

УДК 658.512, 004.942

ВЫБОР ОПОРНЫХ БАЗОВЫХ ТОЧЕК ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ СХЕМЫ БАЗИРОВАНИЯ СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ

Ахатов Р.Х.* , Чьен Х.В.**

*Национальный исследовательский Иркутский государственный технический университет,
НИ ИрГТУ, ул. Лермонтова, 83, Иркутск, 664074, Россия*

** e-mail: axatob@istu.edu*

*** e-mail: maimaibenem_0113@yahoo.com*

Приведен метод выбора опорных базовых точек при определении схемы базирования сборочной единицы с использованием электронного макета конструкции, построенного в CAD (Computer-Aided Design) системе. Метод основан на сравнении текущей деформации пакетов деталей в зоне выбора базовых точек с допусковым значением. Полученные данные позволяют определить расстояния между опорными базовыми точками или расстояния между базовыми фиксирующими элементами (БФЭ).

Ключевые слова: опорные базовые точки; схема базирования, сборочная единица, технологический процесс сборки.

Традиционно выбор схемы базирования сборочной единицы начинается с определения состава сборочных баз каждой детали, входящей в сборочную единицу, с последующей оптимизацией состава сборочных баз с учетом взаимодействия всех деталей сборочной единицы, требований и ограничений на выполнении технологического процесса сборки [1].

При выборе сборочных баз для базирования маложестких деталей типа оболочек, длинномерных подкрепляющих элементов и т. п. необходимо выбирать опорные базовые точки с учетом жесткости детали. В конструкторской практике критерием жесткости детали принимается допустимая деформация детали или пакета деталей с учетом приня-

той схемы закрепления, заданной схемы нагружения и значения нагрузки. Далее, в составе сборочной единицы необходимо также учитывать текущую жесткость пакетов деталей в зоне выбора опорных базовых точек. Здесь под текущей жесткостью понимается способность конструкции и ее элементов противостоять внешним нагрузкам в отношении деформаций (изменения формы и размеров) на каждом очередном (текущем) этапе процесса сборки. При заданных нагрузках деформации не должны превышать определенные значения, устанавливаемые в соответствии с требованиями к конструкции [2].

На сегодняшний день существует много программных систем, позволяющих рассчитывать де-

формации с учетом заданных условий нагружения и физико-механических свойств материалов деталей сборочной единицы (Nastran, Ansys и др.) [3, 4]. Однако надо признать, что такие расчеты очень ресурсоемки и требуют специфических навыков для проведения инженерного анализа конструкции сборочной единицы. Такими навыками и ресурсами не всегда располагает линейный технолог и конструктор сборочной оснастки.

Поэтому возникает задача выбора опорных базовых точек в деталях СЕ при вариативном поиске схемы базирования. При этом, как правило, варианты схемы базирования сравниваются не по абсолютным значениям деформаций элементов конструкции, а в контексте позиционного ранжирования: больше/ меньше. Расчет абсолютных значений деформаций производится на заключительном этапе принятия решений. Условие на жесткость определяется по формуле

$$w_{\max} \leq w_{\text{доп}}, \tag{1}$$

где w_{\max} — максимальный прогиб, мм;

$w_{\text{доп}}$ — допустимый прогиб, мм.

С учетом требований к точности на обводы современных летательных аппаратов в зависимости от их функционального назначения, допуски на погрешности размеров объекта сборки находятся в пределах 0,01...1,5 мм, а погрешность монтажа сборочного приспособления с помощью лазерных центрирующих измерительных устройств находится в пределах 0,05...0,15 мм [5].

Погрешность изделия при сборке определяется по формуле [5]

$$C_{\text{изд}} = C_{\text{сб}} + C_{\text{пр}}, \tag{2}$$

где $C_{\text{изд}}$ — погрешность готового изделия, мм;

$C_{\text{сб}}$ — погрешность увязки сборочной единицы и базовых элементов сборочного приспособления, мм;

$C_{\text{пр}}$ — погрешность изготовления сборочного приспособления, мм.

Поэтому получим

$$0,01 - 0,15 \leq C_{\text{сб}} = C_{\text{изд}} - C_{\text{пр}} = 1,5 - 0,05.$$

Таким образом, величина $w_{\text{доп}}$ будет

$$-0,14 \leq w_{\text{доп}} = C_{\text{сб}} \leq 1,45 \text{ мм.} \tag{3}$$

Для базирования и фиксации мало жестких деталей необходимо задать положение опорных базовых точек, удовлетворяющих условию (3). Традиционно выбор опорных базовых точек выполняет специалист на основе его знаний и опыта. Однако при наличии электронного макета решение этой задачи может быть автоматизировано, для чего необходимо выполнить разработку формализованного инструмента для выбора опорных базовых точек деталей сборочной единицы по его электронному макету.

