

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ КОМПОНЕНТНОГО СОСТАВА НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ НЕСУЩИХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Рассматривается методика оценки компонентного состава напряженного состояния элементов несущих систем мобильных машин, сущность которой проиллюстрирована на примере элемента, имеющего форму швеллера с полками неравной ширины. Также приведены результаты для элементов, имеющих форму швеллера с полками равной ширины, уголка, зетобразного, омегаобразного и коробчатого профилей и круглой трубы.

Несущие системы мобильных машин в эксплуатации подвержены воздействию сложной пространственной системы нагрузок, величина и характер действия которых зависят от условий движения и режимов работы машины.

По характеру нагрузки подразделяют на статические и динамические.

К статическим относятся собственная масса несущей системы, масса кузова с грузом и уравновешивающие их реакции рессор во время стоянки машины. Эти нагрузки действуют на несущую систему симметрично и вызывают ее изгиб.

Динамические нагрузки возникают при движении машин, а также при других режимах работы, например при разгрузке самосвальных кузовов. Их принято делить на симметричные и кососимметричные.

Симметричные нагрузки возникают при движении со сравнительно высокими скоростями по улучшенным дорогам и вызываются колебаниями подрессоренных масс и связанными с ними ускорениями в продольно-вертикальной плоскости. Они вызывают изгиб элементов несущей системы в вертикальной плоскости: при движении – в основном лонжеронов, при разгрузке самосвальных кузовов – некоторых из поперечин.

Кососимметричные нагрузки характерны для движения по плохим дорогам с неровностями при сравнительно небольших скоростях, определяемых профилем дороги. При наезде на препятствие одного или двух диагонально расположенных колес или при попадании их во впадины и колею возникают крутящие моменты, приложенные к несущей системе в сечениях, где она связана с передними и задними рессорами, и приводят к ее закручиванию. При этом в элементах несущей системы возникают напряжения и от изгиба в горизонтальной плоскости, величина которых соизмерима, а в некоторых случаях и превышает напряжения от стесненного кручения и изгиба в вертикальной плоскости.

В случае автомобильного или тракторного поезда на несущие системы действуют и силы растяжения-сжатия, обусловленные тягово-сцепными свойствами.

Знание функции, наиболее точно аппроксимирующей действительное распределение напряжений в элементах несущей системы, а также элементарных составляющих (компонент напряженного состояния) необходимо на этапах проектирования (включая доводку) и эксплуатации любой мобильной машины и позволяет избежать ошибок, снижающих эксплуатационную надежность машин.

Традиционно при подобных исследованиях касательными напряжениями, под действием которых происходит начальное микроразрушение металла, пренебрегают и рассматривают только нормальные напряжения, уровень которых и определяет интенсивность усталостного разрушения.

Примером решения задачи является дифференцированный способ З.В. Ивановой [1], согласно которому для оценки компонентного состава нормальных напряжений в исследуемом сечении размещались определенным образом наклеенные тензодатчики, включаемые в измерительный мост так, что все компоненты, кроме определяемой, не регистрируются.

Рассмотренный способ не лишен недостатков, связанных прежде всего с точностью измерений, и поэтому не снимает проблему. Решить ее возможно лишь на основе комплексного использования методов сопротивления материалов, строительной механики и математической статистики. Методы математической статистики позволяют с учетом неизбежных при тензометрировании ошибок найти наиболее точные оценки для компонентов напряженного состояния, аппроксимирующей функции и оценок их точности.

Изложим суть комбинированной методики, в основу которой положены работы В.З. Власова [2], М.Б. Школьникова [3], З.В. Ивановой [1], К.В. Щурина [4] и исследования автора.

Методику условно разделим на два этапа:

– определение действительных максимальных напряжений, действующих в поперечных сечениях элементов несущей системы;

– разложение действительных максимальных напряжений по компонентному составу.

В качестве примера, иллюстрирующего методику расчета, рассмотрим швеллер с полками неравной ширины (рис. 1), у которого Y и b соответственно – высота и толщина стенки, b' – толщина, а T_1 и T_2 – ширина полков. Центр изгиба A для такого сечения лежит с внешней стороны швеллера на расстояниях a_x от средней линии стенки и a_y от оси, проходящей через середину стенки профиля.

