

УДК 629.735

**Я.С. КАРПОВ, В.Н. ПАВЛЕНКО, И.М. ТАРАНЕНКО***Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СТЕРЖНЕЙ ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ С УЧЕТОМ ВНУТРЕННЕГО САМОУРАВНОВЕШЕННОГО НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ**

*Объяснен механизм возникновения сложного изгибно-крутильного деформирования длинномерных профилей, изготовленных из композиционных материалов, с неоднородным поперечным сечением под действием внутреннего самоуравновешенного напряженного состояния, вызванного изменением температуры или усадкой связующего или тем и другим вместе. Предложен механизм деформирования стержней из разнородных композиционных материалов при изменении температуры (после извлечения из оснастки или в процессе эксплуатации) с учетом различия в коэффициентах Пуассона. Синтезирована модель для определения действующих усилий по периметру элементов профиля и получены соответствующие формулы, что является основанием для построения теории внецентренного сжатия стержня.*

**Ключевые слова:** тонкостенный длинномерный профиль, деформированное состояние, технологические напряжения, коробление.

**Введение**

Авиа- и ракетостроение являются основными потребителями высокопрочных композиционных материалов (КМ) в нагруженных деталях и агрегатах, представляющих собой различного вида тонкостенные конструкции (профили, обшивки, стенки и т.п.). С самого начала производства технологи и конструкторы столкнулись с проблемой поводки профилей и короблением панелей обшивки, что с одной стороны, усложнило процесс приемки деталей (не было соответствия чертежам), а с другой – это свидетельствовало о наличии внутреннего самоуравновешенного напряженного состояния, которое необходимо прогнозировать и учитывать при проектировании. Так зарождалась технологическая механика, и основное внимание уделялось параметрам технологического процесса. К важнейшим причинам поводок и короблений относятся:

– конструктивная неуравновешенность структуры КМ относительно центра жесткости или средней поверхности, вызванная несоблюдением полной симметрии из-за нежелания утяжелять конструкцию или сборкой заведомо разнородных элементов, например, обшивки и стрингеров. При изменении температуры такие детали неизбежно претерпевают изгибно-крутильные деформации;

– технологические факторы, приводящие к неравномерной и неодновременной полимеризации связующего, к разнотолщинности монослоев в пакете из-за особенности фильтрации связующего при изго-

товлении деталей из препрегов, к нарушению объемного содержания волокон в зонах переменной кривизны и т.п. Последствия технологических факторов состоят в формировании слоистых КМ с переменными физико-механическими свойствами монослоев по толщине пакета, что приводит к нарушению симметрии.

**Формулирование проблемы**

Явления поводок и коробления обуславливают необходимость решения двух взаимосвязанных задач. Первая – это прогнозирование деформированного состояния, что позволяет, с одной стороны, осуществить объективную оценку качества изготовления отделами технического контроля предприятий (изогнутая панель обшивки никак не соответствует чертежу), а с другой стороны – обеспечить такой уровень остаточных технологических напряжений, который не приводит к разрушению каких-либо элементов детали. Вторая задача связана с работоспособностью агрегата, так как после установки деформированной детали на каркас в ней остаются напряжения, которые влияют на несущую способность, и деформации, нарушающие аэродинамические обводы.

Для деталей типа панелей обшивки проведен широкий комплекс исследований по решению первой задачи [1 – 3] с учетом технологических и конструкторских факторов и начаты работы по второй [4, 5]. Напряженно-деформированное состояние пластин из КМ рассчитывалось под действием распределенных по краям изгибающего и крутящего мо-

ментов, априори полагая, что протяженностью краевого эффекта можно пренебречь (ведь формально, с позиции строительной механики, по краям никаких нагрузок нет). Кроме того, экспериментально обнаружено, что тонкие пластины с несимметричной структурой характеризуются (безотносительно к вызвавшим ее причинам) двумя цилиндрическими устойчивыми равновесными состояниями вместо ожидаемого седлообразного (рис. 1, а), причем с отличающимися прогибами и загнутыми в другую сторону углами (рис. 1, б) [6]. Появление той или иной формы носит стохастический характер и классической теорией пластин это предсказать невозможно. Вполне обоснованным объяснением такого характера деформирования служит следующее. После стохастического искривления в одной плоскости резко возрастает изгибная жесткость относительно оси  $x_1$  (рис. 2, поз. 1) и изгибающего момента в другом направлении недостаточно для искривления в соответствующую плоскость. В углах изгибная жест-

кость увеличивается от нуля по меньшим градиентом, поэтому на некотором протяжении изгибающий момент  $\bar{M}$  (см. рис. 2, поз. 2) “преодолевает сопротивление” и это приводит к загибу углов в другую сторону, что можно рассматривать как “попытку” образования седловидной поверхности.

Гораздо сложнее обстоит проблема поводки длинномерных профилей, характеризующейся сложным изгибно-крутильным деформированием, которое сопровождается даже профили с уравновешенной структурой стенок (рис. 3) и симметрией относительно одной из осей.

