

## РОЗДІЛ «МАШИНОБУДУВАННЯ. МЕХАНІКА»

УДК 629.113

СЕМЕНЕНКО С.В., аспірант  
КОРОБОЧКА О.М., д.т.н., професор

Дніпродзержинський державний технічний університет

### ПРОГНОЗУВАННЯ ЗНОСУ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ ПІДЙОМНИКІВ

*Представлено результати експериментальних досліджень процесу зношення вантажонесучих елементів електромеханічних підйомників. Розроблено математичну залежність для прогнозування технічного стану гвинтової передачі електромеханічних підйомників, які використовуються для обслуговування автотранспортних засобів.*

*Представлены результаты экспериментальных исследований процесса износа грузонесущих элементов электромеханических подъемников. Разработана математическая зависимость для прогнозирования технического состояния винтовой передачи электромеханических подъемников, которые применяются для обслуживания автотранспортных средств.*

*Results of experimental investigations of worn out process of load-bringing elements electromechanical elevators are presented. Mathematical dependence for forecasting of technical state of spiral transmission electromechanical elevators which apply for servicing of motor transport conveyances is worked out.*

**Вступ.** Електромеханічні підйомники служать для підйому автомобілів над рівнем підлоги на потрібну для зручності обслуговування або ремонту автотранспорту висоту. В цих підйомниках використовуються гвинтова, ланцюгова, тросова, карданна або важільно-шарнірна силові передачі, що приводяться в дію від електродвигуна.

Електромеханічні підйомники володіють значною вантажопідйомністю і надійністю в роботі, але підйомники з гвинтовою парою і конічними передачами потребують ретельного догляду.

**Постановка задачі.** Основною причиною втрати роботоздатності електромеханічних підйомників є обрив і зношення вантажної гайки гвинтової передачі. В момент обриву різьби вантажної гайки підстраховуюча гайка підйомника приймає на себе все навантаження і дозволяє тільки опустити каретку в крайнє нижнє положення для попередження аварійної ситуації. Тому прогнозування зносу гвинтової передачі в електромеханічних підйомниках є актуальною задачею.

**Результати роботи.** Прогнозування – розробка на тривалу перспективу змін станів об'єкта в цілому і його різних частин. Ці прогнози являють собою передбачення відповідних змін експлуатаційних параметрів гвинтової передачі електромеханічних підйомників.

Для побудови математичної моделі зносу гвинтової передачі пропонується використовувати модель багатofакторного регресійного аналізу.

При побудові моделі як результативна ознака розглядається тривалість зносу вантажонесучої гайки і гвинта, а як фактори впливу – швидкість руху гайки, шлях тертя та час тертя гвинтової передачі.

Виходячи з експлуатаційних умов і дії розглянутих факторів на величину зносу, можна припустити наступне.

Збільшення швидкості руху вантажонесучої гайки веде до зростання зносу, що закономірно.

При проведенні прогнозу передбачається, що, по-перше, зберігаються загальні тенденції розвитку процесів зношення, по-друге, побудована модель адекватна реальній дійсності.

При цьому отримують 2 види прогнозів: точковий та інтервальний.

В даний час багатофакторні регресійні рівняння знайшли широке застосування в задачах багатофакторного прогнозування.

На величину зносу впливають такі фактори, як:

- 1) швидкість руху вантажонесучої гайки;
- 2) шлях тертя;
- 3) час тертя.

Якщо поставити питання про побудову багатофакторної моделі, то варто позначити через:

- $X_1$  – швидкість руху вантажонесучої гайки;
- $X_2$  – шлях тертя;
- $X_3$  – час тертя.

Тоді багатофакторна модель для визначення зносу має вигляд:

$$Y = f(x_1, x_2, x_3).$$

Розглянемо побудову лінійної багатофакторної моделі, яку можна записати в такому вигляді:

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3.$$

Цю модель будемо за даними (рис.1), поданими в табл.1.

