

Рассоха В.И.

## МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ НА УСТАЛОСТЬ УЗЛОВ РАМНЫХ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Разработана схема нагружения для испытаний на усталость узла соединения участка лонжерона и участка поперечины сварной рамы транспортного средства. Выводятся выражения для определения размеров элементов узла и параметров силонагружателя испытательной установки, обеспечивающих подобие параметров процесса усталостного разрушения эксплуатационным.

Стендовые испытания на усталостную долговечность узлов рам мобильных машин в подавляющем большинстве случаев проводят при однокомпонентном нагружении - кручении поперечины знакопеременным моментом при жестком закреплении лонжерона. Реализация таких испытаний существенно искажает картину нагруженности узла в эксплуатации, включающую, кроме кручения поперечины, изгиб в двух плоскостях и растяжение-сжатие лонжеронов, и приводит к получению некорректных результатов.

Во многом удавшейся попыткой приближения стендового нагружения к эксплуатационному является реализация кручения поперечины и изгибов лонжерона в вертикальной и (от депланации концевых сечений поперечины) горизонтальной плоскостях на стенде, описанном в работе [1]. Однако и в этом случае не удастся получить нагружения, адекватного эксплуатационному по компонентному составу, что объясняется отсутствием изгиба поперечины и невозможностью ее депланацией получить горизонтальный изгиб лонжерона достаточно большой величины.

С целью устранения указанных недостатков разработана схема нагружения\* узлов, образованных участком лонжерона и участком поперечины, реализующая основные компоненты эксплуатационной нагруженности (рис. 1).

Нагружение испытываемого узла осуществляется силой  $P$  через рычаг длиной  $L_p$  под углом  $\varphi$  к оси поперечины, благодаря чему возникает крутящий момент на поперечине и две составляющие нагружающей силы - горизонтальная, параллельная оси поперечины, и вертикальная, перпендикулярная ей. Кроме того, закрепление участка лонжерона, разнесенное по длине  $L_p$ , обеспечивает возможность его вертикального и горизонтального изгиба в пролете между точками закрепления. При этом горизонтальный изгиб лонжерона создается

горизонтальной составляющей нагружающей силы, вертикальный изгиб - ее вертикальной составляющей, а стесненное кручение - совместным действием сосредоточенных крутящих моментов, образованных обеими составляющими нагружающей силы, линии действия которых проходят в общем случае не через линию центров изгиба профиля лонжерона. В предлагаемой схеме остаются нереализованными напряжения растяжения - сжатия лонжерона, однако данные работы [2] и исследования автора показывают, что их величина в рамах машин, эксплуатируемых без прицепов, незначительна.

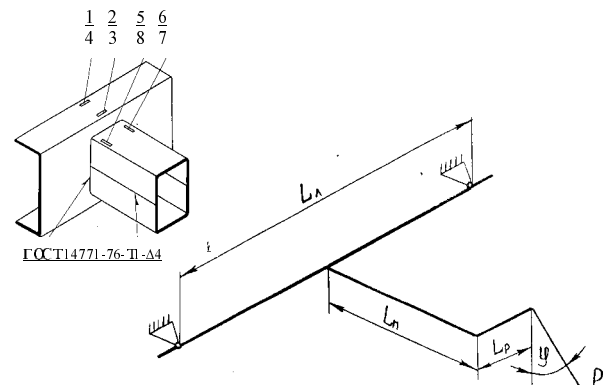


Рис. 1. Узел рамы и схема его нагружения при испытаниях на усталость

Стендовые испытания на усталость должны вызывать разрушения рамы в качественном и количественном соответствии с эксплуатационными. Это обеспечивается на этапе подготовки расчетом и реализацией соответствующих параметров силонагружателя стенда и размеров испытываемых узлов.

Изложенная в работе [3] методика, а также результаты расчета узла сварной рамы трактор-

\*Схема разработана совместно с доктором технических наук, профессором К.В. Щуриным.

ного прицепа хорошо согласуются с экспериментальными. Полученные соотношения справедливы для случая симметричного закрепления элементов, когда центр изгиба и центр тяжести концевое сечения поперечины лежат в одной горизонтальной плоскости с центром изгиба лонжерона.

Однако в рамах и других несущих системах мобильных машин, например, надрамниках самосвалов, вертикальные эксцентриситеты осей центров тяжести (изгиба) поперечин относительно соответствующей оси лонжерона могут достигать в некоторых случаях 180 мм. При этом продольная сила и горизонтальный изгибающий момент поперечины создают дополнительное закручивание лонжерона. В настоящей работе рассмотрим именно такой - наиболее общий - случай крепления поперечины.