В литературе отсутствуют методики расчета искривления и скручивания профилей под действием самоуравновешенного внутреннего напряженного состояния. Механизм деформирования таких стержней может быть обоснован на базе аналогии с внецентровым действием осевой силы. Для этого условно отделим от стержня его концы, на длине которых затухает краевой эффект.

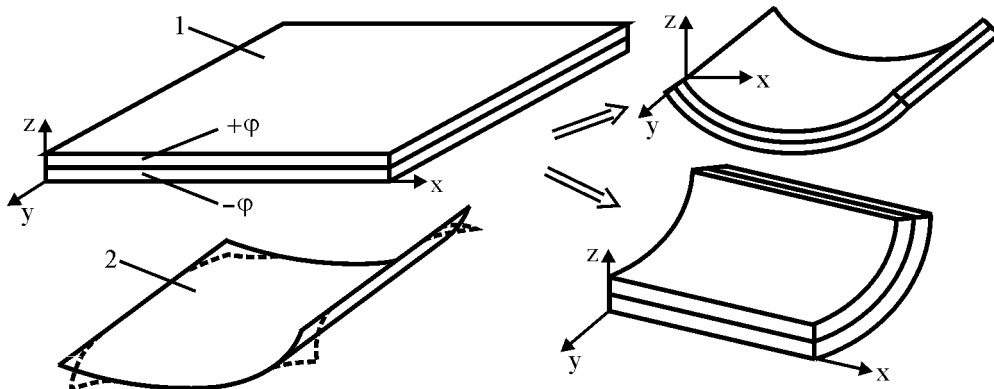


Рис. 1. Варианты коробления пластин из КМ: 1 – коробление с образованием цилиндрической поверхности; 2 – проявление краевого эффекта (загиб углов профиля)

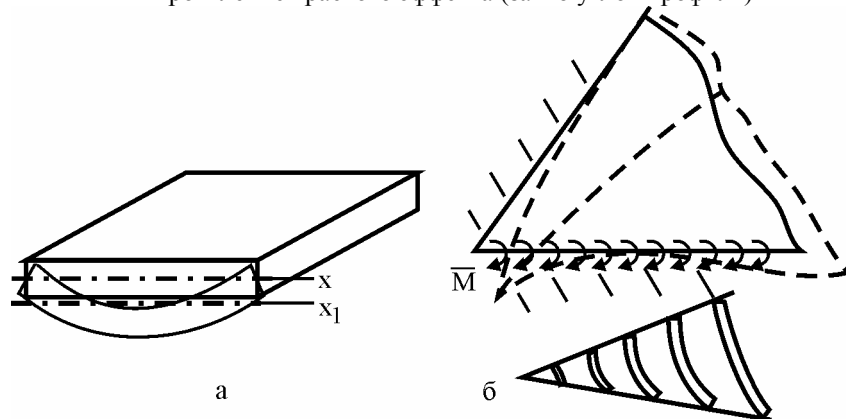


Рис. 2. К механизму искривления углов пластины



Рис. 3. Типы поперечных сечений профилей

Слои КМ стержня соединены между собой адгезионно, поэтому протяженность зоны краевого эффекта может быть оценена затуханием касательных напряжений на границе разнородных элементов, например, слоев  $[0^\circ]$  и  $[\pm\phi]$ . Согласно [7], это происходит в зоне длиной в несколько толщин, что достаточно мало по сравнению с длиной стержня и можно пренебречь вкладом отсеченных частей в общую деформацию стержня (рис. 4) или приложить усилия по концам и пренебречь разницей в нагружении участков краевого эффекта. Очевидно, что распределенные по поперечному сечению усилия являются внецентровыми для любых стержней, содержащих угловое пересечение стенок.

