

Выполнен расчёт предельно допускаемой нагрузки в зависимости от длины рабочей части пуансона. Установлена предельная длина рабочей части, при которой возможно осуществлять процесс пробивки. Исследовано влияние скорости движения пуансона на возникающие в нём напряжения. Моделирование пробивного пуансона с изменённой формой рабочей части не выявило существенных скачков напряжений по длине инструмента в процессе пробивки, что свидетельствует о том, что изменения в конфигурации пуансона не окажут негативного воздействия на его прочность [4].

Проведённые исследования позволяют оптимизировать форму и размеры рабочей зоны пуансона, зазор между матрицей и пуансоном в зависимости от их материалов и толщины листа.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Металлообработка в современном машиностроении [Электронный ресурс] : Пробивка отверстий. – Режим доступа : <http://metall-work.ru/obr-met/38.html>. – Дата доступа : 29.05.2021.
2. Мухутдинов, А. Р. Основы применения ANSYS Autodyn для решения задач моделирования быстропротекающих процессов: учебное пособие / А. Р. Мухутдинов. – Казань: КНИТУ, 2016. – 244 с. – ISBN 978-5-7882-2115-1.
3. Бурдуковский, В. Г. Технология листовой штамповки : учебное пособие / В. Г. Бурдуковский. – Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2019. – 224 с.
4. Веремейчик, А. И. Напряженно-деформированное состояние цилиндрического пуансона при пробивке отверстия / А. И. Веремейчик // Перспективные материалы и технологии : материалы международного симпозиума, Минск, 23–27 августа 2021 г. / под ред. чл.-корр. НАН Беларуси В. В. Рубаника. – Минск : Белорусский государственный институт стандартизации и сертификации. – 2021. – С. 379–381.

УДК 539.3

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДКРЕПЛЕНИЯ ТОНКОСТЕННЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ, ПОДВЕРЖЕННЫХ ВНЕШНЕМУ ДАВЛЕНИЮ

Игнатюк В. И.

Брестский государственный технический университет,
г. Брест, Республика Беларусь

Тонкостенные цилиндрические элементы, являющиеся по своей работе оболочками, находят широкое применение в элементах машиностроительных конструкций. Учитывая высокую прочность оболочечных конструкций, несущую способность таких элементов при действии внешнего давления определяет чаще всего их способность сохранять исходную форму, то есть их устойчивость. Повышение устойчивости таких элементов возможно путем их подкрепления ребрами жесткости. При этом следует стремиться к наиболее рациональному варианту подкрепления, отвечающему наименьшему расходу материала элемента.

Подкрепленный цилиндрический элемент рассматривается как ребристая круговая тонкостенная цилиндрическая оболочка, которая представляет собой

систему, состоящую из тонкой обшивки и жестко с ней соединенных по линиям контакта продольных (стрингеры) и поперечных (шпангоуты) ребер (рисунок 1).

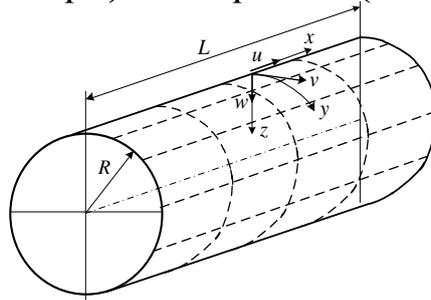


Рисунок 1 – Расчетная схема подкрепленного цилиндрического оболочечного элемента

Элемент может быть нагружен осевым сжатием и внешним давлением.

Для расчета обшивки используется линейная теория тонких упругих оболочек, а для расчета ребер – теория криволинейных стержней. При этом гипотеза прямолинейного недеформируемого элемента принимается справедливой как для обшивки, так и в целом для системы «обшивка-ребро» (в местах наличия ребер). Учитываются дискретность расположения ребер и их несимметричность относительно обшивки.

