

# **Оптимизация конструкции сварной конструкции автомобильного полуприцепа с помощью экспериментально-расчётного метода**

Anatolij V. Konoplev

Department "Theory of Mechanisms, Machines and Details of Machines"  
Odessa National Maritime University, ul. Mechnikova, 34, 65029 Odessa, Ukraine

[konoplyov@onmu.odessa.ua](mailto:konoplyov@onmu.odessa.ua)

С помощью программного комплекса ANSYS проведено исследование напряжённо-деформированного состояния сварного соединения лонжерон – поперечина металлоконструкции грузового полуприцепа. Предложены варианты замены обычной жёсткой конструкции конструкциями с демпфирующим промежуточным элементом – косынкой. С помощью метода, основанного на гипотезе о равенстве функций распределения, определены пределы выносливости каждой конструкции.

## **Постановка проблемы**

Автомобильные полуприцепы относятся к классу сложных транспортных изделий, к которым предъявляются повышенные требования к надёжности, безопасности движения и снижению удельной материалоёмкости. В связи с этим на стадии проектирования, изготовления экспериментального образца и его доработки, важной задачей является выявление узлов и деталей, лимитирующих ресурс полуприцепа, установление причин их перехода в предельное состояние и разработке рекомендаций для повышения ресурса этих элементов конструктивными и технологическими методами.

В металлоконструкциях полуприцепов крепление задней поперечины к лонжеронам несущей рамы осуществляется сваркой с помощью промежуточных деталей – косынок, как правило, прямоугольной формы (рис. 1).

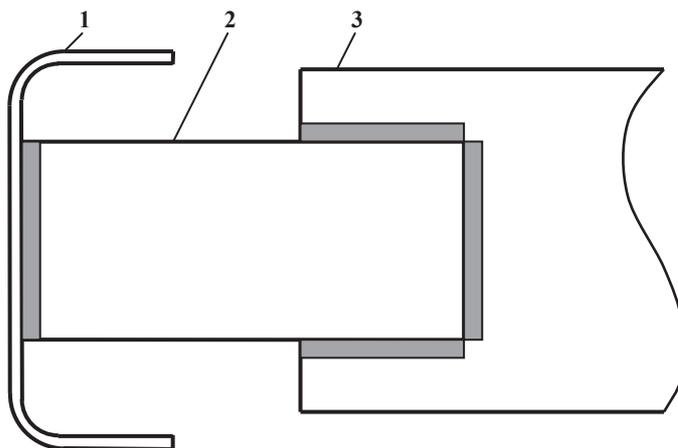


Рис. 1. Схема крепления задней поперечины к лонжерону  
1 – поперечина; 2 – косынка; 3 – лонжерон.

Места приварки косынки к лонжерону и поперечине на рис. 1 показаны тёмным тоном.

При движении полуприцепа нагрузка на данный узел носит случайный характер, вызывая в нём сложное напряжённое состояние. Деформации лонжеронов при движении полуприцепа имеют большую вертикальную составляющую, вызывая в верхней и нижней части косынки значительные напряжения изгиба, приводящие к появлению усталостных трещин (рис.2).



Рис. 2. Характер усталостного разрушения поперечины.

**Цель исследования** – разработать конструкции соединения лонжерон – поперечина, обеспечивающие повышение сопротивления усталости за счёт демпфирующих свойств промежуточного элемента – косынки. Провести исследование напряжённо – деформированного состояния предложенных вариантов с помощью метода конечных элементов. Для выявления оптимального варианта конструкции определить их пределы выносливости при

изгибе, используя экспериментально-расчётный метод, основанный на сокращённом эксперименте.

