

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ ПОТЕРИ УСТОЙЧИВОСТИ ГОЛОВНОГО ОБТЕКАТЕЛЯ ТРЕХСЛОЙНОЙ СТРУКТУРЫ С УПРУГИМИ ПРОДОЛЬНЫМИ ШАРНИРАМИ

© Т. П. Артюхова

Державне конструкторське бюро «Південне» ім. М. К. Янгеля

Розв'язується задача пружної стійкості головного обтічника тришарової структури з пружними поздовжніми шарнірами при зовнішньому тиску набігаючого потоку. Розрахунок параметрів критичного зовнішнього тиску провадився методом кінцевого елемента. Отримано параметри критичної навантаження (тиску) і форми втрати стійкості. Оцінено вплив поздовжніх шарнірів на параметр критичного зовнішнього тиску. Відмічено добре узгодження результатів для крайніх випадків з відомими розв'язками.

При работе над коммерческим проектом ракетно-космического комплекса была поставлена задача использования для ракеты-носителя головного обтекателя зарубежной разработки. В связи с этим требовалось проверить:

- соответствует ли данная конструкция головного обтекателя тем условиям эксплуатации, которым подвергается ракета-носитель;
- какие необходимы доработки силовых элементов головного обтекателя, если несущей способности будет недостаточно.

Общая конфигурация обтекателя соответствует поверхности вращения, состоящей из трех основных оболочечных элементов: цилиндра, усеченного конуса и сферического наконечника (рис. 1). Сферический наконечник выполнен в виде гладкой оболочки из алюминиевого сплава и сочленен с

конусом через упругий шпангоут. Структура оболочек цилиндрической и конической секций — трехслойный пакет с несущими слоями из фенольного углепластика и сотовым наполнителем из алюминиевой фольги. На стыке конуса и цилиндра — сплошная структура из углепластика (табл. 1—3).

При помощи стяжного устройства на торцевом шпангоуте цилиндрической части головной обтекателя крепится к межступенному отсеку.

Таблица 2. Механические свойства несущих слоев цилиндрико-конической секции ГО

Наименование материала	E_1 , кгс/см ²	E_2 , кгс/см ²	G_{12} , кгс/см ²	ν_{12}	$\bar{\sigma}_B$, кгс/см ²
Фенольный углепластик	$4.9 \cdot 10^5$	$4.3 \cdot 10^5$	$0.29 \cdot 10^5$	0.04	4000*

* — для однонаправленного углепластика (отечественный аналог)

Таблица 3. Механические свойства сотового наполнителя цилиндрико-конической секции ГО

Наименование материала	$\rho_{\text{зап}}$, кгс·с ² /см ⁴	G , кгс/см ²	ρ , кгс·с ² /см ⁴
Алюминиевый сплав (соты)	$0.0326 \cdot 10^{-6}$	$2.66 \cdot 10^5$	$2.7 \cdot 10^{-6}$

В табл. 1—3: E — модуль Юнга, G — модуль сдвига, σ_B — предел прочности при растяжении, $\bar{\sigma}_B$ — предел прочности при сжатии, σ_T — предел текучести, $\rho_{\text{зап}}$ — приведенная плотность сотового наполнителя, ρ — плотность материала сот. Для ортотропного материала: E_1, E_2 — модуль Юнга в меридиональном и кольцевом направлениях соответственно, G_{12} — модуль сдвига, ν_{12} — коэффициент Пуассона.

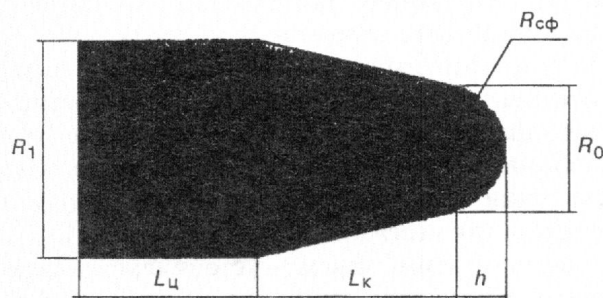


Рис. 1. Геометрическая модель корпуса головного обтекателя

Таблица 1. Механические свойства материала сферического наконечника

Наименование материала	E , кгс/см ²	σ_T , кгс/см ²	σ_B , кгс/см ²
Al2024-T42	$7.26 \cdot 10^5$	2600	4250