Решение задачи устойчивости выполняется энергетическим методом [1], который связан с выбором аппроксимирующих выражений для функций перемещений, описывающих деформированное состояние подкрепленного оболочечного элемента при потере устойчивости и удовлетворяющих граничным условиям его опирания. Будем считать, что обеспечены условия шарнирного опирания и что до потери устойчивости оболочка сохраняет свою первоначальную (цилиндрическую) форму. Выражение полной потенциальной энергии системы через перемещения срединной поверхности оболочки получено [2] в виде:

$$\begin{aligned}
 U = & \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi R} \left\{ C_1 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2C_{12} \frac{\partial u}{\partial x} \left(\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{w}{R} \right) + C_{22} \left(\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{w}{R} \right)^2 + C_{66} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + D_{11} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 + \right. \\
 & + 2D_{12} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + D_{22} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 + 4D_{66} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 - \sigma_x h \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \sigma_y h \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{w}{R} \right) w \left. \right\} dx dy + \\
 & + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \int_0^L \left\{ E_c F_c \left[\frac{\partial u}{\partial x} + h_c \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \right]^2 + E_c J_{yc} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 + G_c J_{kr c} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 - \right. \\
 & - \sigma_x F_c \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \left. \right\} \Big|_{y=y_i} dx + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{k_1} \int_0^{2\pi R} \left\{ E_u F_u \left[\frac{\partial v}{\partial y} + h_u \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \frac{w}{R} \right]^2 + \right. \\
 & + E_u J_{xu} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{w}{R^2} \right)^2 + G_u J_{kr u} \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} + \frac{1}{R} \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{h_u}{R} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right) \right]^2 + \sigma_y F_u \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{w}{R^2} \right) w \left. \right\} \Big|_{x=x_j} dy.
 \end{aligned} \tag{1}$$

Здесь обозначено: u, v, w – перемещения точек срединной поверхности в направлениях осей x, y, z ; C_{jk}, D_{jk} – жёсткости обшивки, определяемые выражениями: $C_{jk} = 2B_{jk} h$; $D_{jk} = 2B_{jk} h^3$,

$$\text{где: } B_{11} = \frac{E_1}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}; \quad B_{22} = \frac{E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}; \quad B_{12} = B_{21} = -\frac{\nu_{12}E_1}{1 - \nu_{12}\nu_{21}};$$

E_1, E_2 – модули Юнга для материала обшивки соответственно по направлениям x и y ; ν_{12}, ν_{21} – коэффициенты Пуассона материала обшивки; E_c, G_c и E_u, G_u – модули упругости и сдвига материалов стрингеров и шпангоутов; A_c, J_{yc}, J_{krc} и A_u, J_{xu}, J_{kru} – площади поперечных сечений, моменты инерции и кручения сечений соответственно стрингеров и шпангоутов; h – толщина обшивки; h_c, h_u – эксцентриситеты стрингеров и шпангоутов.

Расположив начало координат в торце элемента на оси одного из стрингеров, примем выражения для аппроксимирующих функций перемещений, описывающих деформированное состояние ребристого цилиндрического оболочечного элемента при потере устойчивости и удовлетворяющих граничным условиям, в виде:

$$\begin{aligned} u &= \cos \frac{\pi mx}{L} \left[a_1 \cos \frac{ny}{R} + a_2 \sin \frac{ny}{R} \right]; \\ v &= \sin \frac{\pi mx}{L} \left[b_1 \sin \frac{ny}{R} + b_2 \cos \frac{ny}{R} \right]; \\ w &= \sin \frac{\pi mx}{L} \left[c_1 \cos \frac{ny}{R} + c_2 \sin \frac{ny}{R} \right], \end{aligned} \quad (2)$$

где: m – число полуволн вдоль образующей обшивки (вдоль оси x); n – число полуволн вдоль окружности обшивки; a_{mn}, b_{mn}, c_{mn} – неизвестные параметры перемещений.

Критическую нагрузку определяем методом Ритца, используя свойства экстремальности полной потенциальной энергии упругих систем в состоянии равновесия. Необходимое условие экстремальности полной потенциальной энергии в виде равенства нулю частных производных по всем параметрам перемещений a_{mn}, b_{mn}, c_{mn} приводит к системе однородных линейных алгебраических уравнений. Потере устойчивости элемента соответствует нетривиальное решение этой системы уравнений, что возможно лишь в случае, когда ее определитель равен нулю. Это условие приводит к уравнению, минимальный корень которого и является расчетным параметром критической нагрузки.

