учитывать при разработке расчетных моделей и проведении расчетов рамы на прочность и жесткость.

2. При эксплуатации конструктивные элементы автомобильной рамы (лонжероны и поперечины) находятся в условиях многокомпонентного нагружения, которое в основном приводит к их стесненному кручению и изгибам из плоскости и в плоскости рамы. Достоверно оценить напряженно-деформированное состояние элемента автомобильной рамы даже при упрощенных схемах нагружения последней можно только при проведении расчета всей рамы.

3. Для адекватного моделирования по МКЭ напряженно-деформированного состояния автомобильной рамы в зоне узлов в большинстве случаев необходимо использовать модели с объемными конечными элементами. Наиболее рационально это можно реализовать при комбинированной конечно-элементной модели с использованием как объемных, так и плоских ко-

нечных элементов. Причем, более эффективным будет расчет по МКЭ при наличии в программном комплексе процедуры суперэлементов.

4. Для анализа результатов расчета автомобильных рам при их моделировании плоскими и объемными конечными элементами целесообразно использовать процедуры обработки данных такого расчета с определением величин внутренних силовых факторов в сечениях тонкостенных стержней.

Список литературы

1. Белокуров В.Н. Пути снижения металлоемкости рам грузовых автомобилей // Автомобильная промышленность. 1982. № 10. С. 15–18.
2. Белокуров В.Н., Гладков О.В., Захаров А.А., Мелик-Саркисянц А.С. Автомобили-самосвалы. – М.: Машиностроение, 1987. – 216 с.
3. Власов В.З. Тонкостенные упругие стержни. – М.: Физматгиз, 1959. – 568 с.
4. Гельфгат Д.Б., Ошноков В.А. Рамы грузовых автомобилей. – М.: Машгиз, 1959. – 231 с.
5. Закс М.Н., Белокуров В.Н., Захаров А.А. Моделирование связей тонкостенного стержня в рамных конструкциях // Строительная механика и расчет сооружений. 1982. № 5. С. 26–29.
6. Горбунов Б.Н., Стрельбицкая А.И. Теория рам из тонкостенных стержней. – М.: Гостехиздат, 1948. – 198 с.
7. Белокуров В.Н., Закс М.Н. Исследование деформаций элементов тонкостенного стержня, вызванных деформацией узла // Строительная механика и расчет сооружений. 1970. № 6. С. 23–25.
8. Замрий А.А. Проектирование и расчет методом конечных элементов трехмерных конструкций в среде APM Structure3D. – М.: Издательство АПМ, 2006. – 288 с.