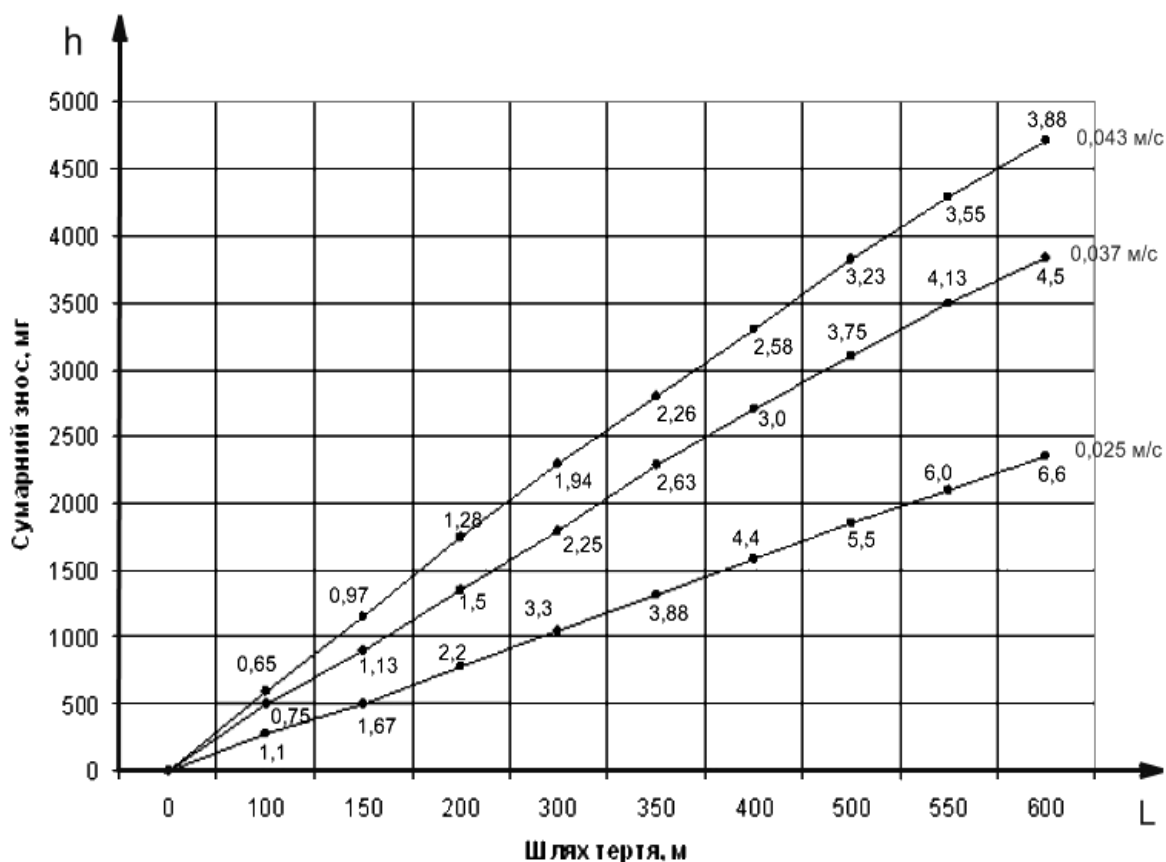


Рисунок 1 – Залежність сумарного зносу гвинтової пари від шляху тертя

Таблиця 1 – Статистичні дані для проведення аналізу

Швидкість, $V$ , руху гайки, м/с	Шлях тертя, $L$ , м	Час тертя, $t$ , тис.хв.	Знос, $h$ , тис.мг
$X_1$	$X_2$	$X_3$	$Y$
0,025	100	4	0,36
0,025	200	8	0,76
0,025	300	12	1,16
0,025	400	16	1,56
0,025	500	20	1,96
0,025	600	24	2,36
0,037	100	2,7027	0,64
0,037	200	5,4054	1,28
0,037	300	8,1081	1,96
0,037	400	10,8108	2,6
0,037	500	13,5135	3,24
0,037	600	10,2162	3,88
0,043	100	2,3256	0,8
0,043	200	4,6512	1,6
0,043	300	6,9767	2,4
0,043	400	9,3023	3,2
0,043	500	11,6279	4
0,043	600	13,9535	4,8