### Изложение основного материала исследований

Для повышения долговечности узла были предложены три конструктивных варианта, основанные на базовом варианте сварной конструкции рамы. При их проектировании решалась задача обеспечения необходимой прочности на сопротивление усталости с одновременным снижением массы и сохранением присоединительных размеров. Такие свойства можно получить на основе применения косынки с демпфирующими свойствами, позволяющими перераспределить напряжения в узле за счёт переменной жёсткости косынки по вертикали, догружая менее напряжённые объёмы косынки. Для оценки сравнительной циклической прочности предложенных конструктивных решений по отношению к базовому варианту были изготовлены их модели в натуральную величину (рис. 3) с учётом возможности их закрепления на испытательной установке резонансного типа ИУ – 500. Материал моделей и технология их изготовления соответствовали реальной конструкции. С целью получения демпфирующих свойств в косынках были сделаны выкружки диаметром 10 и 20 мм, причём в одном из вариантов (вариант г) была удалена часть материала, сверху и снизу до сопряжения с выкружкой.

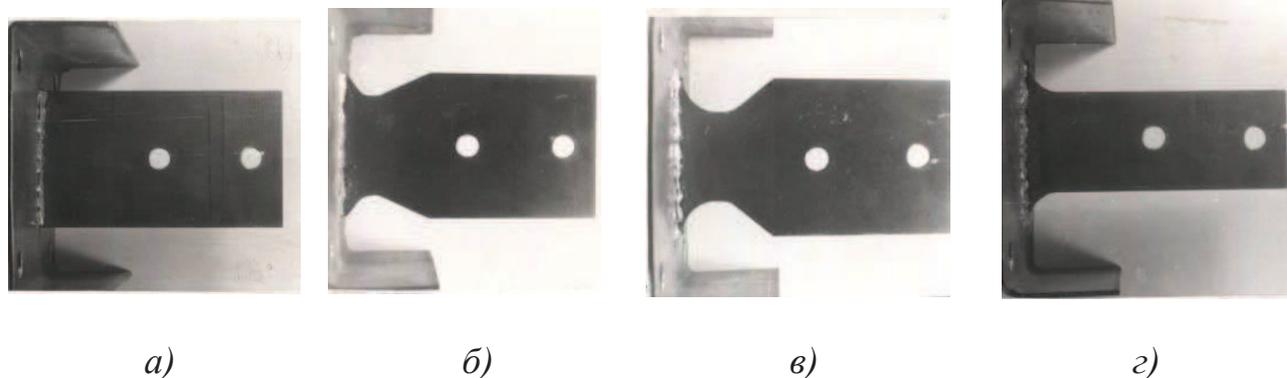


Рис. 3. Варианты изготовления косынки и её крепление к задней поперечине  
*а* – исходный вариант; *б* – косынка с выкружками 10 мм; *в* – косынка с выкружками 20 мм; *г* – косынка с выкружками 20 мм и удалённой сверху и снизу частью металла.

С помощью программного комплекса ANSYS методом конечных элементов определим эквивалентные истинные напряжения, возникающие при вертикальном изгибе моделей нагрузкой, приложенной к рабочему столу машины (800 Н), которая вызывает номинальное напряжение в опасном сечении 81.5 МПа. Для анализа напряжённого состояния моделей составим их трёхмерные модели (рис. 4) [1].