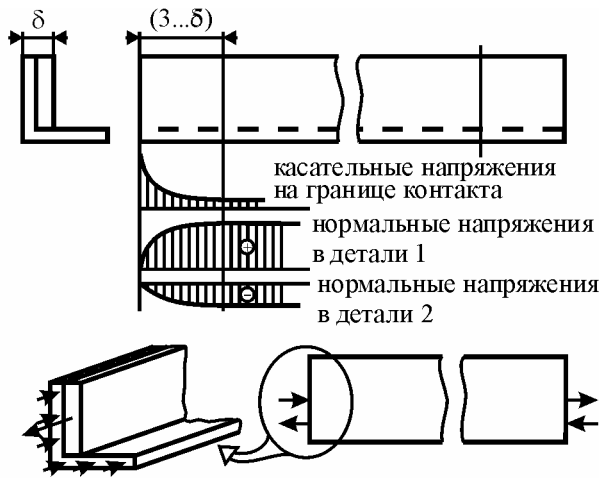


Рис. 4. Схема нагружения стержня

Согласно [8, 9], сила, не проходящая ни через одну из секториальных нулевых точек сечения, вызывает сложные деформации растяжения (сжатия), изгиба и кручения. Рассмотрим это на примере уголкового профиля с неоднородным поперечным сечением (как правило, стержни из КМ для стрингеров содержат до 90% продольных слоев и около 10% слоев с армированием  $\pm 45^\circ$ ) (рис. 5). Элементарную силу  $\Delta N$  перенесем статическим нулем в нулевую секториальную точку В (см. рис. 5, в). Сила  $\Delta N$ , приложенная в точке В, приводит к растяжению и изгибу стержня (см. рис. 5, г), а под действием момента ( $\Delta N \cdot a$ ) профиль изгибается и закручивается. Элементарный момент ( $\Delta N \cdot a$ ) заменим таким же моментом, действующем в плоскости, параллельной стенке стержня и проходящей через центр изгиба О (см. рис. 5, е) и бипарой с плечом  $b$ , равным ( $\Delta N \cdot a \cdot b$ ). Пара сил, действующая в плоскости, проходящей через центр изгиба О (см. рис. 5, ж) вызывает чистый изгиб, а бимомент (см. рис. 5, з) будет только закручивать стержень.

Аналогичный механизм деформирования справедлив и для растягивающих сил, действующих в другом элементе стержня (рис. 5, в).

Таким образом, синтезировано объяснение механизма возникновения сложного изгибно-крутильного деформирования длинномерных профилей из КМ с неоднородным поперечным сечением под действием внутреннего самоуравновешенного напряженного состояния, вызванного изменением температуры или усадкой связующего или тем и другим вместе.

Рассмотрим подробнее вопрос определения напряжений в элементах стержня, из-за которых он коробится. Длина профиля намного больше любого из размеров поперечного сечения, поэтому можно считать, что продольные напряжения не зависят от координаты  $x$  (за исключением зоны краевого эффекта, влияние которой здесь не учитывается). Напряжения же в поперечном направлении для реальных профилей зависят от координаты  $z$  (см. рис. 5, в). Это связано с тем, что протяженность зоны краевого эффекта соизмеримо с шириной стенки профиля и ею в общем случае нельзя пренебречь [10, 11].

Принимая, что материалы элементов ортотропны в осях стержня (см. рис. 5, в), запишем уравнения совместности деформаций и физического закона для элемента шириной  $dz$  по оси  $x$  (рис. 6, а, б).

$$\varepsilon_{1x} = \varepsilon_{2x}; \quad (1)$$

$$\varepsilon_{1x} = \frac{\sigma_{1x}}{E_{1x}} - \mu_{1zx} \frac{\sigma_{1z}}{E_{1z}} + \varepsilon_{10x}; \quad (2)$$

$$\varepsilon_{2x} = \frac{\sigma_{2x}}{E_{2x}} - \mu_{2zx} \frac{\sigma_{2z}}{E_{2z}} + \varepsilon_{20x},$$

где  $\varepsilon_{10x}$ ,  $\varepsilon_{20x}$  – суммарные свободные (температурные и усадочные) деформации, например, от температуры  $\varepsilon_{10x} = \alpha_{1x} \Delta T$ ,  $\varepsilon_{20x} = \alpha_{2x} \Delta T$ .

Характер изменения напряжений по осям  $z$  и  $x$  в элементах профиля показан на рис. 6, в, где учтено, что в силу отсутствия прямого взаимодействия вертикальной стенки с деталью 1 (см. рис. 6, а, б) напряжения  $\sigma_x$  распределены по ней равномерно. Так как детали 1 и 2 деформируются совместно в плоскости  $xz$ , а вертикальная стенка влияет на напряженно-деформированное состояние горизонтальной, то корректируются напряжения в последней из условия равновесия сил при их проецировании на ось  $x$  (рис. 6, в) и ее толщина согласно формуле

$$\delta_2^* = \frac{f_2}{b}, \quad (3)$$

где  $f_2$  – площадь поперечного сечения вертикального и горизонтального элементов детали 2. Сказанное позволяет в дальнейшем рассматривать адгезионное соединение двух деталей (рис. 6, г).

С учетом этого допущения становится возможным составление дифференциального уравнения рав-