Одержуємо наступну кореляційну матрицю:

	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$Y$
$X_1$	1,00	0,000000000000000003	-0,45	0,48
$X_2$	0,000000000000000003	1,00	0,82	0,85
$X_3$	-0,45	0,82	1,00	0,43
$Y$	0,48	0,85	0,43	1,00

Для знаходження визначника кореляційної матриці використовуємо вбудовану функцію МОПРЕД (KI=0,019):

$$X^2_{\text{розрах}} = -[n-1-(2t+5/6)t | K |], \quad (3.2); \quad X^2_{\text{розрах}} = 37,56,$$

де  $t$  – кількість факторів.

Потім задаємо довірчу ймовірність  $P=0,95$  і знаходимо критичне значення  $X^2_{\text{кр}}$ . Для цього спочатку обчислюємо кількість ступенів свободи за наступною формулою:

$$K=1/2t(t-1).$$

Для перебування критичного значення  $X^2_{\text{кр}}$  скористаємося функцією Excel ХИ2ОБРП-Р;К) і одержуємо, що  $X_{\text{кр}} = 0,96$ .

Так як  $X_p < X_{\text{кр}}$ , то можна стверджувати, що загальна мультиколінеарність не існує і можна побудувати модель залежності зносу від наступних факторів:

$X_1$  – швидкість руху вантажонесучої гайки;

$X_2$  – швидкість тертя;

$X_3$  – час тертя.

Статичні дані утворюють матрицю з 18 рядків і 4 стовпців. Побудова такої моделі зводиться до знаходження коефіцієнтів  $b_0$ - $b_3$ . Ці коефіцієнти повинні бути знайдені так, щоб значення  $Y$ , розраховані за моделлю, і значення  $Y$  по таблиці були близькими.

Параметри  $b_0$ - $b_3$  називаються частковими коефіцієнтами регресії. Кожний з них показує вплив відповідного фактора на знос за умови, що всі інші фактори – константи.

Знаходження коефіцієнтів  $b_0$ - $b_3$  зводиться до знаходження екстремуму функції багатьох змінних  $b_0$ - $b_3$ . Для цього необхідно знайти часткові похідні і прирівняти їх до нуля.

Розв'язок цієї системи можна знайти, використовуючи різноманітні математичні методи: метод Крамера, метод Гауса і таке інше.

Результати застосування функції ЛІНЕЙН наведені у табл.2.

Таблиця 2 – Результати використання функції ЛІНЕЙН:

-0,09	0,09	49,63	-1,69
0,03	0,00	13,06	0,49
0,97	0,25		
138,57	14,00		
26,83	0,90		

Таким чином одержуємо багатофакторну модель для визначення величини зносу наступного вигляду:

$$Y = -1,69 + 49,63X_1 + 0,009X_2 - 0,09X_3.$$

Судячи по величині коефіцієнта детермінації, який дорівнює 0,97, можна стверджувати, що побудована модель адекватна.

Тоді:

$$h = -1,69 + 49,63 + 0,009L - 0,009t.$$

**Висновки.** Аналіз отриманого рівня (рис.2) свідчить про те, що при збільшенні швидкості руху вантажонесучої гайки на 49,63 м/с зношення гвинтової передачі підвищується на 1000 мг. Збільшення шляху тертя на 1% збільшує знос передачі на 0,009%.

Використання отриманої математичної моделі дозволяє прогнозувати знос гвинтової передачі.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы на трение и износ – М.: Машиностроение, 1977. – 526с.