В основе *первого этапа* – определения действительных максимальных нормальных напряжений, действующих в поперечных сечениях элементов несущей системы, – лежит закон парности касательных напряжений, согласно которому по двум взаимно перпендикулярным площадкам касательные напряжения направлены либо к линии пересечения этих площадок, либо от нее. Исходя из этого, на краях полков и стенок исследуемых профилей касательные напряжения равны нулю. Поэтому принимается, что напряженное состояние в произвольный момент времени в каждой i -ой точке несущей системы определяется только нормальными напряжениями, являющимися функцией четырех переменных: напряжений от изгиба в вертикальной b^B и горизонтальной $b^Г$ плоскостях, стесненного кручения b^O и растяжения-сжатия b^P :

$$\bar{\sigma}_i = b^B + b^Г + b^O + b^P. \quad (1)$$

Для их определения необходимо на интересующих нас сечениях элементов расположить специальные группы тензорезисторов. Конструктивные и технологические особенности (закругления и прочие) не позволяют наклеить датчики непосредственно на края профилей, поэтому они регистрируют деформации на некотором расстоянии от угловых точек сечений. Значения полученных напряжений $\bar{\sigma}_i$ отличаются от действительных напряжений σ_i' , действующих в сечениях элементов. Используя линейный закон изменения напряжений в полках и стенках профиля, а также располагая координатами тензорезисторов и их показаниями, действительные напряжения можно определить графически по эпюрам нормальных напряжений в произвольный мо-

мент времени или аналитически по формулам, вывод которых, ввиду его элементарности, опускаем.

Для швеллера с полками неравной ширины действительные максимальные нормальные напряжения по значениям, регистрируемым тензодатчиками, определяются следующим образом:

$$\bar{\sigma}_1' = \bar{\sigma}_1 - \frac{(\bar{\sigma}_2 - \bar{\sigma}_1) \cdot [T_1 - (x_1 + x_2)]}{x_1};$$

$$\bar{\sigma}_2' = \bar{\sigma}_2 + \frac{x_2(\bar{\sigma}_2 - \bar{\sigma}_1)}{x_1};$$

$$\bar{\sigma}_3' = \bar{\sigma}_3 + \frac{x_3(\bar{\sigma}_3 - \bar{\sigma}_4)}{x_4};$$

$$\bar{\sigma}_4' = \bar{\sigma}_4 - \frac{(\bar{\sigma}_3 - \bar{\sigma}_4) \cdot [T_2 - (x_3 + x_4)]}{x_4}.$$

Второй этап – разложение действительных нормальных напряжений на компоненты – производится с использованием четырехчленной формулы, предложенной В.З. Власовым [3]:

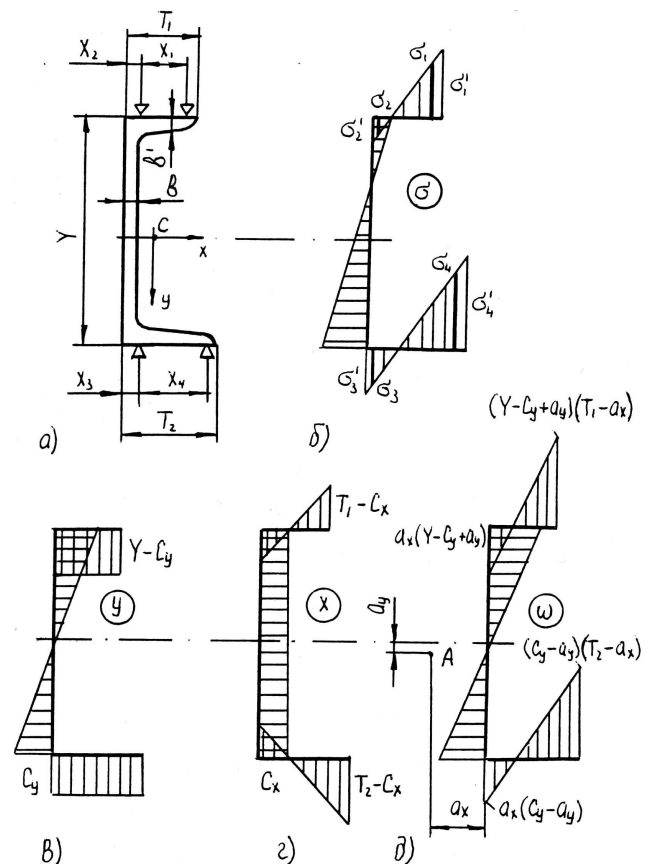


Рисунок 1. Размещение тензорезисторов и эпюры нормальных напряжений и координат точек действия приведенных напряжений:
а) поперечное сечение швеллера с характерными размерами и координатами размещения тензорезисторов 1-4; б) эпюра нормальных напряжений; в) эпюра ординат y ; г) эпюра абсцисс x ; д) эпюра полных секториальных координат ω

$$\bar{b} = \bar{b}^P + \bar{b}^B + \bar{b}^T + \bar{b}^\omega = \frac{N}{F} + \frac{M_x}{I_x} \cdot y_m' - \frac{M_y}{I_y} \cdot x_m' + \frac{B}{I_\omega} \cdot \omega_m, \quad (2)$$

где F, I_x, I_y, I_ω – площадь, моменты инерции и секториальный момент инерции сечения элемента соответственно;

x_m', y_m', ω_m – текущие декартовы и секториальная координаты точек действия приведенных напряжений.