Учитывая сложность и разнообразность пакетов сборочной единицы, особенно в таких конструкциях, как планер самолета, решение этой задачи целесообразно начать с формализованного анализа типовых конструкций, позволяющих в задачах выбора варианта проектного решения учитывать знания эксперта. Для формализации экспертных знаний, прежде всего, выполняется классификация объектов предметной области исследования.

В конструкции планера самолета большое пространство имеют следующие типы деталей.

1. Обшивки из листового полуфабриката, которые, в свою очередь, подразделяются на:

а) плоские конструкции (стенки нервюры и шпангоутов, панели пола и перегородок и т.п.) (рис. 1,а);

б) пространственные конструкции одинарной кривизны, имеющие форму обобщенного цилиндра или конуса (обшивка фюзеляжа или крыла) (рис. 1,б);

в) пространственные конструкции двойной кривизны (преимущественно обшивки фюзеляжа, мотогондол, имеющие параболическую форму (рис. 1,в), реже — обшивки крыла, переходных зализов, имеющие гиперболическую форму (рис. 1,г)).

2. Детали из прессованных профилей, представляющие собой длинномерные элементы (рис. 2), задающие силовой каркас конструкции или подкрепляющие оболочку обшивки.

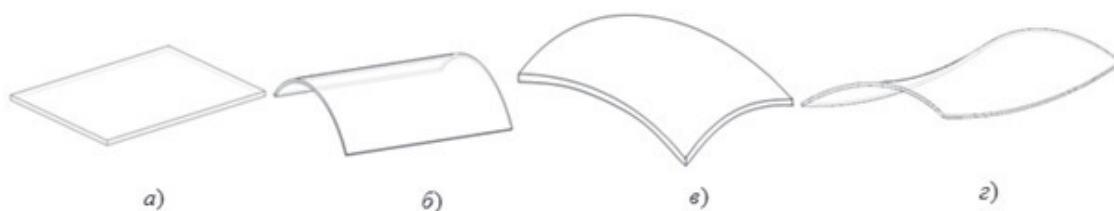


Рис. 1. Типовые обшивки из листового полуфабриката: а — плоские конструкции; б — пространственные конструкции одинарной кривизны; в — пространственные конструкции двойной кривизны; г — конструкции гиперболической формы

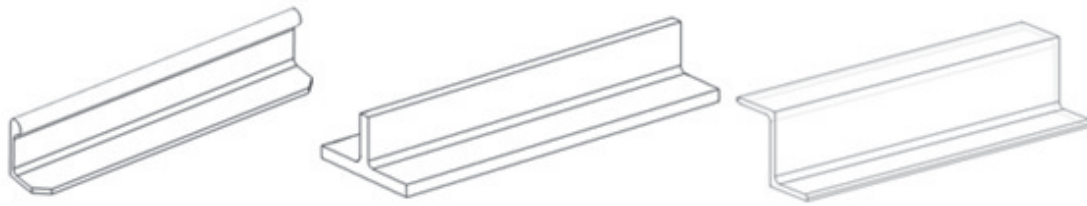


Рис. 2. Типовые детали из прессованных профилей

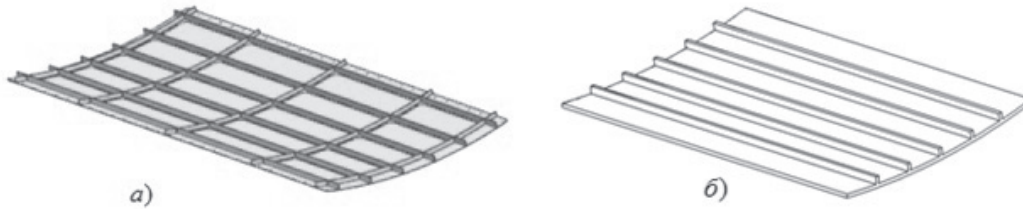


Рис. 3. Монолитные панели с силовыми подкрепляющими элементами различного сечения: а — фрезерованная панель; б — прессованная панель

3. Фрезерованные (рис. 3,а) или прессованные панели (рис. 3,б), представляющие собой монолитные детали в виде оболочки с силовыми подкрепляющими элементами различного сечения.

При изгибе базируемой детали под собственным весом можно считать, что все ее точки могут свободно перемещаться вдоль оси Z , а продольные сжимающие усилия отсутствуют. В таком случае характер прогибов детали под воздействием поперечных нагрузок от собственного веса не будет отличаться от характера прогибов балки с идеально прямой осью (рис. 4).