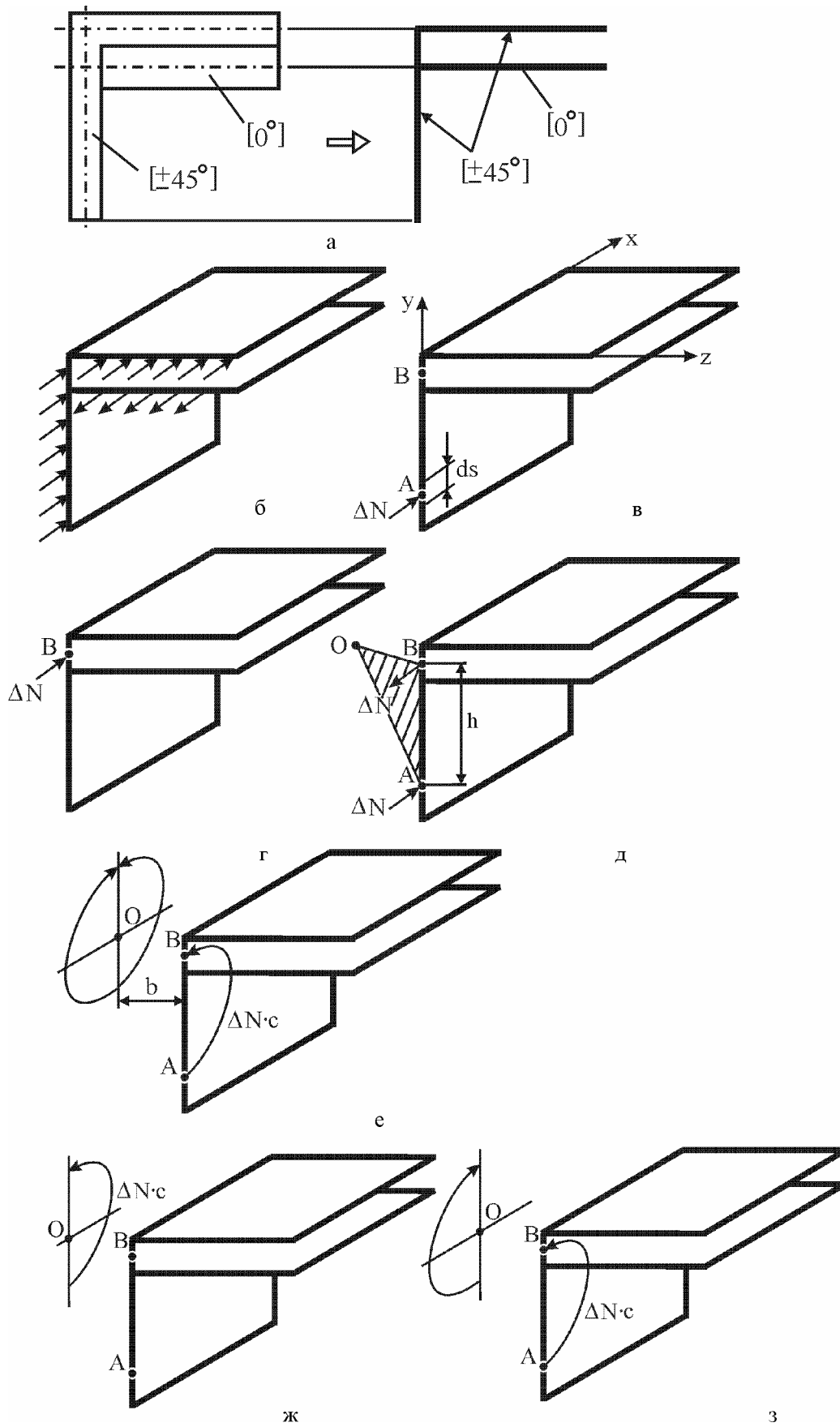


Рис. 5. К механизму внецентрового нагружения стержня

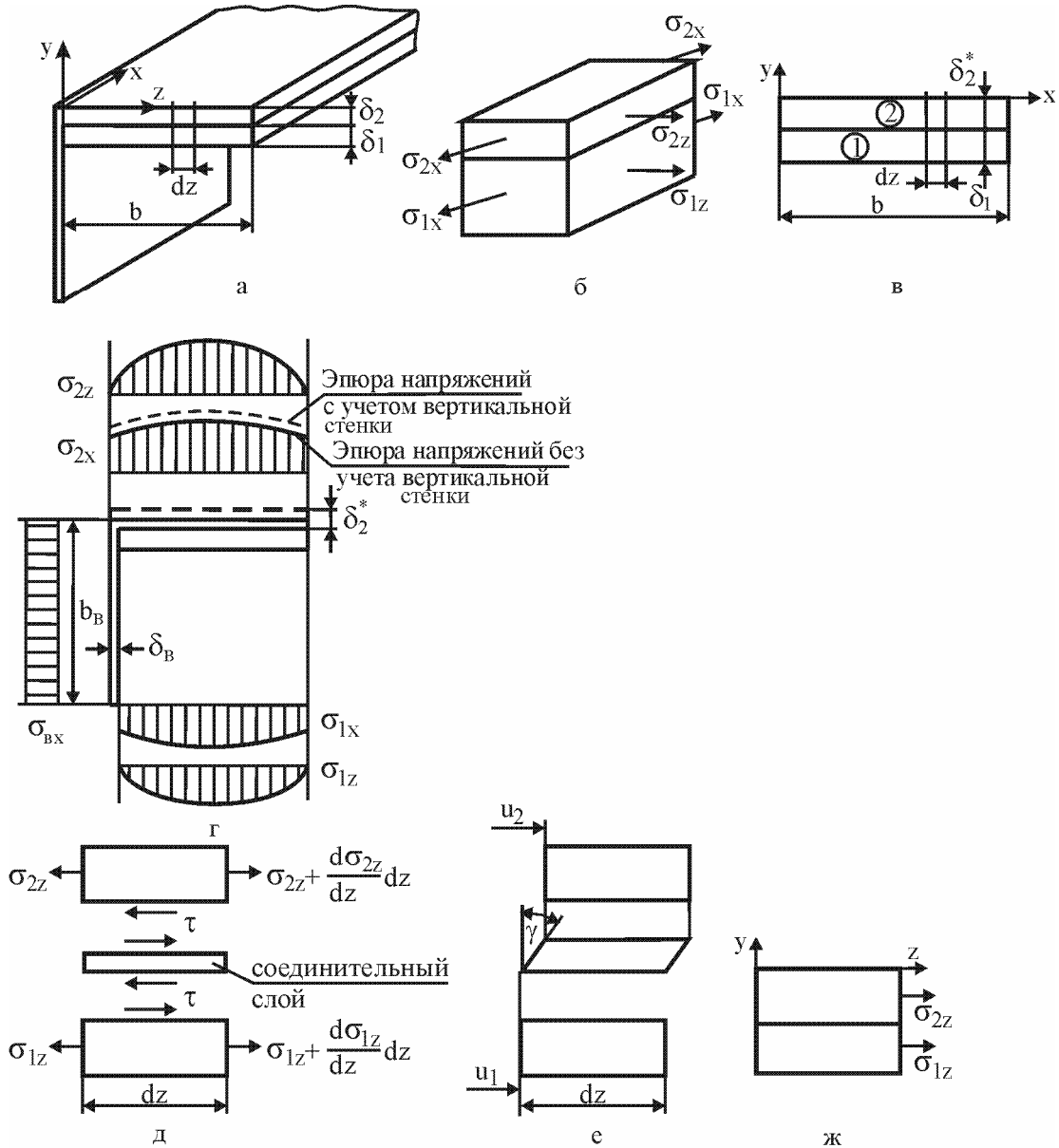


Рис. 6. К определению усилий в элементах профиля

новесия элемента соединения по оси  $x$ , которое записывается так

$$\sigma_{1x}\delta_1 + \sigma_{2x}\delta_2^* = 0. \quad (4)$$

Перейдем к определению напряжений по оси  $z$ .

Из рис. 6, д следуют уравнения равновесия выделенного элемента соединения

$$\tau = -\frac{d\sigma_{1z}}{dz}\delta_1 = \frac{d\sigma_{2z}}{dz}\delta_2^*, \quad (5)$$

а из рис. 6, е – условие совместности деформаций

$$\operatorname{tg}\gamma \approx \gamma = \frac{u_2 - u_1}{\delta_c} = \frac{\tau}{G_c}, \quad (6)$$

где  $\delta_c$ ,  $G_c$  – толщина и модуль сдвига соединительного слоя, определяемые в зависимости от принятой модели согласно [10].

Продифференцируем (6) по  $z$  и с учетом зависимостей Коши получим

$$\frac{\delta_c}{G_c} \frac{d\tau}{dz} = \varepsilon_{2z} - \varepsilon_{1z}, \quad (7)$$

где  $\varepsilon_{1z}$ ,  $\varepsilon_{2z}$  – деформации деталей, которые определяются по формулам (на основании гипотезы Дюамеля-Неймана):