Этой формулой нормальные напряжения $\bar{b}(z, s)$ выражены через обобщенные силы – продольную $N(z)$, изгибающие моменты $M_x(z)$ и $M_y(z)$, бимомент $B(z)$ и главные обобщенные координаты $1, x(s), y(s), \omega(s)$.

Каждый член формулы (2) является отражением определенной рабочей гипотезы распределения напряжений по сечению элемента. Первый член отражает гипотезу о равномерном распределении напряжений, не зависящем от декартовых и секториальной координат. Второго и третьего члены соответствуют гипотезам о линейном распределении напряжений в функции только координаты y и только координаты x . Таким образом, первые три члена в формуле (2) совпадают с известными выражениями сопротивления материалов, опирающимися на закон плоских сечений.

Четвертый член определяет нормальные напряжения, возникающие вследствие того, что сечения при кручении не остаются плоскими, а деформируются по закону секториальных координат.

В основу классической теории тонкостенных стержней положены две гипотезы В.З. Власова [3]:

- контур поперечного сечения срединной поверхности не деформируется;
- деформации сдвига в срединной поверхности равны нулю.

В соответствии с этими гипотезами формула (2) выражает нормальные напряжения на срединной поверхности профилей. Предполагается, что нормальные напряжения распределяются равномерно по толщине профиля и для их определения в точке, не лежащей на средней линии, в формулу (2) нужно подставлять не координаты самой точки, а координаты другой точки, лежащей на средней линии и на одной нормали с точкой, в которой нужно определить напряжения.

Однако в работе [4] было показано, что учет неравномерности распределения напряжений по

толщине профиля вносит существенную поправку в величины нормальных напряжений при стесненном кручении. Для швеллеров, например, такая поправка по сравнению с расчетом по теории В.З. Власова достигает 22%.

Поэтому в расчетных исследованиях воспользуемся не классической теорией В.З. Власова [3], а теорией расчета тонкостенных стержней по гипотезе плоских нормалей [4], разработанной А.А. Деркачевым, И.С. Синяговским и Г.С. Трофимовым. Двумя последними авторами было доказано, что:

а) для тонкостенных открытых профилей нет необходимости вычислять полные секториальные характеристики, учитывающие депланацию сечения относительно контура средней линии, а расчеты геометрических характеристик, за исключением секториальных координат, можно производить по формулам В.З. Власова с точностью, приемлемой для практических целей;

б) во всех расчетах вместо обычной секториальной координаты нужно подставлять полную секториальную координату, учитывающую депланацию сечения относительно контура средней линии и определяемую по формуле [4]:

$$\omega = \omega_0 + \delta_{n_0}, \quad (3)$$

где ω_0 – секториальная координата точки M_0 , лежащей на средней линии и на одной нормали с точкой M , в которой необходимо определить напряжения (рис. 2 [5]);

δ – расстояние по нормали между точками M_0 и M ;

n_0 – расстояние от центра изгиба A_0 до нормали, проведенной через точки M_0 и M .

Во всех расчетах будем пользоваться именно полными секториальными координатами.

Обобщенные продольные силы, входящие в формулу (2), определяются как интегральные выражения напряжений по всему сечению:

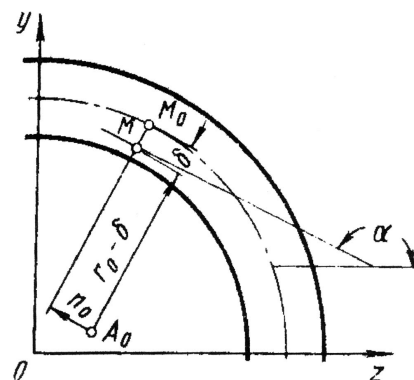


Рисунок 2. Схема для определения полной секториальной координаты [5]

$$\left. \begin{aligned} N &= \int_F \bar{\sigma} \cdot 1 \cdot dF \\ M_x &= \int_F \bar{\sigma} \cdot y \cdot dF \\ M_y &= -\int_F \bar{\sigma} \cdot x \cdot dF \\ V &= \int_F \bar{\sigma} \cdot \omega \cdot dF \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