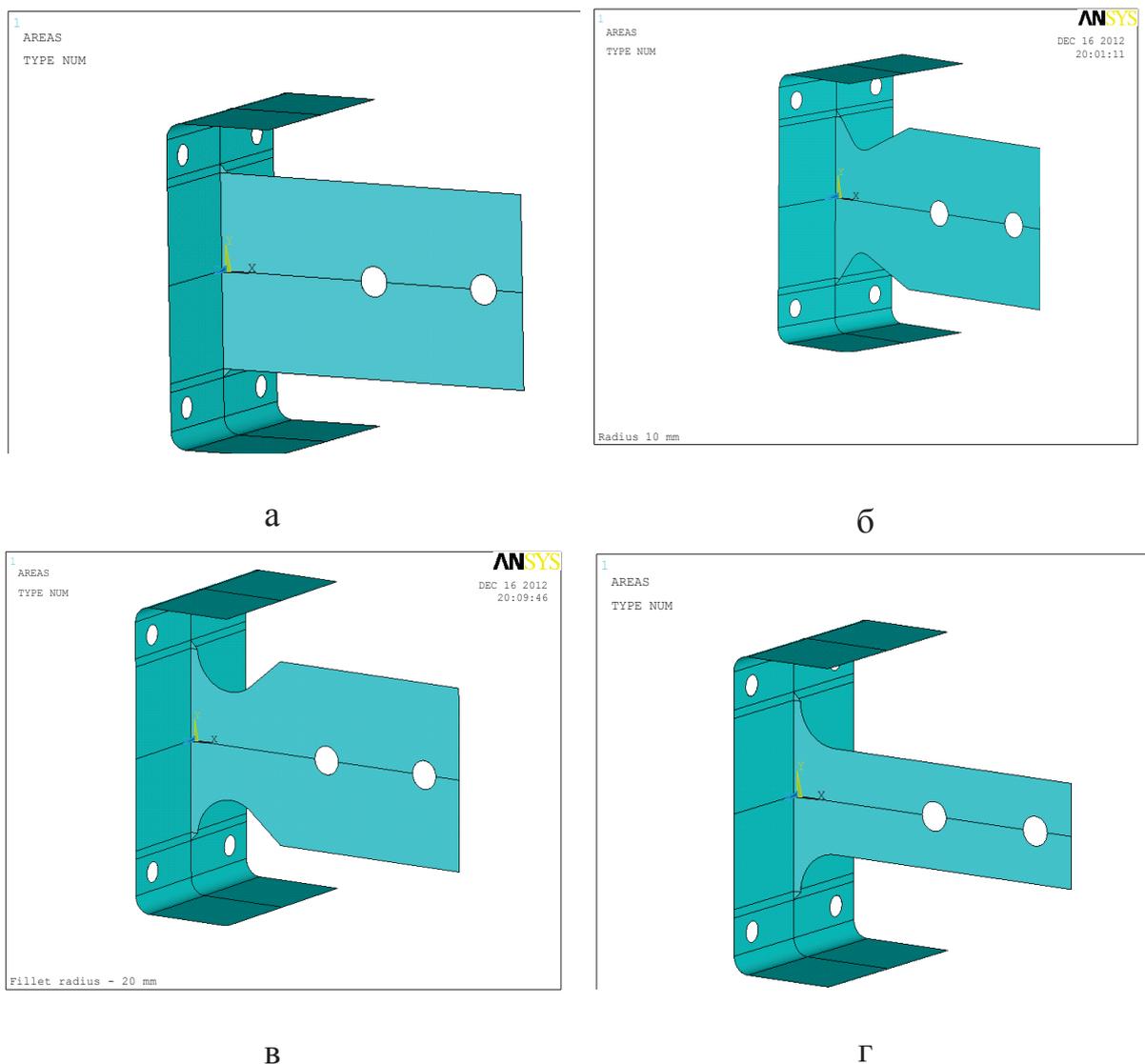


Рис. 4. Трёхмерные модели соединения лонжерон – поперечина  
 а – исходный вариант; б – косынка с выкружками 10 мм; в – косынка с выкружками 20 мм; г – косынка с выкружками 20 мм облегчённой конструкции.

Эквивалентные поля напряжений определяли в предположении упруго – пластической деформации конструкции, принимая во внимание, что предел прочности Стали 20 составляет 550 МПа, напряжение  $\sigma_{02}=230$  МПа и модули упругости  $E_1 = 2.1 \cdot 10^{11}$  Па и  $E_2 = 2.1 \cdot 10^9$  Па (модуль упругости  $E_2$  характеризует вторую часть идеализированной диаграммы напряжения – деформации и учитывает упрочнение материала).

В расчет была заложена билинейная изотропная модель пластичности Хубера - Мизеса.