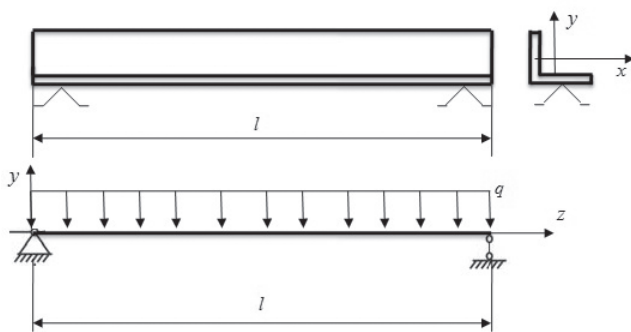


Рис. 4. Расчетная схема деталей из прессованных профилей

Для балки, на которую действует равномерно распределенная нагрузка q , Н/м по длине, максимальный прогиб в середине балки определяется по формуле [6]

$$w_{\max} = \frac{ql^4}{8EJ_x} = \frac{\rho Fgl^4}{8EJ_x}, \quad (4)$$

где E — модуль упругости первого рода материала детали, МПа;

J_x — момент инерции сечения относительно оси x - x , M^4 ;
 EJ_x — жесткость профиля, $H \cdot m^2$;
 ρ — плотность материала профиля, $кг/м^3$;
 g — ускорение свободного падения, $м/с^2$;
 F — площадь сечения профиля, $м^2$.
 По формулам (1) и (4) получается:

$$l \leq 4 \sqrt[4]{\frac{8w_{\text{доп}} EJ_x}{\rho Fg}}. \quad (5)$$

Подставив все значения в формулу (5), получим максимальное расстояние между опорными точками l_{\max} .

Например, рассмотрим профиль, изготовленный из алюминиевого сплава Д16Т и имеющий физико-механические и геометрические характеристики: плотность $\rho = 2,76 \cdot 10^3$ $кг/м^3$, $E = 72\,000$ МПа, $F = 116,1 \cdot 10^{-6}$ $м^2$, $J = 136 \cdot 10^{-10}$ $м^4$.

Подставив все значения в формулу (5), получим

$$l \leq 4 \sqrt[4]{\frac{8 \cdot 1,45 \cdot 10^{-3} \cdot 72000 \cdot 10^6 \cdot 136 \cdot 10^{-10}}{9,8 \cdot 2,76 \cdot 10^6 \cdot 116,1 \cdot 10^{-6}}} = 0,245 \text{ м} = 245 \text{ мм}.$$

Тогда $l_{\max} = 245$ мм.

Для определения шага размещения опорных базовых точек плоской детали, изготовленной из листового полуфабриката, рассмотрим её как пластинку с размерами a, b и толщиной h . Расчетную схему представим как плоскую прямоугольную пластину, шарнирно опертую по всему контуру. Продольные края пластины при изгибе могут бес-

препятственно поворачиваться, но лишены возможности сближаться.

На пластинку действует только собственный вес элемента. Эксплуатационные условия для работы деталей в большинстве случаев включают вертикальную нагрузку (собственный вес, полезная нагрузка). Поэтому в дальнейшем считается отличной от нуля только составляющая Z , действующая в направлении оси z .

Решение в двойных тригонометрических рядах, предложенное Навье, пригодно при действии произвольной нагрузки [7]. Рассмотрим пока частный случай нагрузки, распределенной по закону синуса (рис. 5):

$$q(x, y) = q_0 \sin \frac{\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{b}. \quad (6)$$

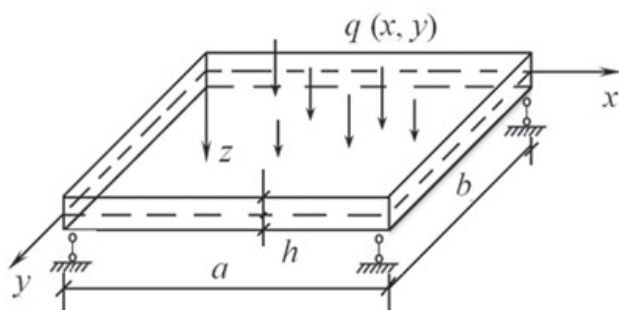


Рис. 5. Расчетная схема плоской детали, изготовленной из листового полуфабриката

В случае действия равномерно распределенной нагрузки, т. е. при $Z(x, y) = q = \rho hg$, где ρ — плотность материала пластинки, получим выражение для прогибов в аналогичной форме:

$$w(x, y) = \frac{16\rho hga^4}{\pi^6 D} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \bar{A}_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b}, \quad (7)$$

где m и n — числа натурального ряда;

D — характеристика жесткости пластинки, полученная при условии:

$$k = \frac{a}{b}; \quad (8)$$

$$\bar{A}_{mn} = \frac{1}{mn(m^2 + k^2 n^2)^2}; \quad (9)$$

$$D = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu^2)}, \quad (10)$$

где ν — коэффициент Пуассона.

Максимальный прогиб пластинки получается в центре оболочки при $x = a/2, y = b/2$:

$$w_{\max} = w\left(\frac{a}{2}, \frac{b}{2}\right) = \frac{16\rho hga^4}{\pi^6 D} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \bar{A}_{mn} \sin \frac{m\pi}{2} \sin \frac{n\pi}{2}. \quad (11)$$

В качестве примера рассмотрим квадратную пластинку, изготовленную из алюминиевого сплава Д16Т, имеющую толщину 1,5 мм и физико-механические характеристики: $\rho = 2,76 \cdot 10^3$ кг/м³, $E = 72\,000$ МПа.