Оценка эффективности подкрепления. Для оценки оптимальности подкрепления введем коэффициент относительной эффективности подкрепления при статическом нагружении $\mu_{ст}$, равный отношению статической критической нагрузки подкрепленного оболочечного элемента к статической критической нагрузке гладкого оболочечного элемента, равного по весу рассматриваемому ребристому. При этом, естественно, предполагается, что радиус R и длина L сравниваемых оболочечных элементов одинаковы. Гладкий оболочечный элемент равного веса получается из ребристого путем замены ребер эквивалентными им по весу слоями с плотностью материала, равной усредненной плотности материалов слоев обшивки.

Величина коэффициента относительной эффективности подкрепления при статическом нагружении в соответствии с приведенным определением будет

$$\mu_{ст} = q_{кр} / q_{окр}, \quad (3)$$

где $q_{кр}$ – статическое критическое давление для ребристого оболочечного элемента, $q_{окр}$ – соответствующее значение критического давления для гладкого оболочечного элемента равного веса.

Тогда для ребристого оболочечного элемента будем иметь

$$q_{кр} = Eh^2 \bar{q} / R^2 \quad (4)$$

Толщину гладкого оболочечного элемента, равного по весу рассматриваемому ребристому, найдем, приравняв вес ребристого оболочечного элемента

$$Q = \pi RLh\rho_o \left(1 + \frac{A_c k \rho_c}{\pi Rh \rho_o} + \frac{A_u k_1 \rho_u}{Lh \rho_o} \right) \quad (5)$$

весу гладкого оболочечного элемента, плотность которого принята равной плотности обшивки ребристого оболочечного элемента ρ_o

$$Q = \pi RLh_o \rho_o, \quad (6)$$

получим:

$$h_o = h(1 + \gamma_c + \gamma_u). \quad (7)$$

Статическое критическое давление для такого оболочечного элемента будет:

$$q_{окр} = \frac{Eh^2 \bar{q}_o}{R^2} (1 + \gamma_c + \gamma_u)^2 \quad (8)$$

$$\text{где: } \gamma_c = \frac{A_c k \rho_c}{\pi Rh \rho_o}; \quad \gamma_u = \frac{A_u k_1 \rho_u}{Lh \rho_o};$$

$$\bar{q} = \frac{R^2}{Eh^2} q_{кр}; \quad (9)$$

$q_{кр}$, \bar{q} , $q_{окр}$, \bar{q}_o – статические критические давления и их безразмерные параметры соответственно для ребристого и гладкого оболочечных элементов равного веса; γ_c – отношение веса стрингеров к весу обшивки; γ_u – отношение веса шпангоутов к весу обшивки.

Подставляя (4) и (8) в (3), получим выражение для коэффициента относительной эффективности при статическом нагружении ребристого оболочечного элемента в виде:

$$\mu_{ст} = \frac{\bar{q}}{\bar{q}_o} \frac{1}{(1 + \gamma_c + \gamma_u)^2}. \quad (10)$$

Осевое сжатие. Для случая осевого сжатия: $q_{кр}$ – сжимающее осевое статическое критическое давление, приведенное к распределенному по площади торцов ($A_m = \pi R^2/2$), для ребристого оболочечного элемента, а $q_{окр}$ – соответствующее значение осевого критического давления для гладкого оболочечного элемента равного веса.

При заданной величине расчетного осевого статического давления q_{cm} вес ребристого цилиндрического оболочечного элемента определенным образом связан с коэффициентом относительной эффективности. Выразим из зависимостей (3) и (8) толщину ребристого цилиндрического оболочечного элемента через q_{cm} и μ_{cm} :

$$h = \frac{R}{(1 + \gamma_c + \gamma_{uu})} \sqrt{\frac{q_{cm}}{\mu_{cm} \bar{q}_o E}} \quad (11)$$

Подставляя это выражение в формулу для веса ребристого цилиндрического оболочечного элемента (5), получим

$$Q = \pi R^2 L \rho_o^* \sqrt{\frac{q_{cm}}{\bar{q}_o E \mu_{cm}}}, \quad (12)$$

то есть вес ребристого цилиндрического оболочечного элемента при статическом нагружении осевым сжатием обратно пропорционален $\sqrt{\mu_{cm}}$.