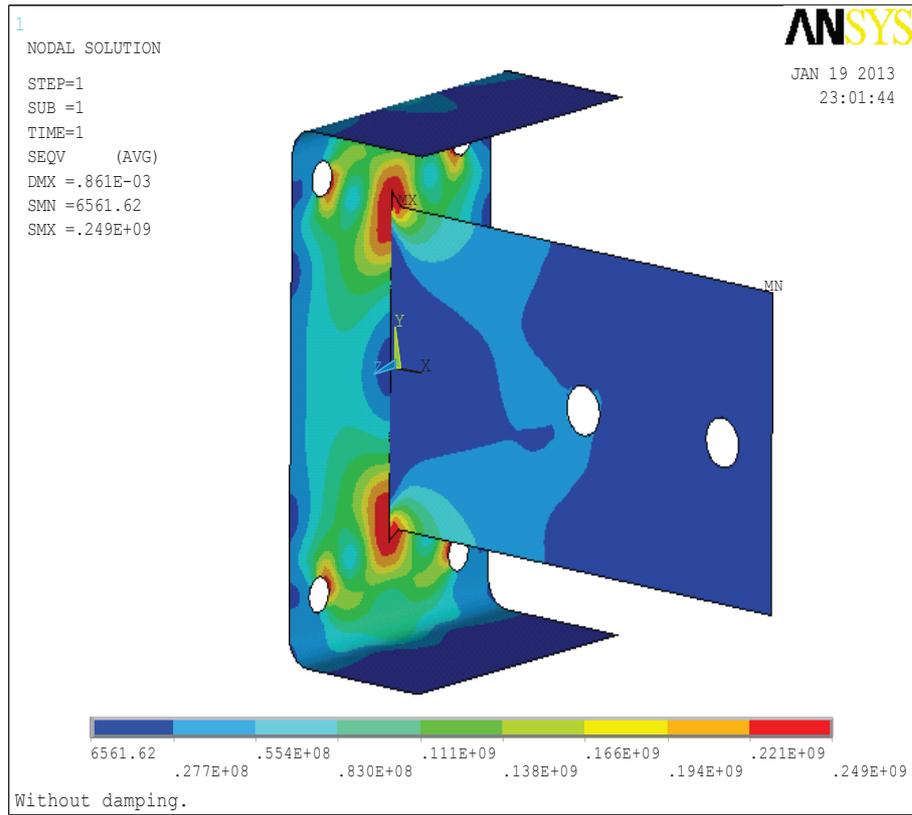


Рис. 5. Поля напряжений соединения косынка – поперечина (вариант а).

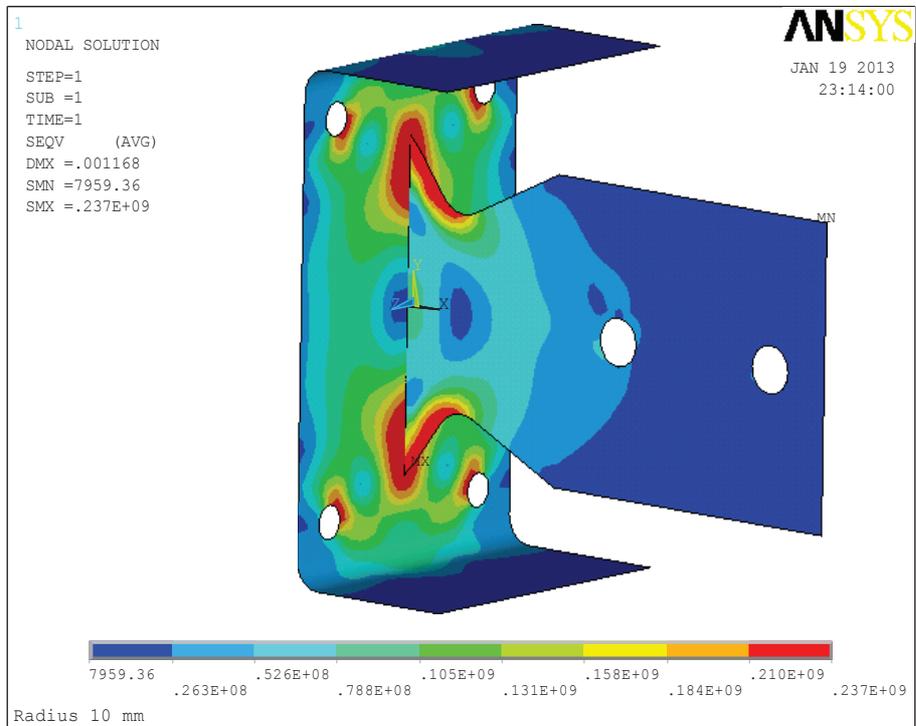


Рис. 6. Поля напряжений соединения косынка – поперечина (вариант б).