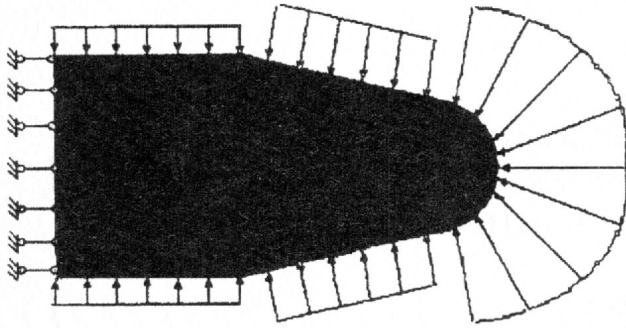


Рис. 2. Расчетная схема корпуса головного обтекателя

Конструкция усложнена тем, что корпус головного обтекателя состоит из двух полуоболочек (створок), соединенных при помощи двух продольных устройств деления головного обтекателя на две части перед сбросом с ракеты-носителя. Устройства деления выполнены в виде некоторой полосовой металлической конструкции с пиротехническим элементом. В этом месте может происходить резкое изменение кольцевой изгибной жесткости корпуса головного обтекателя.

Одним из определяющих случаев нагружения корпуса головного обтекателя является случай полета на активном участке траектории, характерный максимальным скоростным напором и существованием неравномерного избыточного давления на корпус. Одна из возможных форм разрушения корпуса — упругая потеря устойчивости от внешнего давления. В связи с этим важной и актуальной задачей является построение расчетной схемы, наиболее полно учитывающей особенности конструкции, позволяющей определение критического параметра внешней нагрузки (давления), при котором происходит упругая потеря устойчивости.

С учетом описанных выше особенностей конструкции головного обтекателя принята расчетная схема, представленная на рис. 2: сферический наконечник, коническая и цилиндрическая обечайки сочленены между собой через упругие кольца. Сложное конструктивное исполнение стыка створок обтекателя учитывалось эквивалентными по жесткости ослаблениями в структуре оболочки — упругими продольными шарнирами.

Геометрические и жесткостные параметры оболочек сферической, цилиндрической и конической секций обтекателя представлены в табл. 4—5. Граничные условия — осевые связи на торцевом шпангоуте цилиндрической части и три поперечные связи для обеспечения равновесия системы как твердого тела в общем случае нагружения.

Внешняя нагрузка — осесимметричное неравно-

Таблица 4. Геометрические параметры сферического наконечника

Радиус сферы $R_{сф}$, см	Радиус круга, ограничивающего сферический сегмент r , см	Минимальная толщина оболочки δ_{min} , см	Высота сегмента h , см
117.8	114.8	0.3	91.27

Таблица 5. Геометрические и жесткостные параметры оболочек цилиндрико-конической секции обтекателя

Параметр	Значение	
	Коническая часть	Цилиндрическая часть
Длина отсека вдоль оси обтекателя L , см	369	328
Меньший радиус отсека R_0 , см	113.5	198.8
Большой радиус отсека R_1 , см		198.8
Приведенный модуль сдвига сотового заполнителя $G_{зап}$, кгс/см ²		1182
Жесткость на растяжение-сжатие трехслойного пакета в меридиональном направлении $B_1 \cdot 10^{-5}$, кгс/см		0.883
Жесткость на растяжение-сжатие трехслойного пакета в кольцевом направлении $B_2 \cdot 10^{-5}$, кгс/см		0.775
Жесткость на изгиб трехслойного пакета в меридиональном направлении $D_1 \cdot 10^{-5}$ кгс·см		1.28
Жесткость на изгиб трехслойного пакета в кольцевом направлении $D_2 \cdot 10^{-5}$ кгс·см		1.12

мерное (кусочно-постоянное) по длине образующей избыточное внешнее давление на сферическую, коническую и цилиндрическую часть задано в соотношении 2.6, 1.0, 0.3 соответственно, что приближенно учитывает особенности аэродинамики при максимальных скоростных напорах.

Наличие продольных устройств деления головного обтекателя, а также использование достаточно слабых шпангоутов в стыках не позволило применить обычные методы расчета несущей способности конструкции [1] или существующие программные комплексы для осесимметричных задач [2].

В связи с этим расчет устойчивости корпуса головного обтекателя выполнен методом конечного элемента. Данный метод дает возможность учесть все особенности конструкции, внешнего нагружения, граничных условий и реализован в программном комплексе ANSYS [3, 4].