Характеристики пластинки по двум направлениям одинаковы, поэтому выбираем $a = b$ и, соответственно, $k = 1$.

Подставив все значения в формулу (10), получим

$$D = \frac{72 \cdot 10^9 \cdot 1,5^3 \cdot 10^{-9}}{12(1 - 0,34^2)} = 22,897.$$

Формула (11) в этом случае упрощается и позволяет вычислить прогиб:

$$w_{\max} = \frac{16\rho hga^4}{\pi^6 D} \sum_m \sum_n \frac{(-1)^{\frac{m+n}{2}-1}}{mn(m^2 + n^2)^2} = 0,00406\rho hg \frac{a^4}{D}.$$

Тогда максимальные значения шага базовой точки l_{\max} для пластинки при сборке

$$l_{\max} = \sqrt[4]{\frac{Dw_{\text{доп}}}{0,00406 \cdot \rho hg}} = 0,120 \text{ м} = 120 \text{ мм}.$$

Конструктивные детали типа «обшивка» могут рассматриваться как оболочки одинарной или двойной кривизны.

Рассмотрим, для упрощения, цилиндрическую оболочку с образующей в виде окружности, нагруженную симметрично относительно своей оси x (рис. 6). Такая постановка задачи достаточно распространена в конструкторских расчетах. Чтобы получить уравнения равновесия, рассмотрим малый элемент (рис. 7), подобный показанному на рис. 6.

Из-за наличия симметрии заключаем, что продольные силы N_ϕ и изгибающие моменты M_ϕ остаются постоянными по окружности. Полагая, что внешние силы, действующие по нормали к поверхности, могут рассматриваться как силы, определенные собственным весом и направленные по Z [7], получим:

$$N_\phi = \frac{Ehw}{R}; \quad (12)$$

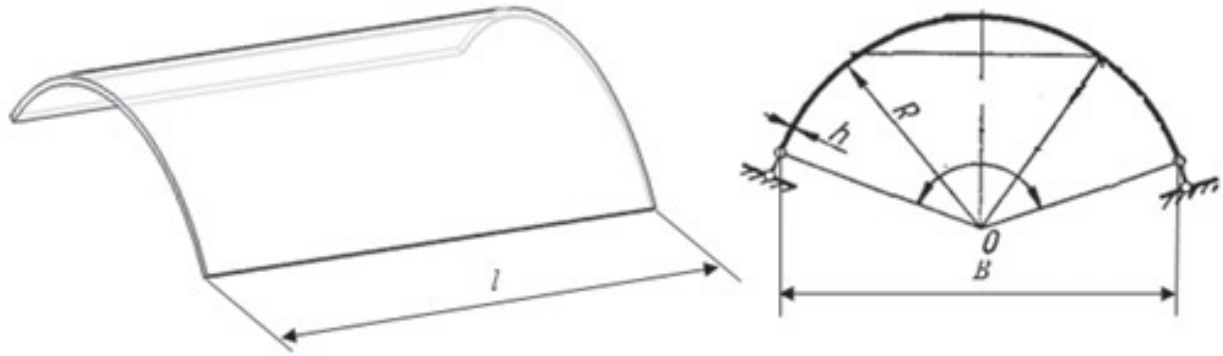


Рис. 6. Цилиндрическая оболочка с образующей в виде окружности

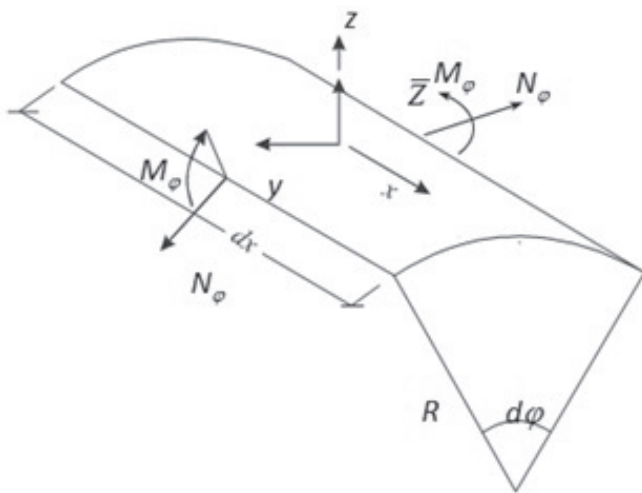


Рис. 7. Расчетная схема детали типа оболочки с образующей в виде окружности

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4\beta^4 w = -\frac{\bar{Z}}{D}, \quad (13)$$

где E — модуль упругости первого рода материала детали, МПа;

h — толщина оболочки, м;

w — прогиб цилиндрической оболочки, м;

R — радиус кривизны оболочки, м;

D — характеристика цилиндрической жесткости цилиндрических оболочек.

