

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МЕСТНОЙ ПОТЕРИ УСТОЙЧИВОСТИ ШВЕЛЛЕРНОГО ЛОНЖЕРОНА ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПОПЕРЕЧНОЙ НАГРУЗКИ

Е.А. Максимов, Р.Л. Шаталов

В статье предложена новая математическая модель расчета швеллера лонжерона рамы на устойчивость под действием поперечной нагрузки, которая может формироваться в результате веса груза, веса узлов и механизмов автомобиля. При анализе критических напряжений сжатия стенки швеллера может быть рекомендована к использованию методика, учитывающая результирующий модуль E_p (модуль Т. Кармана), позволяющая учитывать упруго-пластические свойства металла швеллера. Применение зависимости Кармана позволяет получить значение предельных напряжений, которые удовлетворительно описывают экспериментальные данные.

Ключевые слова: расчет швеллера, лонжерон рамы автомобиля, устойчивость, сосредоточенная нагрузка, модуль Т. Кармана.

MATHEMATICAL MODEL FOR LOCAL LOSS OF A CHANNEL SIDEMEMBER STABILITY UNDER TRANSVERSE LOAD

E.A. Maksimov, R.L. Shatalov

In the article there are a new mathematical model of a frame sidemember channel on stability under transverse load which can result from a load weight, weight of knots and car mechanisms is offered. At the analysis of critical compression stress of a channel wall the technique considering the resultant module E_p (T. Karman's module) can be recommended to use, which allows to take into account elastic-plastic properties of channel metal. Application of Karman's dependence allows to gain the limit stresses values which well present experimental data.

Keywords: calculation of a channel, car frame sidemember, stability, concentrated load, T. Karman's module.

Введение

В настоящее время рамы грузовых автомобилей рассчитываются на изгиб, а также на кручение от изгибающих моментов (бимоменты) [1–4]. В результате ослабления стенки лонжеронной рамы отверстиями для крепления узлов стенка швеллера может изогнуться, что может привести к аварийной ситуации. Следовательно, расчет лонжерона рамы необходимо производить не только на изгиб, но и на устойчивость в месте нахождения отверстий в стенке швеллера.

Целью настоящего исследования является разработка математической модели расчета швеллера лонжерона рамы на устойчивость под действием поперечной нагрузки.

Постановка задачи

Потеря устойчивости швеллерного лонжерона рамы грузового автомобиля под действием поперечной нагрузки может происходить в результате воздействия веса груза, а также веса узлов и механизмов автомобиля.

Рассмотрим швеллер длиной L с шарнирными опорами по краям (рис. 1), нагруженный сосредоточенной нагрузкой P , приложенной с эксцентриситетом e . Следует отметить, что наличие эксцентриситета приложения нагрузки и начальной погиби w приводит к перераспределению напряжений по сечению в докритическом состоянии (рис. 2).

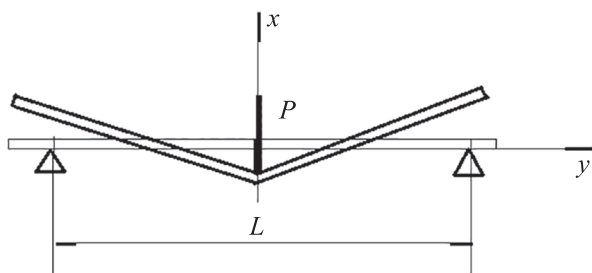


Рис. 1. Схема изгиба швеллера под действием поперечной нагрузки

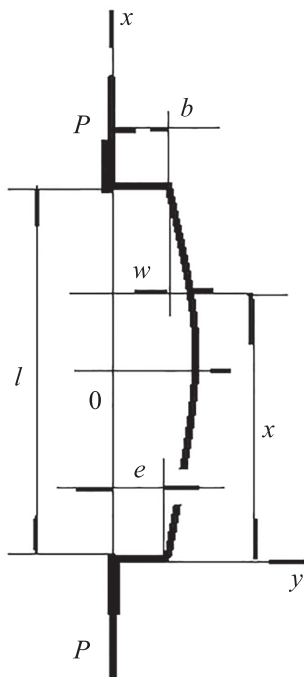


Рис. 2. Схема нагрузки и профиль сечения швеллера при внецентральном изгибе: b – ширина полки швеллера; l – длина стенки швеллера; X – расстояние от нижней полки швеллера до места измерения начальной погиби

Зависимость для расчета докритического прогиба внецентренно сжатой стенки швеллера при $L/2$ запишем в виде

$$P_3 = \pi^2 EI / L^2, \quad (1)$$

где P – фактическая нагрузка; w – начальная погибь; P_3 – «редуцированная» Эйлера нагрузка; E – модуль упругости; I – момент инерции сечения [5].