Для построения конечно-элементной модели головного обтекателя были использованы следующие типы конечных элементов:

- для сферического наконечника — оболочечный элемент постоянной толщины;
- для цилиндро-конического отсека — многослойный оболочечный элемент суммарной толщиной 25 мм, два несущих слоя толщиной по 0.9 мм, средний слой толщиной 23.2 мм. Материал несущих слоев — ортотропный. Средний слой заменен однородным материалом, с ничтожно малыми упругими свойствами в кольцевом и меридиональном направлениях и с приведенным модулем сдвига, учитывающем структуру сотовой решетки и ее материал;
- для упругого продольного шарнира использовался оболочечный элемент, переменный по толщине, воспроизводящий его упругие свойства. Толщины выбирались из условия, что жесткость продольного шарнира в кольцевом направлении была эквивалентна жесткости данного оболочечного элемента. Геометрические и жесткостные параметры конструкции продольных устройств деления обтекателя на створки представлены в табл. 6;
- для шпангоутов использовался балочный элемент с упругими свойствами.

Таким образом, построенная дискретная конечно-элементная модель в основном адекватна реальному объекту.

Следует отметить, что используемый метод позволяет определить критический параметр для линейной задачи (значение так называемой верхней критической нагрузки). Поэтому была проведена предварительная оценка этих величин для сферического наконечника при внешнем давлении и для

Таблица 6. Геометрические и жесткостные параметры конструкции продольных устройств деления обтекателя на створки

Ширина (по кольцу) зоны устройства деления B , см	11.0
Толщина эквивалентного по изгибной жесткости гладкого элемента $\delta_{\text{экв}}$, см	1.03
Погонный эквивалентный момент инерции $i_{\text{экв}}$, см ³	0.091
Модуль Юнга E , кгс/см ²	$7.2 \cdot 10^5$
Эквивалентная изгибная жесткость в кольцевом направлении D , кгс·см	$0.655 \cdot 10^5$

цилиндрической секции при соответствующем осевом сжатии. Они оказались существенно выше критического давления для конуса. В связи с этим ожидаемое значение критического параметра нагрузки должно было соответствовать потере устойчивости конической секцией с «захватом» и влиянием смежных отсеков.

В процессе решения поставленной задачи использовалась дискретная конечноэлементная модель с различным количеством элементов в окружном направлении. Для предварительного расчета числа волн принято соотношение (для конуса, нагруженного избыточным внешним давлением):

$$n_{\text{кр}} = 2.7 \sqrt[4]{R_{\text{ср}} / \delta_{\text{экв}}} \sqrt{R_{\text{ср}} / l} \approx 5.9,$$

где $l = 378.7$ см — длина конической секции; $R_{\text{ср}} = 160.25$ см — средний радиус конической секции; $\delta_{\text{экв}} = 1.187$ см — толщина эквивалентной гладкой оболочки.

В связи с этим количество элементов в окружном направлении первоначально принято 24 (примерно

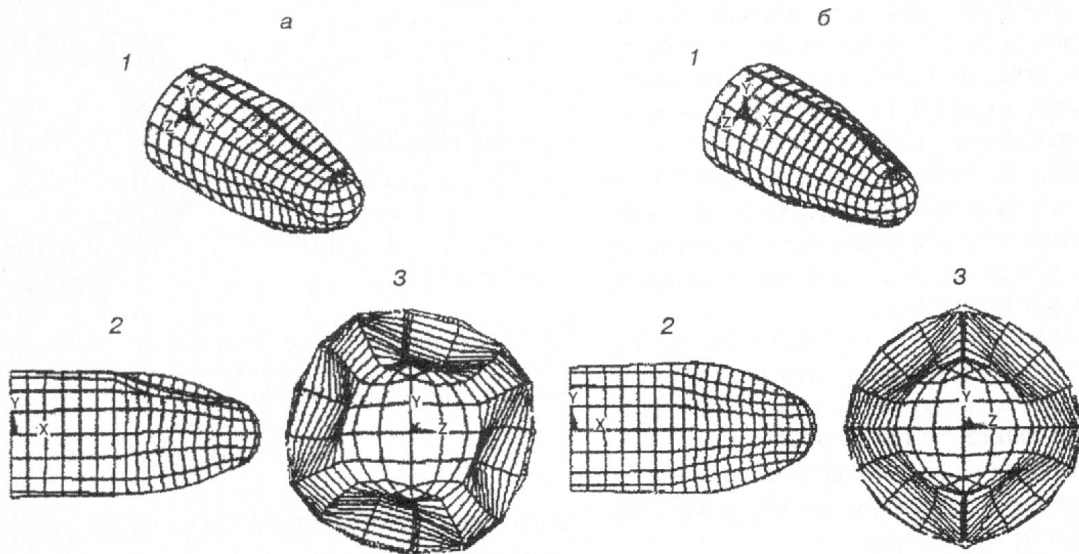


Рис. 3. Форма потери устойчивости для цилиндро-конической секции головного обтекателя при избыточном внешнем давлении: а — с упругими продольными шарнирами (значение критической нагрузки $\text{FACT} = 0.776263$), б — с идеальными продольными шарнирами ($\text{FACT} = 0.314017$)