моменты инерции – по формулам:

$$\left. \begin{aligned} I_x &= \int_F y^2 \cdot dF \\ I_y &= \int_F x^2 \cdot dF \\ I_\omega &= \int_F \omega^2 \cdot dF \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Подставив формулы (4) и (5) в (2), получим:

$$\bar{\sigma} = \frac{\int_F \bar{\sigma} \cdot 1 \cdot dF}{F} + \frac{\int_F \bar{\sigma} \cdot y \cdot dF}{\int_F y^2 \cdot dF} y_m' - \frac{\int_F \bar{\sigma} \cdot x \cdot dF}{\int_F x^2 \cdot dF} x_m' + \frac{\int_F \bar{\sigma} \cdot \omega \cdot dF}{\int_F \omega^2 \cdot dF} \omega_m.$$

Вычисляя определенные интегралы от произведения функций или от квадратов функций, представленных соответствующими эпюрами на рисунке 1, приемами строительной механики, получим выражения для определения компонент действительных максимальных нормальных напряжений, действующих в поперечных сечениях элементов несущих систем.

Величины $\frac{N}{F}$, $\frac{M_x}{I_x}$, $\frac{M_y}{I_y}$ и $\frac{V}{I_\omega}$ по аналогии с работой [3] обозначим через U , V , W и Z и назовем параметрами компонентов напряженного состояния.

Обобщенная продольная сила, вызывающая напряжения растяжения-сжатия, определяется по эпюре $\bar{\sigma}$ (рис. 1, б):

$$N = \int_F \bar{\sigma} \cdot 1 \cdot dF = \bar{\sigma}' \left[\frac{T_1}{2} (\bar{\sigma}_1' - \bar{\sigma}_2') + \frac{T_2}{2} (\bar{\sigma}_3' - \bar{\sigma}_4') \right].$$

Площадь полок швеллера:

$$F_n = b' (T_1 + T_2).$$

Тогда

$$U = \frac{T_1 (\bar{\sigma}_1' - \bar{\sigma}_2') + T_2 (\bar{\sigma}_3' - \bar{\sigma}_4')}{2(T_1 + T_2)}.$$

Напряжения, вызванные вертикальным изгибом, определяются как

$$\bar{\sigma}^b = V \cdot y_m',$$

где $V = M_x / I_x$; линейные координаты точек действия приведенных напряжений:

$$y_1' = y_2' = -(Y - C_y);$$

$$y_3' = y_4' = C_y.$$

Изгибающий момент определяется по эпюрам (рис. 1, б, в):

$$M_x = \int_F \bar{\sigma} \cdot y \cdot dF = \frac{b'}{2} [T_1 \cdot y_1' (\bar{\sigma}_1' - \bar{\sigma}_2') + T_2 \cdot y_3' (\bar{\sigma}_3' - \bar{\sigma}_4')].$$

Момент инерции относительно оси x вычисляется по эпюре (рис. 1, в):

$$I_x = \int_F y^2 \cdot dF = b' (T_1 \cdot y_1'^2 + T_2 \cdot y_3'^2).$$

Тогда

$$V = \frac{T_1 \cdot y_1' (\bar{\sigma}_1' - \bar{\sigma}_2') + T_2 \cdot y_3' (\bar{\sigma}_3' - \bar{\sigma}_4')}{2(T_1 \cdot y_1'^2 + T_2 \cdot y_3'^2)}.$$

Напряжения, вызванные горизонтальным изгибом, определяются как

$$\bar{\sigma}^r = W \cdot x_m',$$

где $W = -M_y / I_y$; линейные координаты точек действия приведенных напряжений:

$$x_1' = T_1 - C_x;$$

$$x_2' = x_3' = -C_x;$$

$$x_4' = T_2 - C_x.$$

Изгибающий момент определяется по эпюрам (рис. 1, б, г):

$$M_y = -\int_F \bar{\sigma} \cdot x \cdot dF = \frac{b'}{6} [T_1 \{ \bar{\sigma}_1' (2x_1' + x_3') - \bar{\sigma}_2' (x_1' + 2x_3') \} + T_2 \{ \bar{\sigma}_3' (x_1' + 2x_3') - \bar{\sigma}_4' (2x_1' + x_3') \}].$$

Момент инерции относительно оси y вычисляется по эпюре (рис. 1, г):

$$I_y = -\int_F x^2 \cdot dF = \frac{b'}{3} [T_1 (x_1'^2 + x_1' x_3' + x_3'^2) + T_2 (x_3'^2 + x_3' x_4' + x_4'^2)].$$

Тогда

$$W = -\frac{T_1 \{ \bar{\sigma}_1' (2x_1' + x_3') - \bar{\sigma}_2' (x_1' + 2x_3') \} - T_2 \{ \bar{\sigma}_3' (x_1' + 2x_3') - \bar{\sigma}_4' (2x_1' + x_3') \}}{2 [T_1 (x_1'^2 + x_1' x_3' + x_3'^2) + T_2 (x_3'^2 + x_3' x_4' + x_4'^2)]}.$$