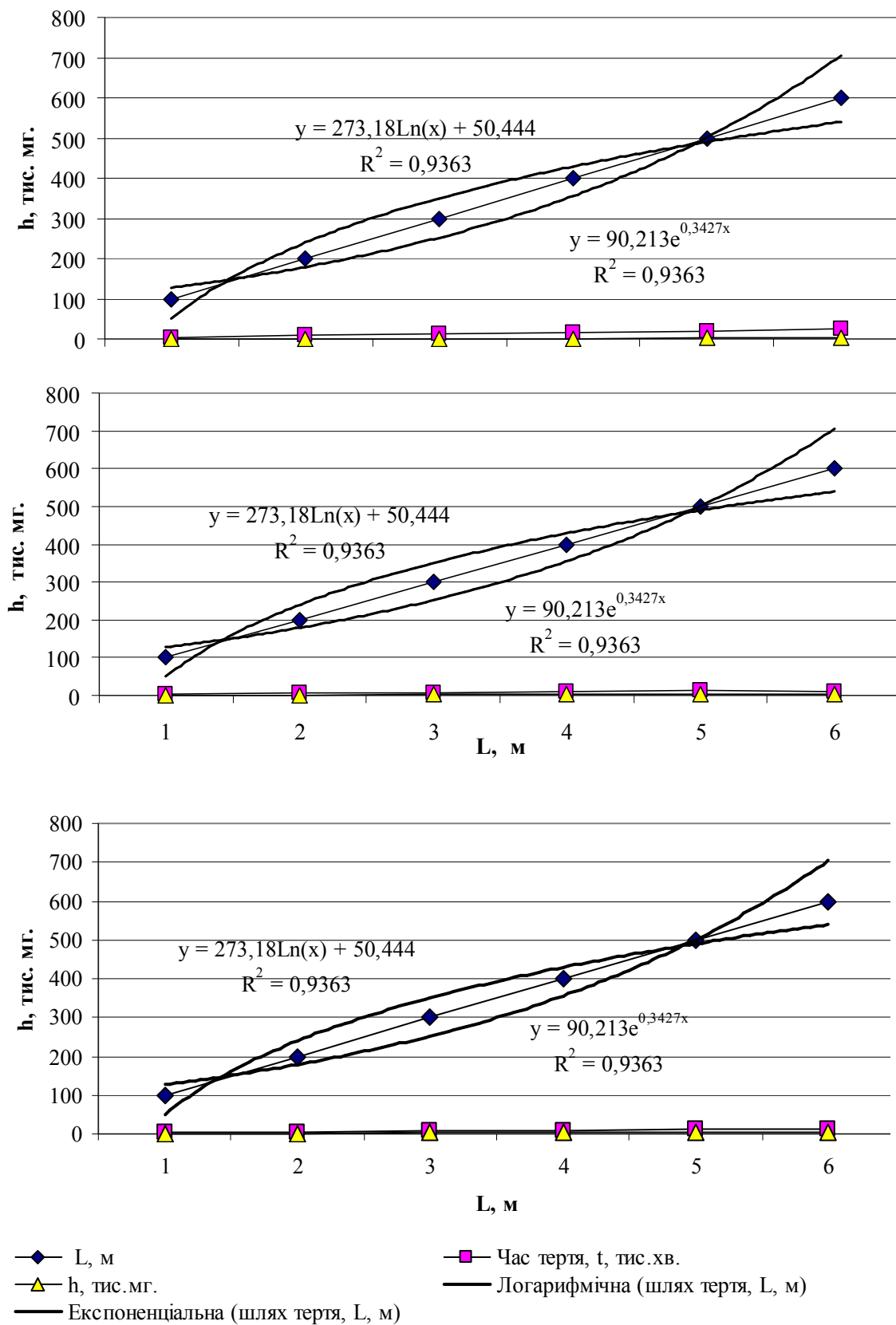


Рисунок 2 - Залежність зносу гвинтової передачі від шляху тертя вантажонесучої гайки

Днепродзержинский государственный технический университет

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ШИРИНЫ ОБРАБАТЫВАЕМОГО УЧАСТКА, ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕГО ВЫПОЛНЕНИЕ ВТОРОГО УСЛОВИЯ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ ВИНТОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

*Наведено результати дослідження залежності радіусів кривизни гвинтової поверхні деталі і дискового фасонного інструменту від допуску на виготовлення деталі і ширини ділянки, при якій виконується вимога точності деталі.*