Исходной зависимостью для расчета является четырехзвенная формула для нормальных напряжений, предложенная В.З. Власовым [4]:

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_c + \sigma_z + \sigma_\omega = \frac{N}{F} + \frac{M_x}{I_x} y_m - \frac{M_y}{I_y} x_m + \frac{B}{I_\omega} \omega_m \quad (1)$$

где  $\sigma$  - нормальные напряжения в произвольной точке несущей системы, являющиеся функцией четырех переменных - напряжений от изгиба в вертикальной  $\sigma_c$  и горизонтальной  $\sigma_z$  плоскостях, стесненного кручения  $\sigma_\omega$  и растяжения-сжатия  $\sigma_p$ ;  
 $N, M_x, M_y$  и  $B$  - соответственно продольная сила, изгибающие моменты в двух плоскостях и бимомент;

$x_m, y_m, \omega_m$  - декартовы и секториальная координаты точек действия приведенных напряжений.

Составляющие нормальных напряжений, вызванные вертикальным и горизонтальным изгибами лонжерона, определяются из выражения (1) как

$$\sigma_{c,z} = M_x Y / I_x = P_c L_z Y / 4 I_x$$

$$\sigma_{z,c} = -M_y Y / I_y = -P_z L_z X / 4 I_y$$

где  $P_c$  и  $P_z$  - соответственно вертикальная и горизонтальная составляющие нагружающей силы;  
 $L_z$  - длина лонжерона между точками закрепления.

Тогда угол  $\varphi$  который образует сила нагружающего воздействия с плоскостью, перпенди-

кулярной оси поперечины

$$\varphi = \arctg(P_z / P_c) = \arctg(\sigma_{z,c} I_y Y / \sigma_{c,z} I_x X)$$

В (2) геометрические характеристики профилей подставляются из сортамента, а значения составляющих нормальных напряжений  $\sigma_{c,z}$  и  $\sigma_{z,c}$  - по результатам тензометрирования лонжерона натурной рамы. В каждом сечении лонжерона устанавливаются шесть датчиков, причем на краях полки по два: один - на верхнем, а другой - на нижнем волокнах. Такая схема (рис. 2) позволяет исключить влияние местного изгиба полки, достигающего в узлах рамы значительной величины. В расчетах учитываются средние значения напряжений на краю полки, например  $\sigma = 0,5(\sigma_{1c} + \sigma_{1n})$ .

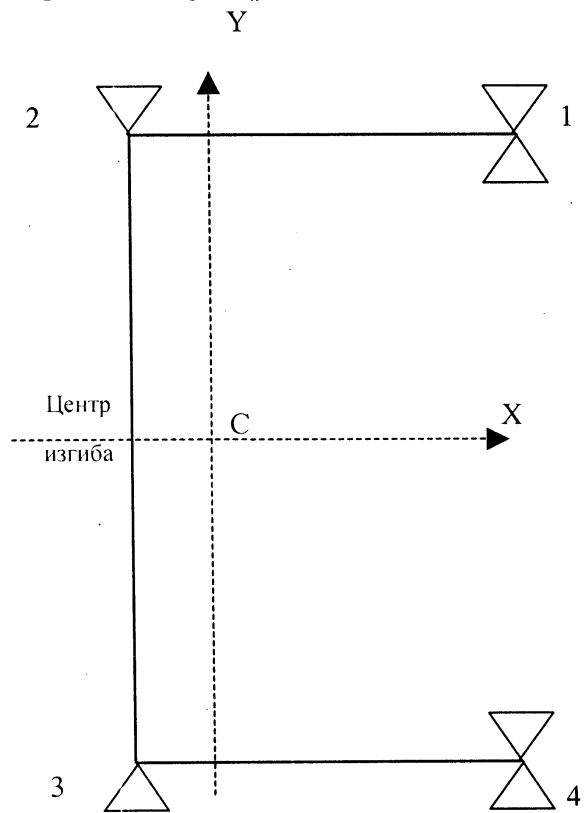


Рис. 2. Схема размещения тензодатчиков по сечению лонжерона

величины составляющих напряжений по результатам показаний тензодатчиков подсчитываются по формулам, приведенным в работе [5]:

$$\sigma_{c,z} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3 - \beta(\sigma_1 - \sigma_4)}{2(1 + \beta)} \quad (3)$$

$$\sigma_{z,c} = \frac{\sigma_1 + \sigma_4 - \sigma_2 - \sigma_3}{2(1 + \alpha)} \quad (4)$$

где  $\sigma_i$  - значения напряжений в характерных точках сечения;

$$\alpha = \frac{x_c}{b - x_c}; \quad \beta = \frac{d_{из}}{b - d_{из}}$$

$b$  - ширина полки лонжерона;  
 $x_c$  - расстояние центра тяжести сечения от средней линии стенки;  
 $d_{из}$  - расстояние центра изгиба сечения от средней линии стенки.