Напряжения, вызванные стесненным кручением, определяются как

$$\bar{\sigma}^\omega = Z \cdot \omega_m,$$

где $Z = V / I_\omega$; полные секториальные координаты точек действия приведенных напряжений:

$$\omega_1 = (Y - C_y + a_y) (T_1 - a_x);$$

$$\omega_2 = -a_x (Y - C_y + a_y);$$

$$\omega_3 = a_x (C_y - a_y);$$

$$\omega_4 = -(C_y - a_y) (T_2 - a_x).$$

Таблица 1. Выражения для определения действительных максимальных нормальных напряжений, параметров компонентов напряженного состояния и координат точек действия напряжений

Профиль	Формулы для определения действительных максимальных нормальных напряжений	Формулы для определения параметров компонентов напряженного состояния	Координаты точек действия напряжений
Швеллер с полками равной ширины	$\sigma_1' = \sigma_1 - \frac{(\sigma_2 - \sigma_1) \cdot [\Gamma - (x_1 + x_2)]}{x_1}$ $\sigma_2' = \sigma_2 + \frac{x_2(\sigma_2 - \sigma_1)}{x_1}$ $\sigma_3' = \sigma_3 + \frac{x_3(\sigma_3 - \sigma_4)}{x_4}$ $\sigma_4' = \sigma_4 - \frac{(\sigma_3 - \sigma_4) \cdot [\Gamma - (x_3 + x_4)]}{x_4}$	$U = \frac{\sigma_1' - \sigma_2' + \sigma_3' - \sigma_4'}{4}$ $V = \frac{-\sigma_1' + \sigma_2' + \sigma_3' - \sigma_4'}{2Y}$ $W = -\frac{(\sigma_1' - \sigma_4')(2x_1 + x_2) - (\sigma_2' - \sigma_3')(x_1 + 2x_2')}{4(x_1^2 + x_1'x_2' + x_2^2)}$ $Z = \frac{(\sigma_1' + \sigma_4')(2\omega_1 + \omega_2) - (\sigma_2' - \sigma_3')(\omega_1 + 2\omega_2)}{4(\omega_1^2 + \omega_1 \cdot \omega_2 + \omega_2^2)}$	$x_1' = x_4' = T - C_x$ $x_2' = x_3' = -C_x$ $y_1' = y_2' = -y_3' = -y_4' = -\frac{Y}{2}$ $\omega_1 = -\omega_4 = \frac{Y}{2}(\Gamma - a_x)$ $\omega_2 = -\omega_3 = -\frac{a_x \cdot Y}{2}$
Швеллер с полками неравной ширины	$\sigma_1' = \sigma_1 - \frac{(\sigma_2 - \sigma_1) \cdot [\Gamma_1 - (x_1 + x_2)]}{x_1}$ $\sigma_2' = \sigma_2 + \frac{x_2(\sigma_2 - \sigma_1)}{x_1}$ $\sigma_3' = \sigma_3 + \frac{x_3(\sigma_3 - \sigma_4)}{x_4}$ $\sigma_4' = \sigma_4 - \frac{(\sigma_3 - \sigma_4) \cdot [\Gamma_2 - (x_3 + x_4)]}{x_4}$	$U = \frac{T_1(\sigma_1' - \sigma_2') + T_2(\sigma_3' - \sigma_4')}{2(T_1 + T_2)}$ $V = \frac{T_1 \cdot y_1'(\sigma_1' - \sigma_2') + T_2 \cdot y_3'(\sigma_3' - \sigma_4')}{2(T_1 \cdot y_1'^2 + T_2 \cdot y_3'^2)}$ $W = -\frac{T_1[\sigma_1'(2x_1 + x_3') - \sigma_2'(x_1 + 2x_3')] + T_2[\sigma_3'(x_1 + 2x_3') - \sigma_4'(2x_1 + x_3')]}{2\left[T_1(x_1'^2 + x_1'x_3' + x_3'^2) + T_2(x_3'^2 + x_3'x_4' + x_4'^2)\right]}$ $Z = \frac{T_1[\sigma_1'(2\omega_1 + \omega_2) - \sigma_2'(\omega_1 + 2\omega_2)] + T_2[\sigma_3'(2\omega_3 + \omega_4) - \sigma_4'(\omega_3 + 2\omega_4)]}{2\left[T_1(\omega_1^2 + \omega_1 \cdot \omega_2 + \omega_2^2) + T_2(\omega_3^2 + \omega_3 \cdot \omega_4 + \omega_4^2)\right]}$	$x_1' = T_1 - C_x$ $x_2' = x_3' = -C_x$ $x_4' = T_2 - C_x$ $y_1' = y_2' = -(Y - C_y)$ $y_3' = y_4' = C_y$ $\omega_1 = (Y - C_y + a_y)(T_1 - a_x)$ $\omega_2 = -a_x(Y - C_y + a_y)$ $\omega_3 = a_x(C_y - a_y)$ $\omega_4 = -(C_y - a_y)(T_2 - a_x)$
Зетобразный профиль	$\sigma_1' = \sigma_1 - \frac{(\sigma_2 - \sigma_1) \cdot [\Gamma - (x_1 + x_2)]}{x_1}$ $\sigma_2' = \sigma_2 + \frac{x_2(\sigma_2 - \sigma_1)}{x_1}$ $\sigma_3' = \sigma_3 + \frac{x_3(\sigma_3 - \sigma_4)}{x_4}$ $\sigma_4' = \sigma_4 - \frac{(\sigma_3 - \sigma_4) \cdot [\Gamma - (x_3 + x_4)]}{x_4}$	$U = \frac{\sigma_1' - \sigma_2' - \sigma_3' + \sigma_4'}{4}$ $V = \frac{(\sigma_1' - \sigma_4')(2y_1 + y_2) - (\sigma_2' - \sigma_3')(y_1 + 2y_2')}{4 \cdot (y_1^2 + y_1' y_2' + y_2^2)}$ $W = -\frac{\sigma_1' + \sigma_2' - \sigma_3' - \sigma_4'}{4 \cdot x_1'}$ $Z = \frac{(\sigma_1' + \sigma_4')(2\omega_1 + \omega_2) - (\sigma_2' - \sigma_3')(\omega_1 + 2\omega_2)}{4(\omega_1^2 + \omega_1 \cdot \omega_2 + \omega_2^2)}$	$x_1' = -x_2' = x_3' = -x_4' = \frac{T}{2} \cos \alpha$ $y_1' = -y_4' = -\left(\frac{Y}{2} \cos \alpha + T \cdot \sin \alpha\right)$ $y_2' = -y_3' = -\frac{Y}{2} \cos \alpha$ $\omega_1 = \omega_4 = \frac{Y}{2}(\Gamma - h)$ $\omega_2 = \omega_3 = -\frac{h \cdot Y}{2}$
Омегаобразный профиль	$\sigma_1' = \sigma_1 - \frac{(\sigma_2 - \sigma_1) \cdot [\Gamma_1 - (x_1 + x_2)]}{x_1}$ $\sigma_2' = \sigma_2 + \frac{x_2(\sigma_2 - \sigma_1)}{x_1}$ $\sigma_3' = \sigma_3 + \frac{x_3(\sigma_3 - \sigma_4)}{x_4}$ $\sigma_4' = \sigma_4 - \frac{(\sigma_3 - \sigma_4) \cdot [\Gamma_2 - (x_3 + x_4)]}{x_4}$	$U = -\frac{T_1(\sigma_1' - \sigma_2') + T_2(\sigma_3' - \sigma_4')}{2(T_1 + T_2)}$ $V = -\frac{T_1 \cdot y_1'(\sigma_1' - \sigma_2') + T_2 \cdot y_3'(\sigma_3' - \sigma_4')}{2(T_1 y_1'^2 + T_2 y_3'^2)}$ $W = \frac{x_1' T_1(\sigma_1' + \sigma_2') - T_2[\sigma_3'(2x_1' - x_4') - \sigma_4'(x_1' - 2x_4')]}{2\left[T_1 \cdot x_1'^2 + T_2(x_1'^2 - x_1'x_4' + x_4'^2)\right]}$ $Z = \frac{T_1\omega_1(\sigma_1' - \sigma_2') - T_2[\sigma_3'(2\omega_3 + \omega_4) + \sigma_4'(\omega_3 + 2\omega_4)]}{2\left[T_1\omega_1^2 + T_2(\omega_3^2 + \omega_3 \cdot \omega_4 + \omega_4^2)\right]}$	$x_1' = -x_2' = -x_3' = T_1/2$ $x_4' = -(T_1/2 + T_2)$ $y_1' = y_2' = -C_y$ $y_3' = y_4' = Y - C_y$ $\omega_1 = -\omega_2 = -\frac{Y \cdot T_1}{2}$ $\omega_3 = -\frac{T_1}{2}(Y - a_y)$ $\omega_4 = (Y - a_y) \left(T_2 - \frac{T_1}{2}\right)$