$$\begin{aligned} \varepsilon_{1z} &= \frac{\sigma_{1z}}{E_{1z}} - \mu_{1xz} \frac{\sigma_{1x}}{E_{1x}} + \varepsilon_{1oz}; \\ \varepsilon_{2z} &= \frac{\sigma_{2z}}{E_{2z}} - \mu_{2xz} \frac{\sigma_{2x}}{E_{2x}} + \varepsilon_{2oz}, \end{aligned} \quad (8)$$

где  $\varepsilon_{1oz}$ ,  $\varepsilon_{2oz}$  – суммарные свободные (температурные и усадочные) деформации по оси  $z$ .

Подставим эти выражения в уравнения (7):

$$\frac{\delta_c}{G_c} \frac{d\tau}{dz} = \frac{\sigma_{2z}}{E_{2z}} - \frac{\sigma_{1z}}{E_{1z}} + \mu_{1xz} \frac{\sigma_{1x}}{E_{1x}} - \mu_{2xz} \frac{\sigma_{2x}}{E_{2x}} - \varepsilon_{1oz} + \varepsilon_{2oz}. \quad (9)$$

Продифференцируем (5) по  $z$  и подставим в (9).

$$-\delta_1 \frac{\delta_c}{G_c} \frac{d^2\sigma_{1z}}{dz^2} = \frac{\sigma_{2z}}{E_{2z}} - \frac{\sigma_{1z}}{E_{1z}} + \mu_{1xz} \frac{\sigma_{1x}}{E_{1x}} - \mu_{2xz} \frac{\sigma_{2x}}{E_{2x}} - \varepsilon_{1oz} + \varepsilon_{2oz}. \quad (10)$$

Из уравнений равновесия (5) после интегрирования следует также, что

$$\sigma_{1z}\delta_1 + \sigma_{2z}\delta_2^* = C, \quad (11)$$

где  $C$  – постоянная интегрирования, которая согласно рис. 6, ж равна нулю.