Рассмотрим стенку швеллера различной длины с параметрами сечения $b/l = 0,4$ (b – ширина полки швеллера, l – длина стенки швеллера) при эксцентриситете приложения сжимающей силы $e = 0,1b$ и начальной погиби $w = l/10$.

Снижение критической нагрузки вследствие докритического общего прогиба становится особенно заметным при большой гибкости стенки швеллера [5]. Для стенки при местной потере устойчивости это снижение критической нагрузки составляет около 30 %.

Редуцирование поперечного сечения стенки швеллера при местной потере устойчивости выполняется путем исключения из работы части сжатых элементов профиля с дальнейшим использованием в расчете «эффективного» сечения.

В настоящее время известны различные способы учета изменения жесткостных характеристик пластин при местной потере устойчивости. Предложена зависимость [5] для расчета коэффициента редуцирования η в виде

$$\eta = \sqrt{\frac{\sigma_{кр}}{\sigma_{max}}}, \quad (2)$$

где $\sigma_{кр}$ – критические напряжения сжатия; σ_{max} – максимальные напряжения.

Величина критической нагрузки $P_{кр} = f(\sigma_{кр})$ определяется величиной критических напряжений сжатия. Характер изменения коэффициента редуцирования по формуле Кармана представлен на рис. 3.

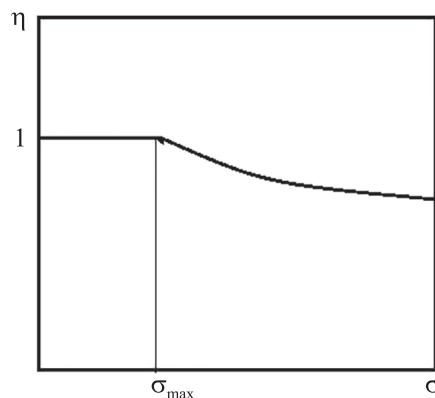


Рис. 3. Характер изменения коэффициента редуцирования от величины напряжений сжатия по формуле Кармана

Из графика на рис. 3 следует, что при увеличении напряжений сжатия коэффициент редуцирования остается постоянным до величины σ_{max} , а затем плавно снижается. Коэффициент редуцирования (2) запишем в виде

$$\eta = \sqrt{\frac{\sigma_{кр}}{\sigma_{max}}} (1 - 0,22 \sqrt{\frac{\sigma_{кр}}{\sigma_{max}}}). \quad (3)$$

В общем виде уравнение для расчета критического напряжения сжатия стенки швеллера в отношении устойчивости запишем в виде [6]

$$\sigma_{кр} = \frac{K\pi^2 D_c}{l^2 h}, \quad (4)$$

где D_c – цилиндрическая жесткость стенки швеллера; K – коэффициент, зависящий от условий закрепления; l – длина стенки швеллера.

В зависимости (4) величину цилиндрической жесткости запишем в виде

$$D_c = \frac{E_c h^3}{12(1 + \mu^2)}. \quad (5)$$

где E_c – секущий модуль на диаграмме σ – ϵ , ϵ – степень деформации.

В работах [7–9] секущий модуль записан в виде

$$\frac{1}{E_c} = \frac{2(1 + \mu)}{3E} + \frac{1}{E_k}, \quad (6)$$

где E_k – касательный модуль на диаграмме растяжения (сжатия) материала швеллера σ – ϵ ; E – модуль упругости.