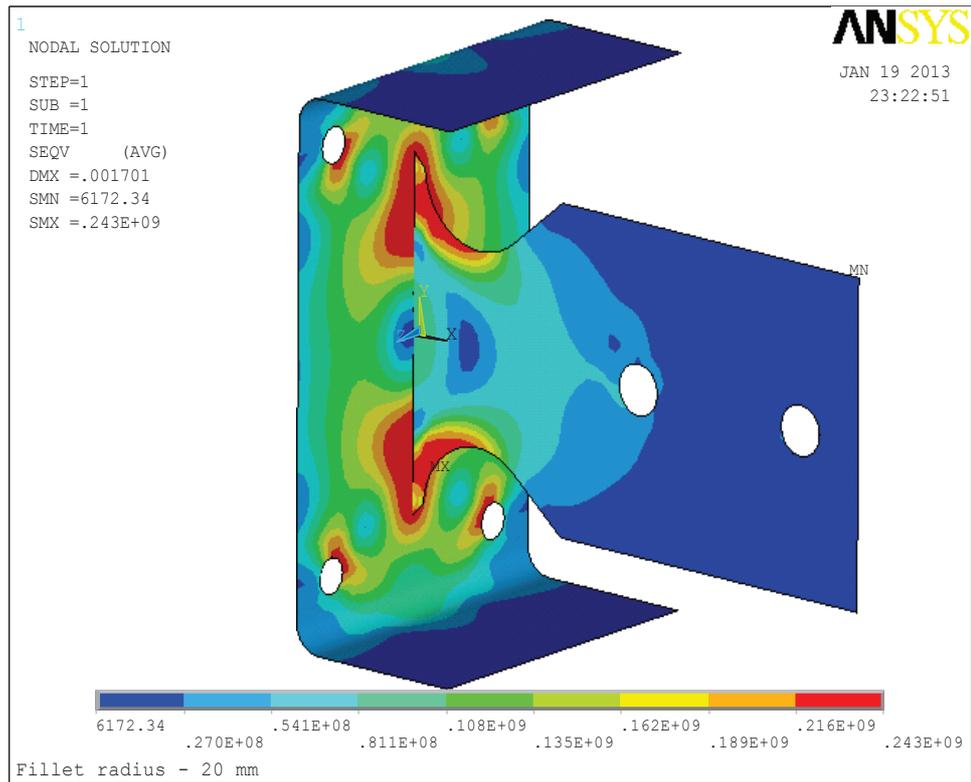


Рис. 7. Поля напряжений соединения косынка – поперечина (вариант в).