Отсюда

$$\sigma_{2z} = -\sigma_{1z} \frac{\delta_1}{\delta_2^*}. \quad (12)$$

Из уравнений (1), (2) и (4) с учетом (12) найдем  $\sigma_{1x}$  и  $\sigma_{2x}$ :

$$\sigma_{1x} = \sigma_{1z} \frac{\mu_{1zx}\Pi_{1z} + \mu_{2zx}\Pi_{2z}}{\Pi_{1x} + \Pi_{2x}} - \frac{\varepsilon_{1ox} - \varepsilon_{2ox}}{\delta_1(\Pi_{1x} + \Pi_{2x})};$$

$$\sigma_{2x} = -\sigma_{1z} \frac{\delta_1}{\delta_2^*} \frac{\mu_{1zx}\Pi_{1z} + \mu_{2zx}\Pi_{2z}}{\Pi_{1x} + \Pi_{2x}} + \frac{\varepsilon_{1ox} - \varepsilon_{2ox}}{\delta_2^*(\Pi_{1x} + \Pi_{2x})}, \quad (13)$$

где

$$\Pi_{1x} = \frac{1}{\delta_1 E_{1x}}; \quad \Pi_{2x} = \frac{1}{\delta_2^* E_{2x}}; \quad (14)$$

$$\Pi_{1z} = \frac{1}{\delta_1 E_{1z}}; \quad \Pi_{2z} = \frac{1}{\delta_2^* E_{2z}}.$$

После подстановки выражений (12) и (13) в (10) получим следующее дифференциальное уравнение.

$$\Pi_c \frac{d^2\sigma_{1z}}{dz^2} - \sigma_{1z} [(\Pi_{1z} + \Pi_{2z}) - \frac{\mu_{1zx}\Pi_{1z} + \mu_{2zx}\Pi_{2z}}{\Pi_{1x} + \Pi_{2x}} (\mu_{1xz}\Pi_{1x} + \mu_{2xz}\Pi_{2x})] = \frac{\varepsilon_{1ox} - \varepsilon_{2ox}}{\delta_1(\Pi_{1x} + \Pi_{2x})} (\mu_{1xz}\Pi_{1x} + \mu_{2xz}\Pi_{2x}) + \frac{\varepsilon_{1oz} - \varepsilon_{2oz}}{\delta_1}, \quad (15)$$

где  $\Pi_c = \delta_c/G_c$  – податливость соединительного слоя, определяется по формулам, приведенным в [11].

Перепишем это уравнение в виде

$$\frac{d^2\sigma_{1z}}{dz^2} - k^2\sigma_{1z} = C, \quad (16)$$

где

$$k^2 = \frac{\Pi_{1z} + \Pi_{2z}}{\Pi_c} - \frac{(\mu_{1zx}\Pi_{1z} + \mu_{2zx}\Pi_{2z})}{\Pi_c(\Pi_{1x} + \Pi_{2x})} \times (\mu_{1xz}\Pi_{1x} + \mu_{2xz}\Pi_{2x}); \quad (17)$$

$$C = \frac{\varepsilon_{1ox} - \varepsilon_{2ox}}{\delta_1\Pi_c(\Pi_{1x} + \Pi_{2x})} (\mu_{1xz}\Pi_{1x} + \mu_{2xz}\Pi_{2x}) + \frac{\varepsilon_{1oz} - \varepsilon_{2oz}}{\delta_1\Pi_c}. \quad (18)$$

Так как  $k > 0$ , то решением этого дифференциального уравнения является

$$\sigma_{1z} = C_1 \operatorname{ch}kz + C_2 \operatorname{sh}kz - \frac{C}{k^2}. \quad (19)$$

Константы интегрирования  $C_1$  и  $C_2$  находим из граничных условий – при  $z=0$  и  $z=b$   $\sigma_{1z} = 0$ :

$$C_1 = \frac{C}{k^2}; \quad C_2 = \frac{C}{k^2} \frac{1 - \operatorname{ch}kb}{\operatorname{sh}kb}. \quad (20)$$

Тогда

$$\sigma_{1z} = \frac{C}{k^2} \left( \operatorname{ch}kz + \operatorname{sh}kz \frac{1 - \operatorname{ch}kb}{\operatorname{sh}kb} - 1 \right); \quad (21)$$

$$\sigma_{2z} = -\frac{C\delta_1}{k^2\delta_2^*} \left( \operatorname{ch}kz + \operatorname{sh}kz \frac{1 - \operatorname{ch}kb}{\operatorname{sh}kb} - 1 \right).$$