Уголок	$\sigma_1' = \sigma_1 - \frac{(\sigma_2 - \sigma_1) \cdot [\Gamma_1 - (x_1 + x_2)]}{x_1}$ $\sigma_2' = \sigma_2 + \frac{x_2(\sigma_2 - \sigma_1)}{x_1}$ $\sigma_3' = \frac{\sigma_3(Y - C_y)}{Y - C_y - y_3}$	$U = \frac{\sigma_1' \cdot T + \sigma_3' \cdot Y - \sigma_2'}{2(T + Y) - \sigma_2'}$ $V = \frac{3 \cdot T \cdot y_1'(\sigma_1' - \sigma_2') + Y[\sigma_2'(2y_1 + y_3) - \sigma_3'(y_1 + 2y_3')]}{6 \cdot T \cdot y_1'^2 + 2 \cdot Y(y_1'^2 + y_1' y_3' + y_3'^2)}$ $W = \frac{T[\sigma_1'(2x_1' + x_2') - \sigma_2'(x_1' + 2x_2')] - 3y_3' \sigma_3'(\sigma_2' - \sigma_3')}{2T(x_1'^2 + x_1'x_2' + x_2'^2) + 6 \cdot x_2'^2 \cdot Y}$ $Z = \frac{T[\sigma_1'(2\omega_1 + \omega_2) - \sigma_2'(\omega_1 + 2\omega_2)] + Y[\sigma_3'(\omega_2 + 2\omega_3) - \sigma_2'(2\omega_2 + \omega_3)]}{2\left[T(\omega_1^2 + \omega_1 \cdot \omega_2 + \omega_2^2) + Y(\omega_2^2 + \omega_2 \cdot \omega_3 + \omega_3^2)\right]}$	$x_1' = T - C_x$ $x_2' = -C_x$ $y_1' = y_2' = -C_y$ $y_3' = Y - C_y$ $\omega_1 = \frac{b}{2} \left(T - \frac{b}{2}\right)$ $\omega_2 = -b/2$ $\omega_3 = \frac{b}{2} \left(Y - \frac{b}{2}\right)$
Коробчатый профиль	$\sigma_1' = \sigma_1 - \frac{(\sigma_2 - \sigma_1) \cdot [\Gamma_1 - (x_1 + x_2)]}{x_1}$ $\sigma_2' = \sigma_2 + \frac{x_2(\sigma_2 - \sigma_1)}{x_1}$ $\sigma_3' = \sigma_3 + \frac{x_3(\sigma_3 - \sigma_4)}{x_4}$ $\sigma_4' = \sigma_4 - \frac{(\sigma_3 - \sigma_4) \cdot [\Gamma - (x_3 + x_4)]}{x_4}$	$U = \frac{\sigma_1' - \sigma_2' + \sigma_3' - \sigma_4'}{4}$ $V = \frac{-\sigma_1' + \sigma_2' + \sigma_3' - \sigma_4'}{2 \cdot Y}$ $W = -\frac{\sigma_1' + \sigma_2' - \sigma_3' - \sigma_4'}{2 \cdot T}$ $Z = -\frac{\sigma_1' + \sigma_2' + \sigma_3' + \sigma_4'}{T \cdot Y}$	$x_1' = -x_2' = -x_3' = x_4' = \frac{T}{2}$ $y_1' = y_2' = -y_3' = -y_4' = -\frac{Y}{2}$ $\omega_1 = -\omega_2 = \omega_3 = -\omega_4 = \frac{T \cdot Y}{4}$
Круглая труба	$\sigma_{1,2} = \frac{E}{1-\mu} \cdot \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{2} \pm \frac{E}{1+\mu} \cdot \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_3)^2 + [2\varepsilon_2 - (\varepsilon_1 + \varepsilon_3)]^2}$	$U = \frac{-\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 - \sigma_4}{4}$ $V = \frac{32 \cdot b \cdot D^2(\sigma_1 + \sigma_3)}{3 \cdot (D^4 - d^4)}$ $W = -\frac{32 \cdot b \cdot D^2(\sigma_2 + \sigma_4)}{3 \cdot (D^4 - d^4)}$	$x_1' = x_3' = 0$ $x_2' = -x_4' = R$ $y_1' = -y_3' = -R$ $y_2' = y_4' = 0$