Для дальнейшего расчета необходимо задаться длиной участка лонжерона  $L_n$  между точками его закрепления. На практике эта величина определяется конструктивными особенностями испытательной установки.

Тогда максимальное значение нагружающей силы

$$P = \frac{P_6}{\cos \varphi} = \frac{4\sigma_{61} I_x}{L_n \gamma \cos \varphi} \quad (5)$$

Стесненное кручение лонжерона вызывается двумя бимоентами, возникновение которых определяется действием внешних сосредоточенных крутящих моментов, образованных соответственно:

- вертикальной составляющей нагружающей силы  $P_6$ , приложенной на расстоянии  $(L_n + \alpha_x^i)$  от линии центров изгиба профиля лонжерона;

- горизонтальной составляющей нагружающей силы  $P_2$ , приложенной с эксцентриситетом  $e$  относительно центра изгиба профиля лонжерона.

Лонжерон представляет собой тонкостенный стержень открытого профиля, имеющий на концах комбинированное закрепление, при котором опорное сечение не имеет угла закручивания (закреплено от поворота относительно оси  $z$ ) и свободно может деформироваться из своей плоскости (по сечению отсутствуют секториальные продольные силы). Такое закрепление соответствует представлениям о шарнире для бимоента.

Граничные условия для поперечных сечений в плоскостях закрепления лонжерона имеют вид:

$$\begin{aligned} \text{при } z = 0 & \quad \Theta = 0, B = 0; \\ \text{при } z = l & \quad \Theta = 0, B = 0, \end{aligned}$$

где  $\Theta$  - угол закручивания,  $B$  - бимомент.

Для тонкостенного стержня открытого профиля с шарнирным закреплением на концах при действии на него в сечении  $z = t$  внешнего сосредоточенного крутящего момента  $H = P e$  (рис. 3), бимомент [4]

$$B(z) = P e \frac{l}{k} \frac{\operatorname{sh}(k/l)t}{\operatorname{sh}(k)} \operatorname{sh} \frac{k}{l} (l-z)$$

где  $k$  - безразмерное характеристическое число, зависящее от отношения жесткости при чистом кручении

в свете теории Сен-Венана к секториальной жесткости, относящейся к стесненному кручению:

$$k = l \sqrt{\frac{GI_d}{EI_\omega}}$$

Для лонжерона в рассматриваемом случае (рис. 4, а) бимомент, вызываемый действием крутящего момента  $H_1 = P_6(L_n + \alpha_x^i)$ , определяется выражением

$$B_1(z) = P_6(L_n + \alpha_x^i) \frac{L_n}{k_n} \frac{\operatorname{sh}^2(k_n/2)}{\operatorname{sh}(k_n)},$$

а бимомент, вызываемый действием крутящего момента  $H_2 = P_2 e$  - выражением:

$$B_2(z) = P_2 e \frac{L_n}{k_n} \frac{\operatorname{sh}^2(k_n/2)}{\operatorname{sh}(k_n)},$$

где характеристическое число для лонжерона

$$k_n = L_n \sqrt{\frac{GI_d}{EI_\omega}}$$

Крутящий момент  $H_1$  отрицателен, так как он направлен против движения часовой стрелки со стороны значений  $z - t > 0$ . Крутящий момент  $H_2$  при положительном эксцентриситете закрепления поперечины на лонжероне (рис.4, а), также отрицателен. Суммарный бимомент от их действия в соответствии с законом независимости действия сил

$$B_n(z) = B_1(z) + B_2(z) = -[P_6(L_n + \alpha_x^i) + P_2 e] \frac{L_n}{k_n} \frac{\operatorname{sh}^2(k_n/2)}{\operatorname{sh}(k_n)} \quad (6)$$

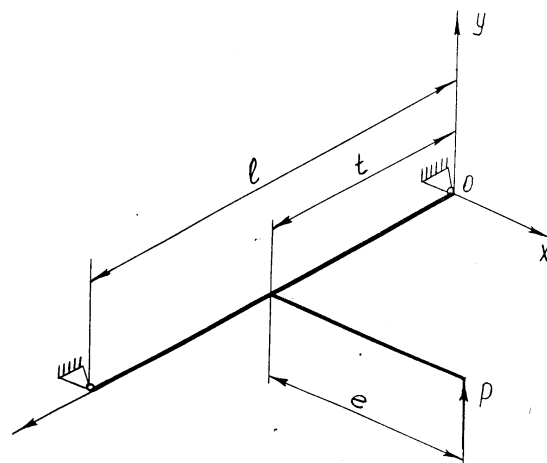


Рис. 3. Расчетная схема нагружения тонкостенного стержня силой, не проходящей через линию центров изгиба