С учетом того, что

$$\beta^4 = \frac{Eh}{4R^2 D} = \frac{3(1-\nu^2)}{R^2 h^2}, \quad (14)$$

получим

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}. \quad (15)$$

Это уравнение совпадает с полученным в курсе сопротивления материалов для балки, лежащей

на упругом основании. Общее решение этого уравнения имеет вид

$$w = e^{\beta x} (C_1 \cos \beta x + C_2 \sin \beta x) + e^{-\beta x} (C_3 \cos \beta x + C_4 \sin \beta x) + f(x), \quad (16)$$

где $f(x)$ — частное решение уравнения (13); C_1, C_2, C_3, C_4 — постоянные интегрирования, определяемые из условий закреплений оболочки.

Основной является вертикальная нагрузка (собственный вес), поэтому нагрузка в указанной системе координат определяется формулой

$$\bar{Z} = -\rho h g. \quad (17)$$

Рассмотрим общий случай, когда оболочка рассматривается как шарнирно опертая по всему контуру. В этом случае из безмоментной теории вытекает, что

$$N_\phi = \bar{Z} R = -\rho h g R, \quad (18)$$

а из (12) и (18) получается

$$w_0 = -\frac{\rho g R^2}{E}. \quad (19)$$

Это выражение определяет радиальное расширение цилиндрической оболочки со свободными концами.

Примем его в качестве частного решения $f(x)$. Тогда:

$$w = e^{-\beta x} (C_1 \cos \beta x + C_2 \sin \beta x) + e^{\beta x} (C_3 \cos \beta x + C_4 \sin \beta x) - \frac{\rho g R^2}{E}. \quad (20)$$

В большинстве случаев толщина стенки h оболочки мала по сравнению с её радиусом R и дли-

ной l . В этой связи мы можем считать ее резервуаром бесконечной длины. Постоянные C_1 и C_2 в этом случае обращаются в нуль, что приводит к

$$w = e^{\beta x} (C_3 \cos \beta x + C_4 \sin \beta x) - \frac{\rho g R^2}{E}. \quad (21)$$

При шарнирно опертых краях оболочки граничные условия таковы:

$$(w)_{x=0} = C_3 - \frac{\rho g R^2}{E} = 0;$$

$$\left(\frac{dw}{dx} \right)_{x=0} = \left[\beta C_3 e^{\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) + \beta C_4 e^{\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x) - \frac{\rho g R^2}{E} \right]_{x=0} = 0.$$

Из этих уравнений получаем

$$C_3 = -C_4 = \frac{\rho g R^2}{E}.$$

Выражение (21) преобразуется при этом к виду

$$w = \frac{\rho g R^2}{E} \left[e^{\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) - 1 \right]. \quad (22)$$

Максимальное значение прогиба для рассматриваемого сечения ($x = l/2$) будет

$$w_{\max} = \frac{\rho g R^2}{E} \left[e^{\frac{\beta l}{2}} \left(\cos \frac{\beta l}{2} - \sin \frac{\beta l}{2} \right) - 1 \right]. \quad (23)$$

По формулам (1) и (23) получим максимальные значения l_{\max} для цилиндрической оболочки при сборке.

Для примера рассмотрим цилиндрическую оболочку, изготовленную из алюминиевого сплава Д16Т, имеющую толщину $h = 1,5$ мм, радиус кривизны $R = 700$ мм = 0,7 м, физико-механические характеристики: плотность $\rho = 2,76 \cdot 10^3$ кг/м³, $E = 72\,000$ МПа.

По формулам (1) и (23) мы получаем промежуточные значения:

$$e^{\frac{\beta l}{2}} \left(\cos \frac{\beta l}{2} - \sin \frac{\beta l}{2} \right) = \frac{w_{\text{доп}} \cdot E}{\rho g R^2} + 1 = \frac{1,45 \cdot 10^{-3} \cdot 72 \cdot 10^9}{2,76 \cdot 10^6 \cdot 9,8 \cdot 0,5^2} + 1 = 16,439;$$

$$\frac{\beta l}{2} = 4,12 \Rightarrow l = \frac{4,12 \cdot 2}{\beta} = 8,24 \sqrt{\frac{R^2 h^2}{3(1-\nu^2)}}. \quad (24)$$

Подставив все значения в формулу (24), получим

$$l = 8,24 \sqrt{\frac{0,7^2 \cdot (1,5 \cdot 10^{-3})^2}{3(1-0,34^2)}} = 0,209 \text{ м} = 209 \text{ мм}.$$

Тогда $l_{\max} = 209$ мм.

В конструкции планера самолета существуют детали обшивки двойной кривизны, которые можно представить как пологую оболочку. Оболочка считается полой, если ее геометрические размеры

таковы, что выполняется условие $f \leq \frac{1}{5} \min(f_1, f_2)$,

т.е. если стрела подъема f оболочки в центре не превосходит 1/5 длины меньшей стороны оболочки в плане, либо $f_1 \leq 0,1l_1$; $f_2 \leq 0,1l_2$ [7] (рис. 8), где f_1, f_2 — стрелы подъема сторон контура; l_1, l_2 — размеры оболочки в плане; h — толщина оболочки.