Принимая в уравнении (5) $\mu = 0,5$,

$$D_c = \frac{E_c h^3}{15}. \quad (7)$$

Подставляя выражение (7) в уравнение (4), получим:

$$\sigma_{кр} = \frac{K\pi^2 E_c}{15} \left(\frac{h}{l}\right)^2. \quad (8)$$

Поэтому уравнение для расчета критических напряжений швеллера, учитывающих условия сжатия его стенки [6–8], запишем в виде

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 D_c}{l^2 h} \left[\left(\frac{1}{4} + \frac{3}{4} \frac{\varphi_k}{\varphi_c} \right) \left(\frac{l}{B} \right)^2 + \frac{3}{\pi^2} \right], \quad (9)$$

$$\varphi_k = E_k/E, \varphi_c = E_c/E, E_c = \frac{\sigma_s}{\epsilon}, E_k = \frac{\Delta\sigma_s}{\Delta\epsilon},$$

где h – толщина листа; B – ширина листа; φ_k , φ_c – коэффициенты; E_c – секущий модуль на диаграмме σ – ϵ (кривая упрочнения); E_k – касательный модуль на диаграмме σ – ϵ ; E – модуль упругости листа.

Величину касательного модуля E_k можно определить на диаграмме растяжения (сжатия) материала швеллера σ – ϵ .

С учетом этого касательный модуль E_k запишем в виде

$$E_k = \frac{\Delta\sigma_s}{\Delta\epsilon}. \quad (10)$$

Кроме того, тангенс угла наклона прямой к оси абсцисс можно представить в виде первой производной кривой сопротивления металла деформации [5, 9–11].

При деформации за пределами упругости Т. Карман обосновал необходимость применения результирующего (приведенного) модуля E_p для прямоугольного сечения стержня и предложил формулу для его расчета

$$E_p = \frac{4EE_k}{(\sqrt{E} + \sqrt{E_k})^2}. \quad (11)$$

В формуле (11) для упругой области принимается $E_k = E_p = E$. В упруго-пластической области, соответствующей условиям нагружения стенки швеллера, результирующий модуль E_p (модуль Т. Кармана) принимает некоторые промежуточные значения между модулем упругости E и касательным модулем E_k . Применение модуля Т. Кармана в уравнении (11) должно повысить точность определения критических напряжений сжатия.

При анализе критического напряжения сжатия стенки швеллера может быть рекомендована к использованию методика на базе уравнения (4) и (11), учитывающего результирующий модуль E_p (модуль Т. Кармана).

В соответствии с зависимостями Кармана были построены графики (рис. 4) из которых следует, что коэффициент η плавно изменяется в момент местной потери устойчивости. С учетом внецентрального сжатия начальную погибь запишем в виде

$$w = w_{\max} \sin \frac{\pi x}{L}, \quad (12)$$

где $w_{\max}$ – максимальная величина начальной погиби; x – вертикальная координата.

При изгибе стенки дифференциальное уравнение изогнутой оси швеллера имеет вид

$$EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = -P(w + e). \quad (13)$$

Используя метод Бубнова – Галеркина, определим зависимость для максимального прогиба стенки швеллера

$$w = \frac{1}{P_3 / P - 1} (4 / \pi e). \quad (14)$$

На рис. 4 представлена зависимость нагрузки от прогиба стенки для центрально сжатого швеллера с параметрами $L/h = 6,67$, $b/h = 0,4$

при фактической нагрузке и при редуцировании по формуле Кармана.

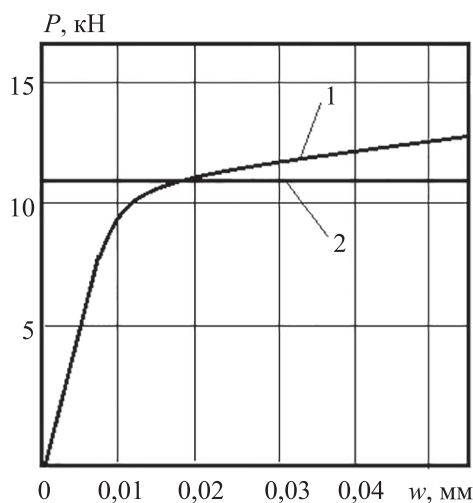


Рис. 4. Зависимость нагрузки от прогиба стенки швеллера:
1 – при фактической нагрузке;
2 – по формуле Т. Кармана

Анализ нагрузки от прогиба стенки центрально сжатого швеллера при фактической нагрузке и по формуле Кармана показал, что при увеличении прогиба нагрузка плавно увеличивается. Зависимость $P_{\max}/P_{\text{кр}}$ от длины L швеллера представлена на рис. 5.