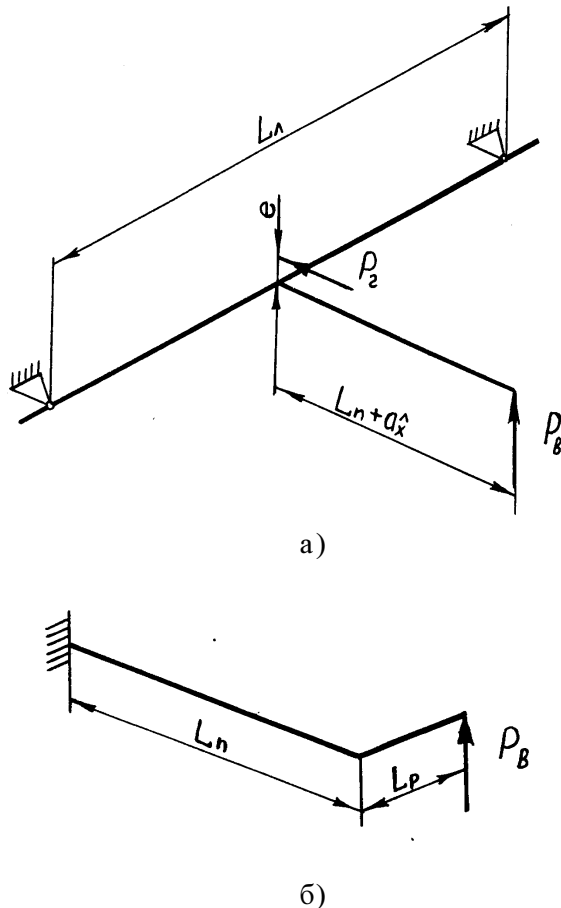


Рис. 4. Расчетные схемы нагружения элементов узла рамы:  
а) лонжерон; б) поперечина

Подставив (6) в формулу составляющей нормальных напряжений, вызванной стесненным кручением лонжерона

$$\sigma_{\omega,t} = \frac{B_{,t}(z)}{I_{\omega}} \omega, \quad (7)$$

после некоторых преобразований получим выражение для определения длины поперечины узла

$$L_n = -\frac{\sigma_{\omega,t} I_{\omega} k_{,t} sh(k_{,t})}{P_e L_{,t} sh^2(k_{,t} / 2) \omega} + etg\varphi + a_x \quad (8)$$

Величина составляющей нормальных напряжений, вызванной стесненным кручением лонжерона, подставляется в (8) по результатам тензометрирования лонжерона натурной рамы и подсчета по формуле [5]

$$\sigma_{\omega,t} = \frac{\sigma_1 + \sigma_3 - \sigma_2 - \sigma_4}{2(1 + \beta)},$$

составляющие которой расшифрованы в комментарии к (3) и (4).

В (7) и всех последующих выражениях под  $\omega$  понимается полная секториальная координата, учитывающая депланацию сечения относительно контура средней линии и

определяемая в соответствии с гипотезой плоских нормалей [6] как  $\omega = \omega_o + \delta n_o$

где  $\omega_o$  - секториальная координата точки, лежащей на средней линии и на одной нормали с точкой, в которой определяются напряжения;  
 $\delta$  - расстояние по нормали между названными точками;  
 $n_o$  - расстояние от центра изгиба до нормали, проведенной через названные точки.

Стесненное кручение поперечины вызывается внешним сосредоточенным крутящим моментом, образованным вертикальной составляющей нагружающей силы  $P_p$ , приложенной на расстоянии  $L_p$  от линии центров изгиба профиля поперечины.

Поперечина узла представляет собой тонкостенный стержень, один конец которого жестко заделан (соединение с лонжероном), а к другому прикладывается нагрузка. Закрепление поперечины обеспечивает однородные граничные условия ее концевого сечения в соединении: препятствует поворотам сечения относительно стенки лонжерона (отсутствие угла закручивания  $\Theta$ ) и его депланации (отсутствие  $\Theta'$ ). Это чисто кинематические граничные условия

$$\Theta = 0, \quad \Theta' = 0 \quad \text{при } z = 0,$$

которые непосредственно определяют начальные параметры  $\Theta_0 = 0$  и  $\Theta'_0 = 0$ .