Таким образом, при статическом нагружении осевым сжатием минимуму веса ребристого цилиндрического оболочечного элемента соответствует максимум μ_{cm} .

Равномерное внешнее давление. Для удобства получения зависимости толщины ребристого цилиндрического оболочечного элемента h от заданного внешнего статического давления q_{cm} и коэффициента относительной эффективности подкрепления при статическом нагружении μ_{cm} введем безразмерный параметр критического давления, не зависящий от толщины обшивки:

$$\bar{q}_o = q_o \left(\frac{R}{h_o} \right)^{0.5}, \quad (13)$$

где \bar{q}_o – безразмерный параметр статического критического внешнего давления для гладкого оболочечного элемента, введенный в соответствии с соотношением (9) и зависящий от h_o/R .

Теперь из (3) с учетом (8) будем иметь:

$$h = \frac{R}{1 + \gamma_c + \gamma_{uu}} \left(\frac{q_{cm}}{E \bar{q}_o \mu_{cm}} \right)^{0.4} \quad (14)$$

Подставляя это выражение в формулу для веса ребристого цилиндрического оболочечного элемента (5), получим:

$$Q = \pi R^2 L \rho_o^* \left(\frac{q_{cm}}{E \bar{q}_o \mu_{cm}} \right)^{0.4} \quad (15)$$

Таким образом, вес ребристого цилиндрического оболочечного элемента при статическом нагружении внешним давлением обратно пропорционален $(\mu_{cm})^{0.4}$ и минимуму веса рассматриваемых оболочечных элементов, как и в случае статического осевого сжатия, соответствует максимум μ_{cm} . При

постоянном же весе оболочечного элемента величина $\mu_{ст}$ здесь также прямо пропорциональна статическому критическому давлению.

Заключение. Таким образом, при статическом нагружении осевым сжатием, внешним давлением ребристых цилиндрических оболочечных элементов при постоянном весе величина $\mu_{ст}$ прямо пропорциональна статическим критическим нагрузкам, а при постоянной заданной величине нагрузки – обратно пропорциональна их весу, и значит минимуму веса ребристых оболочечных элементов и соответственно их оптимальному подкреплению отвечает максимум коэффициента относительной эффективности подкрепления $\mu_{ст}$.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Амиро, И. Я. Теория ребристых оболочек / И. Я. Амиро, В. А. Заруцкий // Методы расчета оболочек: в 5 т.. – К. : Наук. думка, 1980. – 368 с.
2. Заруцкий, В. А. Устойчивость при действии импульсных нагрузок ортотропных цилиндрических оболочек, предварительно нагруженных статическими нагрузками // В. А. Заруцкий, В. И. Игнатюк // Сопротивление материалов и теория сооружений : респ. межвед. науч.-техн. сб. – К., 1989. – Вып. 54. – С. 124–128.

УДК 620.178.7

МЕХАНИЗМЫ ГАЗОАБРАЗИВНОГО ИЗНАШИВАНИЯ ЛОПАТОК РОТОРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МАШИН

Крупич Б.¹, Барсуков В.Г.², Хвисевич В.М.³, Илькевич М.А.², Онысько С.Р.³

1) Белостокский политехнический университет;

г. Белосток, Республика Польша;

2) Гродненский государственный университет имени янки Купалы;

г. Гродно, Республика Беларусь

3) Брестский государственный технический университет;

г. Брест, Республика Беларусь

Устройства центробежного типа, называемые также центробежными ускорителями, или турбомашинами, широко распространены в различных областях техники и технологии. Они являются рабочими органами вентиляторов систем пневмотранспорта, центробежных сепараторов и классификаторов, центробежно-ударных измельчителей, оборудования для подачи мелкодисперсного топлива в виде измельченного каменного угля и др. Одной из важнейших проблем при эксплуатации таких машин является газообразное изнашивание деталей ротора, называемое также в ряде стран эрозией. Опыт эксплуатации показывает, что нарастающее во времени разрушение поверхности рабочих (разгонных) лопастей сопровождается изменением основных характеристик оборудования, в том числе заметным уменьшением коэффициента полезного действия, а также увеличением динамических нагрузок на валы и подшипники вследствие развивающегося дисбаланса ротора [1-3]. При этом, несмотря на достигнутый прогресс в конструировании, производстве и использовании таких устройств,