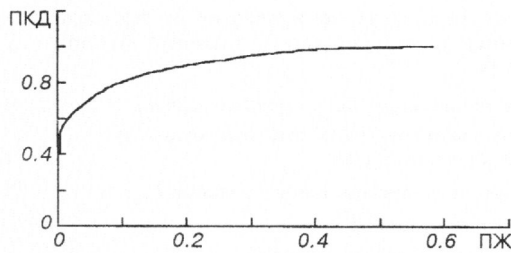


Рис. 4. График зависимости безразмерного параметра критического давления от приведенной кольцевой изгибной жесткости продольного шарнира

четыре элемента на одну волну). Общее количество элементов для корпуса обтекателя около 600.

В результате расчета получена форма потери устойчивости, приведенная на рис. 3, а, а также значение критической нагрузки. Форма потери устойчивости — четыре волны в кольцевом направлении и длинная полуволна вдоль меридиана, начинающаяся вблизи стыка со сферическим наконечником и захватывающая шпангоут и граничную зону между конусом и цилиндром.

Также были получены параметры критического давления и формы потери устойчивости при наличии в конструкции идеальных продольных шарниров (рис. 3, б). Оценено влияние продольных шарниров на несущую способность корпуса головного обтекателя. Построена зависимость безразмерного параметра критического давления от приведенной кольцевой изгибной жесткости продольного шарнира (рис. 4).

Анализ фактической формы потери устойчивости обтекателя и дальнейшие расчеты показали, что достаточно ограничиться 16 элементами в окружном направлении. Это понизило порядок матрицы жесткости, а также сократило машинное время, необходимое для решения задачи.

Следует помнить, что для использования полученного решения в практике проектирования необходимо внести поправки, учитывающие возможные начальные несовершенства и конечную жесткость на сдвиг сотового заполнителя.

С целью сравнения результатов, полученных по программе ANSYS с величинами критических нагрузок, полученных по известным методикам [1], были решены следующие тестовые задачи:

1) устойчивость конической оболочки, шарнирно опертой по большему диаметру и нагруженной избыточным внешним давлением;

2) устойчивость конической оболочки, состоящей из двух створок, соединенных между собой по всей длине образующей при помощи двух идеальных