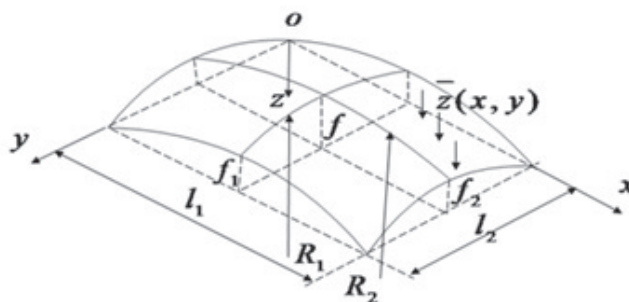


Рис. 8. Расчетная схема детали двойной кривизны

Для таких оболочек считается, что:

- а) геометрия срединной поверхности полой оболочки не отличается от геометрии плоскости;
- б) для пологих оболочек можно также принять, что $1/R_1 = k_1 = \text{const}$, $1/R_2 = k_2 = \text{const}$;
- в) линии на срединной поверхности, проекции которых суть прямые, параллельные осям x и y , являются линиями главных кривизн.

Для пологих оболочек, применяемых для панели конструкции самолета, в большинстве случаев основной является вертикальная нагрузка (собственный вес, полезная нагрузка). Поэтому в дальнейшем, считается отличной от нуля только составляющая Z , действующая в направлении оси z .

Легко заметить, что при $R_1 = R_2 = \infty$ $k_1 = k_2 = 0$, т.е. тогда, когда срединная поверхность оболочки вырождается в плоскость.

Рассмотрим расчет пологих оболочек двойной кривизны с шарнирным опиранием по всему контуру (рис. 9).

В случае действия равномерно распределенной нагрузки, т.е. при $Z(x, y) = q = \rho h g$, получим расчетную формулу для деформации оболочки

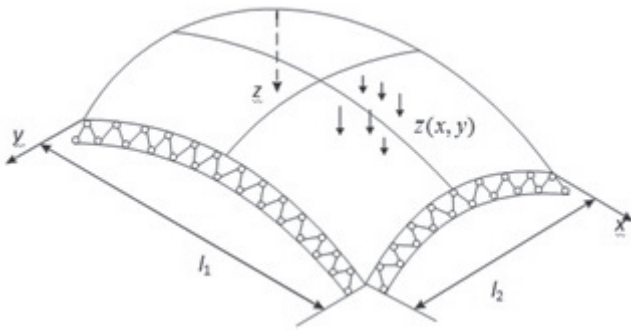


Рис. 9. Схема закрепления детали двойной кривизны при сборке

$$w = \frac{16\rho hgl_1^4}{\pi^6 D} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} a_{mn} \sin \frac{m\pi x}{l_1} \sin \frac{n\pi y}{l_2}. \quad (25)$$

где m и n — числа натурального ряда;

$$a_{mn} = \frac{(m^2 + \gamma^2 n^2)^2}{mn \left[(m^2 + \gamma^2 n^2)^4 + \lambda (k_2 m^2 + k_1 \gamma^2 n^2)^2 \right]}; \quad (26)$$

$$\gamma = \frac{l_1}{l_2}; \quad \lambda = \frac{Ehl_1^4}{\pi^4 D}; \quad (27)$$

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}. \quad (28)$$

В формулу (25) входят производные по переменной x только четных порядков. А так как при $x = 0$ и $x = l_1$ величина $\sin m\pi x / l_1$ и любая её четная производная обращаются в нуль, то это же можно показать и для краев $y = 0$ и $y = l_2$.

Максимальный прогиб оболочки получается в её середине (при $x = l_1/2, y = l_2/2$):

$$w_{\max} = \frac{16\rho hl_1^4}{\pi^6 D} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} a_{mn} \sin \frac{m\pi}{2} \sin \frac{n\pi}{2}. \quad (29)$$

По формулам (26), (27), (28) и (29) мы сможем определить максимальные значения $l_{1\max}$ и $l_{2\max}$ для оболочки при сборке.

В качестве примера рассмотрим оболочку, изготавливаемую из алюминиевого сплава Д16Т, имеющую толщину $h=1,5$ мм, $R_1 = 500$ мм, $R_2 = 700$ мм и физико-механические характеристики: $\rho = 2,76 \cdot 10^3$ кг/м³, $E = 72\,000$ МПа.