*Приведены результаты исследования зависимости радиусов кривизны винтовой поверхности детали и дискового фасонного инструмента от допуска на изготовление детали и ширины участка, при котором выполняется требование точности детали.*

*The results of research of dependence of radiuses of curvature of helicoid of detail and disk shaped instrument are resulted from admittance on making of detail and width of area which the requirement of exactness of detail is executed.*

**Введение.** Винтовые поверхности постоянного шага входят в состав большого количества деталей и металлорежущих инструментов. Для обработки этих поверхностей используются металлорежущие инструменты, которые имеют исходную инструментальную поверхность (ИИП) в виде диска. Нелинейная трехмерная линия контакта (характеристика) поверхности детали и исходной инструментальной поверхности усложняет расчет профиля обрабатывающего инструмента и параметров взаимного расположения этих поверхностей. Существующие методики профилирования инструмента [1-3] не учитывают возможности нарушения второго условия формообразования, связанные с изменениями радиуса кривизны в нормальных сечениях, расположенных под наклоном к расчетным. Это приводит к увеличению брака в производственных условиях до 7% для нелинейчатых винтовых поверхностей, необходимости внесения эмпирических корректив в расчетный профиль инструмента. Поэтому повышение точности профилирования инструмента для обработки винтовых поверхностей имеет большое практическое значение.

**Постановка задачи.** Целью данных исследований является вывод уравнения для определения математических зависимостей для определения допустимой разницы текущих радиусов кривизны детали и исходной инструментальной поверхности при заданном допуске на изготовление детали, что позволяет получить винтовую поверхность в пределах заданного допуска изготовления детали.

**Результаты работы.** Нарушение второго условия формообразования в некоторых сечениях детали, рассмотренное выше, необходимо соотнести с точностью изготовления этой детали. Для этого рассмотрим схему (рис.1), иллюстрирующую зону контакта поверхностей детали и инструмента в дифференциальной окрестности точки контакта  $K$ . Радиус кривизны поверхности детали -  $R_d$ , допуск на выполнение детали -  $T$ . Поскольку деталь в предложенной методике первична, исключим из расчетов радиус кривизны инструмента  $R_u$ . Для этого используем параметр  $\Delta$  - расстояние между центром окружности радиуса кривизны  $O_d$  детали и центром окружности радиуса кривизны  $O_u$  инструмента.

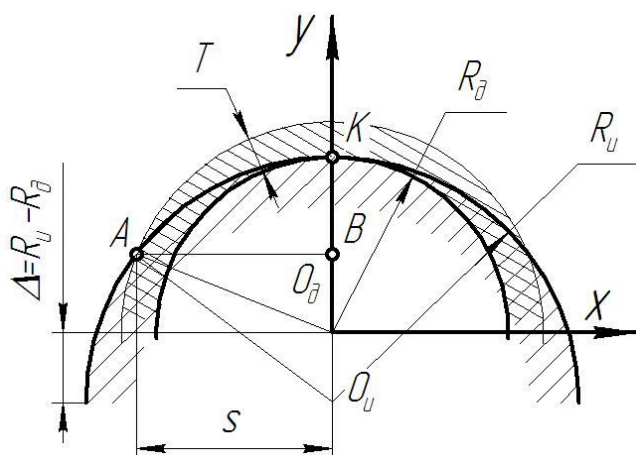


Рисунок 1 - Расчетная схема определения ширины участка, при котором выполняется требование точности детали

Обозначим половину ширины строки прохода, при котором погрешность изготовления не превышает допуска  $T$ , как параметр  $s$ . Рассматривая прямоугольный треугольник  $O_dAB$ , можно записать:

$$(R_d + \Delta)^2 - s^2 = (O_dB + \Delta)^2. \quad (1)$$

Расстояние  $O_dB$  может быть выражено из треугольника  $O_dAB$ :

$$O_dB^2 = (R_d + T)^2 - s^2. \quad (2)$$

Подставляя (2) в (1) получим:

$$(R_d + \Delta)^2 - s^2 = \left( \sqrt{(R_d + T)^2 - s^2} + \Delta \right)^2. \quad (3)$$