Бимомент рассчитывается по эшграм (рис. 1, б, д):

$$V = \int_F \delta \cdot \omega \cdot dF = \frac{b'}{6} \left[T_1 [\delta_1' (2\omega_1 + \omega_2) - \delta_2' (\omega_1 + 2\omega_2)] + T_2 [\delta_3' (2\omega_3 + \omega_4) - \delta_4' (\omega_3 + 2\omega_4)] \right]$$

Главный секториальный момент инерции вычисляется по эшпоре (рис. 1, д):

$$I_\omega = \int_F \omega^2 \cdot dF = \frac{b'}{3} \left[T_1 (\omega_1^2 + \omega_1 \cdot \omega_2 + \omega_2^2) + T_2 (\omega_3^2 + \omega_3 \cdot \omega_4 + \omega_4^2) \right]$$

Тогда

$$Z = \frac{T_1 [\delta_1' (2\omega_1 + \omega_2) - \delta_2' (\omega_1 + 2\omega_2)] + T_2 [\delta_3' (2\omega_3 + \omega_4) - \delta_4' (\omega_3 + 2\omega_4)]}{2 [T_1 (\omega_1^2 + \omega_1 \cdot \omega_2 + \omega_2^2) + T_2 (\omega_3^2 + \omega_3 \cdot \omega_4 + \omega_4^2)]}$$

Полученные выражения для определения действительных максимальных нормальных напряжений, параметров компонентов напряженного состояния и координат точек действия напряжений сведены в таблицу 1. В ней также представлены результаты расчетных исследований для других шести профилей (рис. 3), которые наиболее часто используются в современном транспортном машиностроении, – швеллера с полками равной ширины, уголка, зетобразного, омегаобразного и коробчатого профилей и круглой трубы.

При тензометрировании, дающем исходные данные для расчетов по предлагаемой методике, как и при любом другом измерении, неизбежны ошибки, поэтому оценка напряженного состояния может быть выполнена лишь с определенной точностью. В случае, когда для измерения используется количество датчиков, равное количеству определяемых компонентов напряженного состояния, называемое обычно *необходимым*, оценка точности невозможна. Для

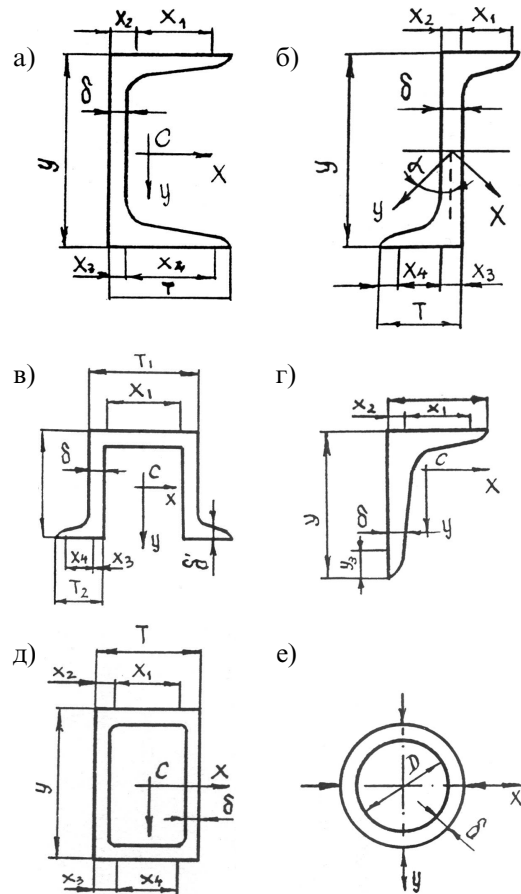


Рисунок 3. Исследованные профили: а) швеллер с полками равной ширины; б) зетобразный профиль; в) омегаобразный профиль; г) уголок; д) коробчатый профиль; е) круглая труба

ее осуществления необходимо измерение некоторым количеством датчиков, называемым *избыточным*. Любой из компонентов напряженного состояния, величина которого одного порядка с оценкой его точности, может рассматриваться как появившийся в результате ошибок тензометрирования. Для оценки погрешностей тензометрирования в исследованиях пользовались методикой, предложенной М.Б. Школьниковым в работе [3].

Список использованной литературы:

1. Иванова З.В. Исследование долговечности несущих систем грузовых автомобилей: Автор. дис. ... канд. техн. наук. – М.: МАДИ, 1974. – 23 с.
2. Власов В.З. Тонкостенные упругие стержни. – М.: Физматгиз, 1959. – 568 с.
3. Школьников М.Б. Анализ результатов тензометрирования стержней несущей системы // Автомобильная промышленность. 1966. – №7. – С. 20-23.
4. Щурин К.В. Прогнозирование и повышение усталостной долговечности несущих систем сельскохозяйственных транспортных средств: Дис. ... д-ра техн. наук. – Оренбург, 1994. – 432 с.
5. Сняговский И.С., Трофимов Г.С. Тонкостенные гнутые профили в сельскохозяйственном машиностроении: Основы проектирования рациональных форм. – М.: Машгиз, 1963. – 200 с.