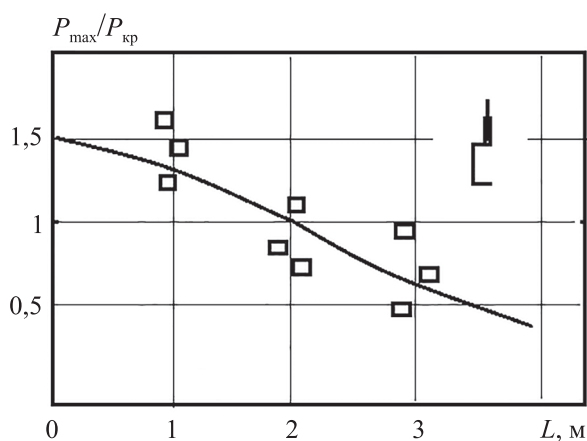


Рис. 5. Зависимость $P_{\max}/P_{\text{кр}}$ от длины L швеллера:
□ – эксперимент

Из рис. 5 следует, что при приложении нагрузки по середине длины образца с увеличением его длины L отношение $P_{\max}/P_{\text{кр}}$ снижается. Расчеты с использованием зависимости Т. Кармана удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными из работы [5].

Анализ результатов и выводы

1. При анализе критических напряжений сжатия стенки швеллера может быть рекомендована к использованию математическая модель, учитывающая результирующий модуль E_p (модуль Т. Кармана).

2. Применение зависимости Т. Кармана позволяет получить значение предельных напряжений, которые описывают экспериментальные данные.

Заключение

Предложена новая математическая модель расчета швеллерного лонжерона рамы на устойчивость под действием поперечной нагрузки, которая может происходить от веса груза, веса узлов и механизмов автомобиля.

Для анализа критических напряжений сжатия стенки швеллера может быть рекомендована к использованию методика, учитывающая результирующий модуль E_p (модуль Т. Кармана), позволяющая учитывать упруго-пластические свойства металла швеллера.

Список литературы

1. Чернов С.А. Результаты численного анализа вариантов моделирования узлов рам автомобилей // Вестник Ульяновского государственного технического университета. 2019. № 1. С. 39–42.
2. Кудрявцев А.П. Выбор и обоснование расчетных схем для исследования напряженно-деформированного состояния тонкостенных стержневых конструкций // Автомобильная промышленность. 1980. № 3. С. 15–17.
3. Еремин В.И., Семенникова Л.Ю. Прогнозирование долговечности автомобильной техники // Грузовик. 2007. № 6. С. 45–50.
4. Захаров А.А., Белокуров В.Н., Закс М.Н. Использование метода моделирования связей при расчете автомобильных рам // Автомобильная промышленность. 1979. № 11. С. 8–12.
5. Лапшин А.А. Жданова С.А. Определение редуцированной площади поперечного сечения тонкостенного гнутого профиля // Приволжский научный журнал. 2012. № 4. С. 41–46.
6. Шаталов Р.Л., Максимов Е.А., Калмыков А.С. Уточнение методики расчета критических напряжений и деформаций при прокатке полос в вертикальных валках универсального стана // Металлург. 2018. № 6. С. 42–45.

7. Лозовский Н.Т., Царева А.Д. Эксплуатационная долговечность автомобиля // Транспортные системы. 2018. № 2. С. 56–62.
8. Вихренко Д.В. Расчетно-экспериментальное определение и прогнозирование долговечности рамы грузовых автомобилей // Вестник машиностроения. 2018. № 11. С. 19–20.
9. Вольмир А.С. Устойчивость деформируемых систем. М.: Наука, 1967. – 984 с.
10. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. М.: Наука, 1966. – 636 с.
11. Третьяков А.В., Зюзин В.И. Механические свойства металлов и сплавов. М.: Metallurgia, 1973. – 178 с.

**МАКСИМОВ
Евгений Александрович**

E-mail: maksimov50@mail.ru
Тел.: 9514-30-68-31

Кандидат технических наук, начальник отдела ремонта тракторов и сельскохозяйственной техники ЗАО «Интрай», г. Челябинск. Сфера научных интересов: технология и оборудование при проектировании автомобильной техники. Автор 80 публикаций

**ШАТАЛОВ
Роман Львович**

E-mail: maksimov50@mail.ru
Тел.: 9514-30-68-31

Доктор технических наук, профессор кафедры «Обработка материалов давлением и аддитивные технологии». Сфера научных интересов: технология и оборудование при проектировании автомобильной техники. Автор 200 публикаций.