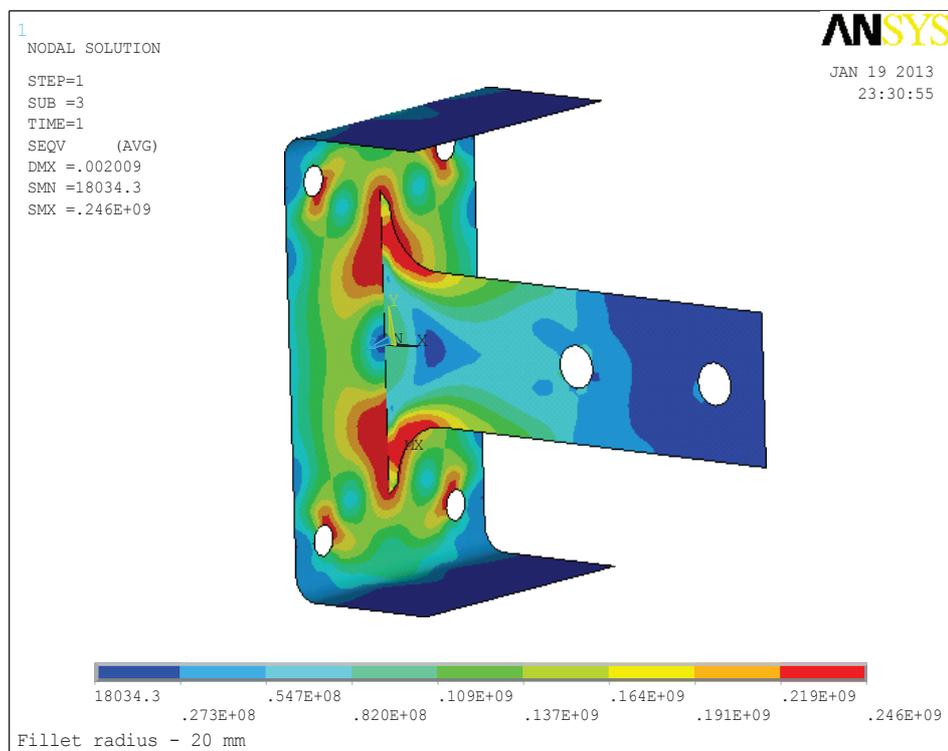


Рис. 8. Поля напряжений соединения косынка – поперечина (вариант з).

Визуальный анализ полей напряжений показывает, что максимальные эквивалентные напряжения для жёсткой конструкции занимают небольшую зону. В варианте с демпфирующей косынкой (радиус выкружки 10 мм) эта зона несколько больше, однако их величина на 5% меньше. Соединение косынкой с радиусом выкружки 20 мм качественно отличается от двух предыдущих вариантов. В этом случае напряжения в зоне сварного шва верхней и нижней части косынки стали на 22% меньше напряжений, действующих в околошовной зоне поперечины и косынки. В четвёртом варианте наблюдалась аналогичная картина, и напряжения также на 22% оказались ниже максимальных (рис. 9)