После подстановки этих выражений в формулы (13) получим

$$\sigma_{1x} = \frac{1}{\delta_1(\Pi_{1x} + \Pi_{2x})} \left[ \frac{C\delta_1}{k^2} (\mu_{1zx}\Pi_{1z} + \mu_{2zx}\Pi_{2z}) \times \left( \operatorname{ch}kz + \operatorname{sh}kz \frac{1 - \operatorname{ch}kb}{\operatorname{sh}kb} - 1 \right) - (\varepsilon_{1ox} - \varepsilon_{2ox}) \right]; \quad (22)$$

$$\sigma_{2x} = -\frac{1}{\delta_2^*(\Pi_{1x} + \Pi_{2x})} \left[ \frac{C\delta_1}{k^2} (\mu_{1zx}\Pi_{1z} + \mu_{2zx}\Pi_{2z}) \times \left( \operatorname{ch}kz + \operatorname{sh}kz \frac{1 - \operatorname{ch}kb}{\operatorname{sh}kb} - 1 \right) - (\varepsilon_{1ox} - \varepsilon_{2ox}) \right].$$

Распределим теперь напряжения  $\sigma_{2x}$  между элементами детали 2. Условие постоянства результирующей силы записывается в виде

$$\int_0^b \sigma_{2x} \delta_2^* dz = \int_0^b (\sigma_{2x} - c) \delta_2 dz + \sigma_{\text{вх}} \delta_{\text{в}} b_{\text{в}}, \quad (23)$$

где  $c$  – константа, отражающая долю напряжений, перераспределяемых на вертикальную стенку;  $\sigma_{\text{вх}}$  – напряжения в вертикальном элементе;  $\delta_{\text{в}}$ ,  $b_{\text{в}}$  – рис. 6, в.

Очевидно, что в углу профиля деформация детали 2 не должна иметь разрыва. При одинаковом модуле упругости элементов это условие принимает вид

$$\sigma_{2x}|_{z=0} - c = \sigma_{вх} \quad (24)$$

или

$$\frac{\varepsilon_{10x} - \varepsilon_{20x}}{\delta_2^* (\Pi_{1x} + \Pi_{2x})} - c = \sigma_{вх}.$$

Совместное решение уравнений (23) и (24) позволит определить напряжения  $\sigma_{вх}$  и  $(\sigma_{2x} - c)$ , которые в дальнейшем являются внешними усилиями

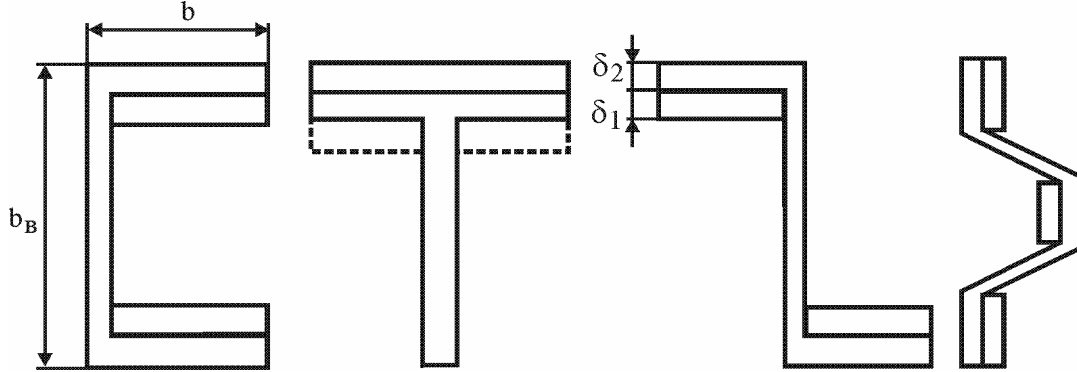


Рис. 7. Применение разработанной модели к типовым складчатым профилям

Вид условия равновесия (23) зависит от расположения и геометрических размеров накладок и рассматриваемого профиля.

В общем случае при определении напряжений в элементах профиля можно использовать следующие допущения:

- напряжения  $\sigma_x$  в вертикальной стенке детали 2 распределены по ее высоте равномерно (рис. 6, в);
- напряжения  $\sigma_x$  и  $\sigma_z$  распределены по ширине элемента 1 и горизонтального участка элемента 2 согласно законам (22).

В классических теориях тонкостенных стержней исследуется напряженно-деформированное состояние однородных стержней [8, 9], поэтому необходимо построить аналогичную методику для стержней с неоднородным поперечным сечением.

### Заключение

Таким образом, предложен и обоснован механизм деформирования стержней из разнородных КМ при изменении температуры (после извлечения из оснастки или в процессе эксплуатации) с учетом различия в коэффициентах Пуассона. Синтезирована модель для определения действующих усилий по периметру элементов профиля и получены соответствующие формулы, что является основанием для построения теории внецентренного сжатия стержня.

### Литература

1. Сидоренкова М.А. Разработка эффективных способов совершенствования основных технологи-

ческих процессов производства элементов авиаконструкций из полимерных композиционных материалов: дис. ... канд. тех. наук: 05.07.04; защищена 21.02.96; утв. 21.02.96 / Сидоренкова Марина Анатольевна. – Харьков, 1995. – 155 с.

2. Технологические напряжения и деформации в композитных материалах: учеб. пособие / А.Н. Гузь, В.Г. Томашевский, Н.А. Шульга, В.С. Яковлев. – К.: Вища школа, 1988. – 270 с.