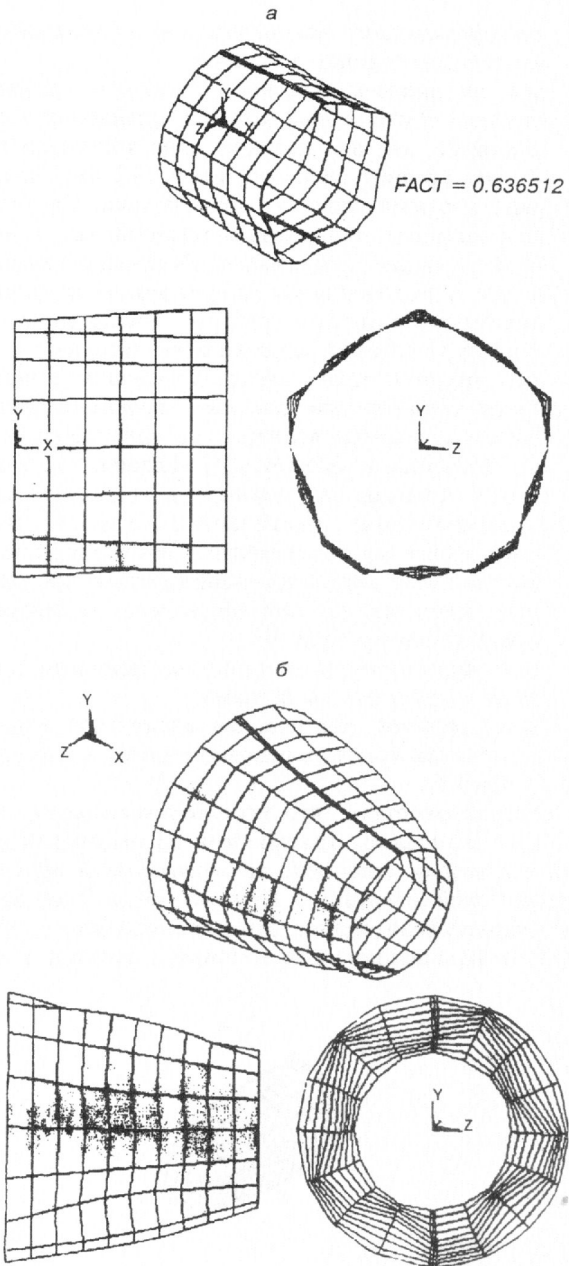


Рис. 5. Форма потери устойчивости при избыточном внешнем давлении (FACT = 0.636512): а — для цилиндрической оболочки, б — для конической оболочки

шарниров, нагруженной избыточным внешним давлением;

3) устойчивость цилиндрической оболочки при нагружении избыточным внешним давлением.

Результаты расчета критических нагрузок для

Таблица 7. Результаты расчета критических нагрузок для различных расчетных схем

Расчетный случай	$P_{кр}$, кгс/см ²		$\frac{P_{ANSYS}}{P_{теор}}$
	Расчет по программе ANSYS	Расчет по принятым методикам	
Коническая оболочка под действием равномерного внешнего давления	1.082	1.087	0.99
Коническая оболочка с двумя продольными идеальными шарнирами под действием равномерного внешнего давления	0.499	0.54	0.9
Цилиндрическая оболочка под действием избыточного внешнего давления	0.636	0.65	0.98

Таблица 8. Результаты расчета устойчивости конической части цилиндрико-конической секции

Расчетная температура t , °C	25
«Сопровождающее» давление на сфере при расчете $P_{кр}$ на конусе $P_{сф}$, кгс/см ²	0.74
Критическое давление потери устойчивости конической части $P_{кр}$, кгс/см ²	0.515
«Сопровождающее» давление на цилиндре при расчете $P_{кр}$ на конусе $P_{ц}$, кгс/см ²	0.169
P_p , кгс/см	0.273
η	1.88

различных расчетных схем представлены в табл. 7. Формы потери устойчивости конической и цилиндрической оболочек представлены на рис. 5. Сравнение результатов, полученных для более простых расчетных схем, показывает их хорошее совпадение с известными теоретическими решениями [1].

Следует отметить, что использование программы ANSYS позволило определить несущую способность корпуса головного обтекателя с учетом всех существенных особенностей его конструкции, в том числе оценить влияние упругих продольных шарниров и взаимодействие соседних отсеков (конического и цилиндрического) на форму потери устойчивости и величину критической нагрузки.

Сравнение полученной таким образом несущей способности с расчетной нагрузкой приведено в табл. 8 и позволяет сделать вывод о достаточной прочности головного обтекателя для этого случая нагружения.

1. Лизин В. Т., Пяткин В. А. Проектирование тонкостенных конструкций. — М.: Машиностроение, 1976.—407 с.
2. Мяченков В. И., Ольшанская Г. Н., Чеканин А. В. Автоматизация конструирования и прочностных расчетов тонкостенных осесимметричных конструкций. КИПР-IBM-PC/AT 2.0. — М.: МГТУ «СТАНКИН», 1994.
3. ANSYS user's Manual for Revision 5.0. — Swanson Analysis Systems, Inc., 1994.—Vol. I. Procedures DN-R300:50-1;—Vol. II. Commands DN-R300:50-2;—Vol. III. Elements DN-R300:50-3.—Vol. IV. Theory DN-R300:50-4.
4. Examples supplement for Revision 5.0A. — Swanson Analysis Systems, Inc., 1994.

DEFINITION OF CRITICAL LOADING OF LOSS OF STABILITY FOR THREE LAYER PAYLOAD FAIRING WITH ELASTIC LONGITUDINAL JOINTS

T. P. Artyukhova

The problem of elastic stability for three layer payload aerodynamic fairing with elastic longitudinal hinges loaded with external excessive pressure is considered. The calculation of parameters of critical external pressure was performed by finite elements method. The forms of loss of stability and values of critical loads were determined as a result of calculations. The estimation of influence of longitudinal hinges on the critical external pressure parameter was carried out. It was noted a good fit of results for extreme cases to well known solutions.