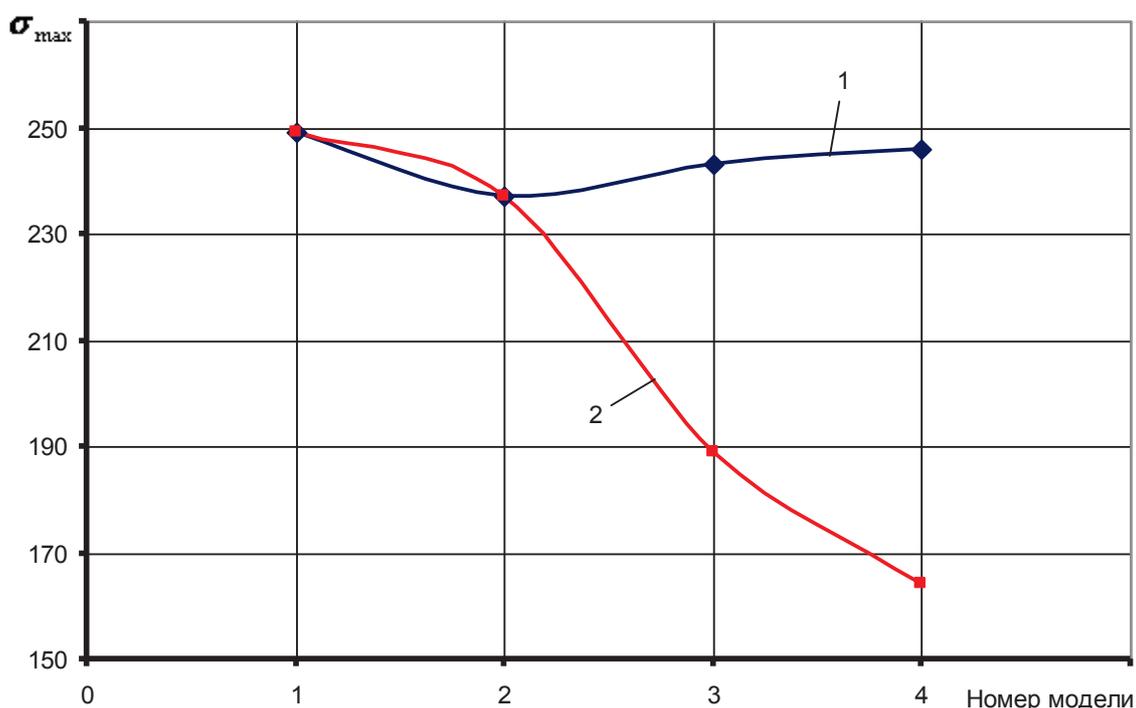


Рис. 9. Распределение эквивалентных напряжений в соединении косынка – поперечина  
 1 – максимальные напряжения в деталях соединения; 2 – напряжения в верхней и нижней части косынки, прилегающей к поперечине.

Приведенная картина распределения полей эквивалентных напряжений не может быть основанием для определения рационального варианта конструкции, поскольку эти напряжения не являются критерием её расчёта на циклическую прочность. Действительно, если ориентироваться на величину максимальных напряжений, то лучшим вариантом будет 2 модель (радиус выкружки 10 мм). С другой стороны, если судить о напряжённом состоянии конструкции по напряжениям в зоне сварного шва, где и происходит разрушение, то предпочтение следует отдать 4 модели. Тем не менее, расчёт дал представление о том, как перераспределяются напряжения в зависимости от изменения геометрии конструкции.

В настоящее время нет надёжных критериев для расчёта деталей и конструкций с демпфирующими элементами, кроме того, также отсутствуют

надёжные расчётные методы прогнозирования ресурса циклической прочности других классов деталей, например, прессовых соединений. Такое положение дел заставляет обращаться к экспериментально-расчётным методам, как наиболее надёжным.

Определим пределы выносливости всех конструкций соединения с помощью метода, основанного на гипотезе о равенстве функций распределения предела выносливости и долговечности до разрушения [2].

В качестве эталона для сравнения примем результаты длительных испытаний моделей жёсткой конструкции (тип а), которые проводили по стандартному методу (табл.6.1).

Таблица 1. Результаты испытаний моделей соединений лонжерон – поперечина (тип а) по стандартному методу

$\sigma$ , МПа	160	140	120	100	80	60
N, цикл.	39800	63100	102300	182000	478600	2089300

Путём обработки экспериментальных данных, приведенных в табл. 1 по методу наименьших квадратов определим средневероятное значение предела выносливости  $\bar{\sigma}_R$ , а также стандартные отклонения долговечности до наступления предельного состояния и предела выносливости  $S_N$  и  $S_{\sigma_R}$  ( $\sigma_R = 60$  МПа;  $S_N = 63508$  циклов и  $S_{\sigma_R} = 1.34$  МПа).

Используя результаты испытаний моделей на изгиб при постоянном номинальном напряжении в сечении приварки косынки к поперечине (табл. 2), проведём расчёты их индивидуальных пределов выносливости  $\sigma_{Ri}$ , по формуле [2, 3]

$$\sigma_{Ri} = \bar{\sigma}_R + \frac{S_{\sigma_R} \cdot (N_i - \bar{N})}{S_N} \quad (1)$$

где:  $N_i$  – долговечность до разрушения  $i$  – той модели,

$\bar{N}$  – средняя долговечность на соответствующем уровне напряжений.

Таблица 2. Результаты испытаний соединения косынка – поперечина

№ модели	Тип модели	Амплитуда деформации $\Delta$ , мм	Номинальное напряжение $\sigma$ , МПа	Долговечность N, (цикл.) до увеличения амплитуды на 30%
1	2	3	4	5
1	а	0.36	81.5	426100
2				436200
3				540800

Продолжение табл. 2

1	2	3	4	5
4	б	0.38	81.5	631200
5				746800
6				776000
7	в	0.42	81.5	916800
8				1002300
9				1054200
10	г	0.57	81.5	1432700
11				1589900
12				1626400

Результаты расчёта представлены в табл. 3 и на рис. 10.