3. Клопота А.В. Исследование технологических остаточных напряжений в элементах тонкостенных конструкций из композиционных материалов: дис. ... канд. тех. наук: 01.02.04; защищена 12.01.85; утв. 12.01.85 / Клопота Анатолий Васильевич. – Харьков, 1977. – 151 с.

4. Карпов Я.С. Определение температурных прогибов закрепленных слоистых пластин / Я.С. Карпов, В.Г. Ставиченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 6. – С. 33-41.

5. Ставиченко В.Г. Моделирование остаточного напряженно-деформированного состояния панелей из композиционных материалов малой кривизны / В.Г. Ставиченко // Технологические системы. – 2007. – Вып. 4. – С. 7-11.

6. Гайдачук В.Е. Исследование остаточных технологических напряжений в плоских пластинах из композиционных материалов / В.Е. Гайдачук, Я.С. Карпов, А.И. Рукавишников // Вопросы проектирования самолетных конструкций: темат. сб. науч. тр. ХАИ. – Х., 1983. – Вып. 4. – С. 127-132.

7. Кутыинов В.Ф. Расчет клеевых соединений / В.Ф. Кутыинов // Проектирование, расчет и испытания конструкций из композиционных материалов: сб. трудов ЦАГИ. – 1979. – Вып. 7. – С. 14-30.

8. Власов В.З. Тонкостенные упругие стержни / В.З. Власов. – М.-Л.: Гос. изд. строй. лит., 1940. – 276 с.

9. Артемов П.Я. Расчет тонкостенных стержней открытого профиля / П.Я. Артемов, М.И. Любошиц, М.Н. Рудицын; под общ. ред. М.Н. Рудицына. – Минск: Полеспечать, 1959. – 138 с.

10. Карпов Я.С. Соединения деталей и агрегатов из композиционных материалов: моногр. /

Я.С. Карпов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т “ХАИ”, 2006. – 359 с.

11. Карпов Я.С. Проектирование и конструирование соединений деталей из композиционных материалов: учеб. пособие / Я.С. Карпов, С.П. Кривенда, В.И. Рябков, ХАИ. – Харьков: изд-во Харьк. авиац. ин-та, 1997. – 200 с.

Поступила в редакцию 22.12.2009

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф., зав. каф. Проектирования ракетно-космических аппаратов В.Е. Гайдачук, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.

### ПІДХІД ДО ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ СТЕРЖНІВ З КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ З УРАХУВАННЯМ ВНУТРІШНЬОГО САМОУРІВНОВАЖЕНОГО НАПРУЖЕНОГО СТАНУ

*Я.С. Карпов, В.М. Павленко, І.М. Тараненко*

Пояснено механізм виникнення складного згинно-крутильного деформування довгомірних профілів, виготовлених з композиційних матеріалів з неоднорідним перерізом під дією внутрішнього самоурівноваженого напруженого стану, що викликаний зміною температури або усадкою сполучного або тим та іншим разом. Запропоновано механізм деформування стержнів з різнорідних композиційних матеріалів при зміні температури (після витягування з оснастки або в процесі експлуатації) з урахуванням різниці у коефіцієнтах Пуасона. Синтезовано модель для визначення діючих зусиль за периметром елементів профілю та одержано відповідні формули, що є основою для побудування теорії позакцентрового стиснення стержня.

**Ключові слова:** тонкостінний довгомірний профіль, деформований стан, технологічні напруги, короблення.

### APPROACH TO DETERMINATION STRESS-STRAIN STATE OF COMPOSITE BARS CONSIDERING INTERNAL SELF-EQUILIBRIUM STRESSED STATE

*Y.S. Karpov, V.N. Pavlenko, I.M. Taranenko*

Mechanism of appearing complex bending-torsion deformation of long-length bars made of composites and having non-uniform cross-section under internal self-equilibrium state due to temperature change, resin shrinkage or both of them together is explained. Mechanism of deformation bars made of different composite materials at temperature change (after taking out from forming tool or during maintenance) and considering Poisson's ratio difference is suggested. The model for determination acting stress through section elements perimeter is synthesized; correspondent engineering formulas are obtained that is the fundamental for working out theory of eccentrically compressed bars.

**Key words:** thin-walled long-length section, deformable state, manufacturing stress, warping.

**Карпов Яков Семенович** – д-р техн. наук, проф., зав. каф. авиационного матеріалознавства, Національний аэрокосмічний університет ім. Н.Е. Жуковського “ХАІ”, Харків, Україна, k407@d4.khai.edu.

**Павленко Віталій Николаєвич** – канд. техн. наук, доцент, зав. каф. теоретическої механіки і машинознавства, проректор по НІР, Національний аэрокосмічний університет ім. Н.Е. Жуковського “ХАІ”, Харків, Україна, prorector@khai.edu.

**Тараненко Ігорь Михайлович** – ст. преп. каф. авиационного матеріалознавства, Національний аэрокосмічний університет ім. Н.Е. Жуковського “ХАІ”, Харків, Україна, igoregor@mail.ru.