В реальности обычно применяются пологие оболочки с соотношением размеров $1 \leq l_1/l_2 \leq 2$, чаще всего близкие к квадратным, поэтому полу-

чаем $\gamma = l_1/l_2 = 1$ и $k_1 = 0,002, k_2 = 0,001429, \lambda = 4,852 \cdot 10^4 l^4$. Подставив все значения в формулу (26), получим

$$a_{mn} = \frac{(m^2 + n^2)^2}{mn \left[(m^2 + n^2)^4 + 4,852 \cdot 10^4 l^4 (0,001429m^2 + 0,002n^2)^2 \right]}.$$

Формула (29) в этом случае упрощается:

$$w_{\max} = \frac{16\rho hgl^4}{\pi^6 D} \sum_m \sum_n (-1)^{\frac{m+n}{2}-1} \times \frac{(m^2 + n^2)^2}{mn \left[(m^2 + n^2)^4 + 4,852 \cdot 10^4 l^4 (0,001429m^2 + 0,002n^2)^2 \right]};$$

$$w_{\max} = \frac{12,073l^4}{16 + 0,5705l^4} = 1,35 \text{ мм}.$$

Тогда максимальные значения l_{\max} для оболочки при сборке

$$l_{\max} = \sqrt[4]{2,002 \cdot 10^{-3}} = 0,212 \text{ м} = 212 \text{ мм}.$$

В конструкции современного самолета внешние обводы часто выполняются в виде подкрепленных обшивок, изготовленных из прессованных панелей. Такая панель представляет собой удлиненные оболочки цилиндрической или конической формы, например в крыле или фюзеляже летательного аппарата с произвольным контуром поперечного сечения (рис. 10).

Предполагается, что оболочки воспринимают нагрузки, работая как балки. Такая расчетная мо-

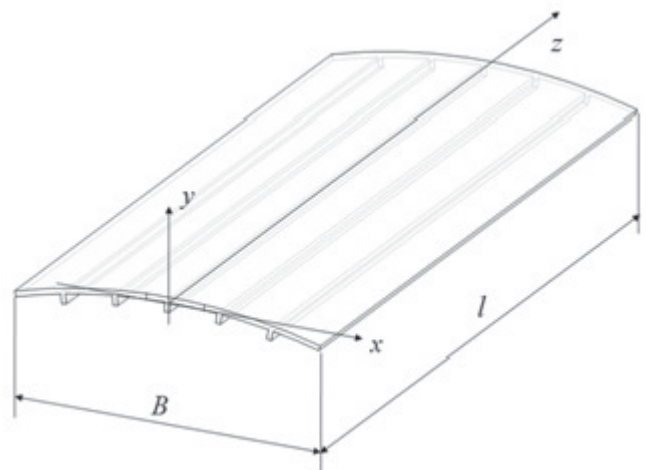


Рис. 10. Подкрепленная панель

дель, часто называемая балочкой, справедлива для удлиненных оболочек регулярной конструкции, т.е. для оболочек, размер которых вдоль оси z значительно больше размеров поперечного сечения, причем отсутствуют вырезы и резкое изменение жесткости обшивки и подкрепляющих по координате z [6].

Для определения прогиба подкрепляющей панели выделим из панели вдоль образующей полосу такой ширины, которой соответствует расстояние между подкрепляющими элементами в поперечном сечении на которую действует равномерно распределенная нагрузка q (удельный вес оболочки) по длине (рис. 11).

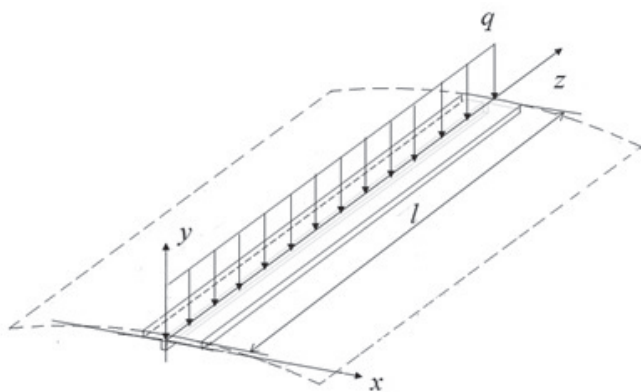


Рис. 11. Расчетная схема элементарной оболочки-балки, выделенной на подкрепляющей собираемой панели

Тогда максимальный прогиб в середине оболочки определяется по формуле (4) и максимальное расстояние между опорными точками определяется по формуле (5).

Полученные в результате исследований математические зависимости позволяют рассчитать максимальное расстояние между опорными базовыми точками или шаг установки БФЭ, что дает возможность автоматизировать процедуры выбора сборочных баз при проектировании технологической оснастки для сборки конструкций планера самолета при оптимальных трудовых затратах на проектирование и изготовление оснастки для сборки изделий, состоящих из мало жестких деталей.