Таблица 3. Результаты расчёта индивидуальных значений пределов выносливости

№ модели	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\sigma_R$ , МПа	59.1	59.3	61.5	63.4	65.9	66.5	69.5	71.3	72.4	74.0	82.0	82.9

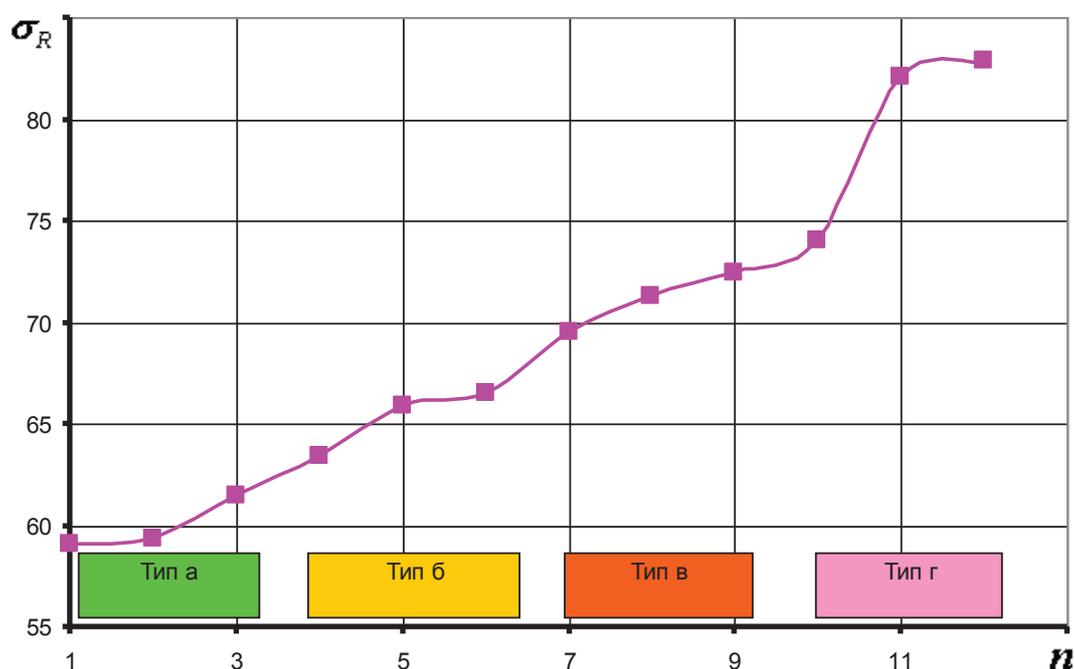


Рис. 10 Динамика изменения индивидуальных пределов выносливости.

## Выводы

При отсутствии обоснованных критериев расчёта демпфирующих конструкций экспериментально-расчётные методы, основанные на сокра-

щённом эксперименте являются надёжным и достоверным способом совершенствования этих конструкций. В статье проблема выбора наиболее рациональной конструкции соединения лонжерон – поперечина решена с помощью экспериментально-расчётного метода, который отличается высокой достоверностью результата и является наиболее рациональным в данной ситуации. Применение конструкции косынки с демпфирующими элементами позволили повысить предел выносливости узла более чем на 30% с одновременным снижением массы.

### Литература

- [1] А. М. Красильников, А. В. Коноплёв, Л. А. Гайошко, *Эффект выносливости или демпфирующие соединения, передачи, детали*, Одесса: Астропринт, 2006, 424.
- [2] А. В. Коноплёв, Определение индивидуальных характеристик сопротивления усталости, *Вісник ОНМУ*, 2007, №21, 89 – 96.
- [3] А. В. Коноплёв, *Повышение точности построения кривой усталости при использовании трехпараметрического уравнения Вейбулла*, *Вісник ОНМУ*, 2007, № 22, 131-136.