На свободном конце стержня отсутствуют статические факторы - продольная секториальная сила и общий крутящий момент, следовательно, имеем чисто статические условия  $B = 0, \quad H = 0$  при  $z = l$ .

Составляя при помощи таблицы, приведенной в работе [4], выражения  $H(l)$  и  $B(l)$  и приравнявая их нулю, получим систему уравнений, решение которой дает выражения для оставшихся начальных параметров  $H_0$  и  $B_0$ :

$$H_0 = P_e,$$

$$B_0 = P_e \frac{l \, sh(k/l)(l-t) - sh(k)}{k \, ch(k)}.$$

Бимомент для общего случая тонкостенного стержня с одним заделанным и другим свободным концом при действии на него в сечении  $z = t$  сосредоточенной поперечной силы  $P$ , отстоящей от центра изгиба на расстоянии  $e$ :

$$B(z) = B_o ch \frac{k}{l} z + H_o \frac{l}{k} sh \frac{k}{l} z$$

Для поперечины в рассматриваемом случае (рис. 4, б) это выражение принимает вид

$$B_n(z) = B_o ch \frac{k_n}{L_n} L_n + H_o \frac{L_n}{k_n} sh \frac{k_n}{L_n} L_n, \quad (9)$$

где  $L_n$  - расстояние от заделки для бимоента (соединение поперечины с лонжероном) до точки на поперечине, в которой определяются напряжения при тензометрировании; характеристическое число для поперечины

$$k_n = L_n \sqrt{\frac{GI_d''}{EI_n''}}$$

Выражения для начальных параметров в рассматриваемом случае

$$H_o = -P_e L_p$$

$$B_o = P_e L_p \frac{L_n}{k_n} th(k_n)$$

где  $L_p$  - длина рычага приложения нагрузки от центра изгиба профиля поперечины. Подставив их в (9) получим

$$B_n(z) = P_e L_p \frac{L_n}{k_n} L_n \left( ch \frac{k_n}{L_n} th(k_n) - sh \frac{k_n}{L_n} \right)$$

откуда после подстановки в (6) и преобразований длина рычага приложения к узлу нагрузки определяется как

$$L_p = \frac{\sigma_{on} I_o k_n}{P_e L_n L_n \left( ch \frac{k_n}{L_n} th(k_n) - sh \frac{k_n}{L_n} \right)} \quad (10)$$

Значение составляющей нормальных напряжений  $\sigma_{on}$  подставляется по результатам тензометрирования поперечины натурной рамы и расчета, к примеру, для коробчатого сечения – по формуле

$$\sigma_{on} = \frac{\sigma_5 + \sigma_6 + \sigma_7 + \sigma_8}{BT}$$

где  $B$  и  $T$  - соответственно ширина и высота профиля поперечины.

Таким образом, для реализации в условиях стендовых испытаний нагружения, адекватного эксплуатационному, для узла, имеющего заданный пролет лонжерона между точками закрепления  $L_n$  и длину поперечины  $L_n$ , определяемую из выражения (8), необходимо обеспечить следующие параметры силонагружателя: силу максимального нагружающего воздействия на узел  $P$ , угол  $\varphi$  между линией действия этой силы и плоскостью, перпендикулярной оси поперечины, и длину рычага  $L_p$  приложения нагрузки, определяемые соответственно по формулам (5), (2) и (10).

#### Список использованной литературы

1. Расчетно-экспериментальная оценка долговечности несущих систем / В.И. Миркитанов и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1988. №7. С. 44-45.
2. Миркитанов В.И., Щурин К.В. Повышение долговечности рам тракторных полуприцепов // Тракторы и сельхозмашины. 1987. № 5. С. 37-39.
3. Щурин К.В., Рассоха В.И., Филиппов В.Ю. Оценка параметров локальной модели и силонагружателя при стендовых испытаниях рам транспортных средств на усталость // Известия ВУЗов. Машиностроение. 1992. №1-3. С. 79-84.
4. Власов В.З. Тонкостенные упругие стержни.- М.: Физматгиз, 1959.- 568с.
5. Закс М.Н., Лельчук Л.М. Особенности кручения автомобильной рамы при смещении оси вращения из ее плоскости // Автомобильная промышленность. 1965. № 5. С. 33-35.
6. Сияговский И.С., Трофимов Г.С. Тонкостенные гнутые профили в сельскохозяйственном машиностроении: Основы проектирования рациональных форм.- М.: Машгиз, 1963.- 200 с.

Статья поступила в редакцию 20.07.99.