Библиографический список

1. Григорьев В.П. Приспособления для сборки узлов и агрегатов самолетов и вертолетов: Учеб. пособие для авиац. специальностей вузов/ В.П. Григорьев, Ш.Ф. Ганиханов. — М.: Машиностроение, 1977.
2. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев.; Отв. Ред. Г.С. Писаренко. — 2-е изд., перераб. и доп. — Киев: Наук. думка, 1988.
3. Шимкович Д.Г. Расчет конструкций в MSC/NASTRAN for Windows. — М.: ДМК Пресс, 2001.
4. Чигарев А.В. ANSYS для инженеров: Справ. пособие / А.В. Чигарев, А.С. Кравчук, А.Ф. Смалюк. — М.: Машиностроение-1, 2004.
5. Бабушкин А.И. Методы сборки самолетных конструкций. — М.: Машиностроение, 1985.
6. Образцов И.Ф. Строительная механика летательных аппаратов: Учебник для авиационных специальностей вузов/ И.Ф. Образцов, Л.А. Булычев, В.В. Васильев и др.; Под ред. И.Ф. Образцова.: — М.: Машиностроение, 1986.
7. Яременко А.Ф. Механика материалов и конструкций: Учебное пособие для студ. высших техн. — Одесса: Внешрекламсервис, 2001.

SELECTION OF REFERENCE BASE POINTS DURING THE DETERMINATION OF LOCATING CHART OF THE ASSEMBLY UNIT

Ahatov R.Kh.* , Chien H.V.**

National Research Irkutsk State Technical University,
83, Lermontov str., Irkutsk, 664074, Russia

* e-mail: axatob@istu.edu

** e-mail: maimaibenem_0113@yahoo.com

Abstract

Automatization of the selection of the assembly datum surfaces during the design of the assembly tools requires finding an algorithm for searching and selection of reference base points according to the digital mock-up of the assembly unit, which was constructed in a CAD software system.

The criterion for choosing the position setting spacing of the reference base points is the stiffness, which is defined by the admissible deformation $w_{\text{доп}}$. The value of $w_{\text{доп}}$ is defined according to the following criteria: the finished component error; the assembly unit linkage errors; the errors of the base elements of the assembly tool.

The work contains the classification, which was developed for the low-stiffness details of the airplane airframe structure. The universal stiffness characteristic D was defined for each type of details. The value of this characteristic depends on the geometrical, physical and mechanical properties of the standard details. D describes the ability of the structure of the standard components to withstand the external loads.

For example, the stiffness characteristic of the structure of a plate-type detail is defined by the following formula:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)},$$

where E is the Young's modulus of the detail material, МПа;

h is the plate thickness, m;

ν is the Poisson's ratio.

This allows to determine the maximum deflection of the plate under its own weight

$$w_{\max} = 0,00406\rho hg \frac{l_{\max}^4}{D},$$

where ρ is the density of the plate material, kg/m³;

g is the gravitational acceleration, m/s².

The comparison of the maximum allowable deflection w_{\max} with the admissible deformation $w_{\text{доп}}$ allows to define the maximum spacing of position setting of the reference base points or the installation pitch of base fixing members via the following formula:

$$l_{\max} = \sqrt[4]{\frac{Dw_{\text{доп}}}{0,00406 \cdot \rho hg}}.$$

The problem of definition of l_{\max} for other standard components is solved in a similar way. These components include the following:

- skin panels from semi-finished sheets (flat and three-dimensional structures with single and double curvature);
- details from extruded profiles, which are made as long-length elements that define the load-bearing frame of the structure or act as skin stiffeners;
- integral panels with the load-bearing stiffeners (milled or extruded).

Analysis results allow to automate the procedures of selection of assembly datum surfaces during the design of assembly tools. This automation enables the assembly of the airplane airframe structure at optimal labor costs for the design and manufacturing of tools for the assembly of the products, which consist of low-stiffness components.

Keywords: reference base points, locating chart, assembly unit, assembly process.

References

1. Grigor'ev V.P., Ganikhanov Sh.F. *Prisposobleniya dlya sborki uzlov i agregatov samoletov i vertoletov* (Adaptations for assembly of knots and units of planes and helicopters), Moscow, Mashinostroenie, 1977, 138 p.
2. Pisarenko G.S., Yakovlev A.P., Matveev V.V. *Spravochnik po soprotivleniyu materialov* (Directory on resistance of materials), Kiev, Naukova dumka, 1988, 736 p.
3. Shimkovich D.G. *Raschet konstruksii v MSC/NASTRAN for Windows* (Calculation of designs in MSC/NASTRAN for Windows), Moscow, DMK Press, 2001, 448 p.
4. Chigarev A.V., Smalyuk A.F. *ANSYS dlya inzhenerov* (ANSYS for engineers), Moscow, Mashinostroenie, 2004, 512 p.
5. Babushkin A.I. *Metody sborki samoletnykh konstruksii* (Methods of assembly of plane designs), Moscow, Mashinostroenie, 1985, 248 p.
6. Obratsov I.F., Bulychev L.A., Vasil'ev V.V. *Stroitel'naya mekhanika letatel'nykh apparatov* (Construction mechanics of aircraft), Moscow, Mashinostroenie, 1986, 536 p.
7. Yaremenko A.F., Balduk P.G. *Mekhanika materialov i konstruksii*, Odessa, Vneshreklamservis, 2001, 254 p.