Определение необходимого смещения  $\Delta$  центра окружности радиуса кривизны инструмента относительно центра окружности радиуса кривизны детали можно осуществить, решая уравнение (3) относительно параметра  $\Delta$ :

$$\Delta = \frac{0,5T(2R_d + T)}{R_d - \sqrt{(R_d + T)^2 - s^2}}. \quad (4)$$

Протабулировав выражение (4) по параметрам  $T$ ,  $R_d$ , и  $s$ , получим таблицу значений необходимого межцентрового расстояния  $O_uO_d$ . Для наглядности представим полученные данные в виде графика (рис.2).

Практический интерес представляет и обратная задача - определение ширины строки прохода  $s$  в зависимости от требуемого допуска  $T$  на изготовление детали, радиуса кривизны детали  $R_d$  и необходимого смещения  $\Delta$  центра окружности радиуса кривизны инструмента относительно центра окружности радиуса кривизны детали.

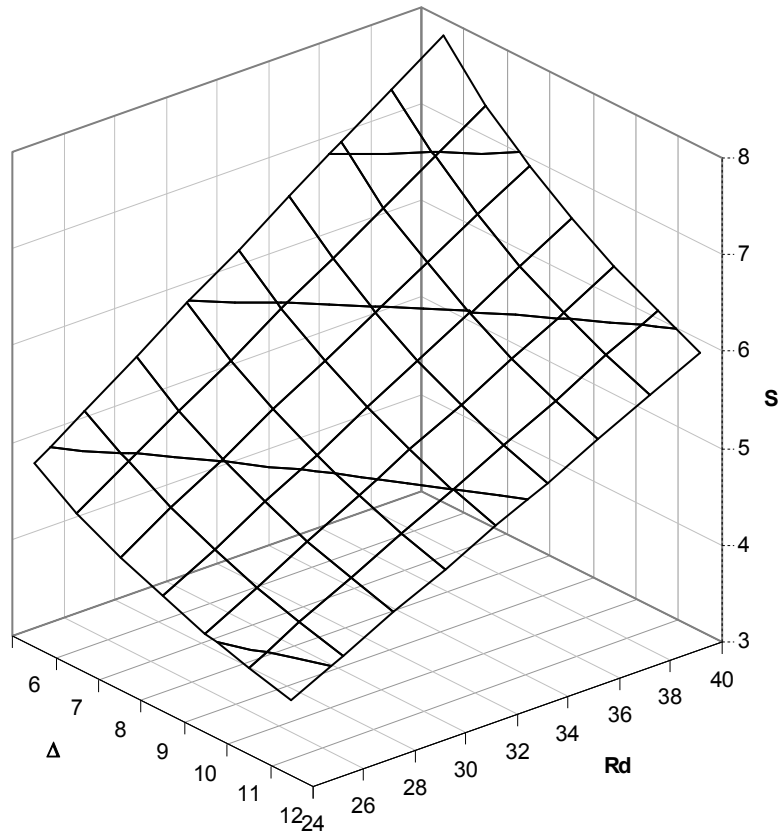
Уравнение (4) является симметричным относительно параметра  $s$ , поскольку он входит в уравнение во второй степени. С целью упрощения расчетов будем рассматривать только положительные значения этого параметра, поскольку его отрицательные значения будут равны по модулю положительным и отличаются только знаком.

После проведения преобразований получим зависимость, позволяющую в явном виде определить ширину строки прохода, при которой достигается требуемая точность формообразования:

$$s = \frac{\sqrt{T\Delta(\Delta + R_d)(2R_d + T) - R_dT^2(R_d + T) - \frac{T^2}{4}}}{\Delta}. \quad (5)$$

Протабулировав выражение (3) по параметрам  $T$ ,  $\Delta$  и  $R_d$ , получим таблицу значений ширины строки прохода от этих параметров. Для наглядности представим полученные данные в виде графика (рис.3).

**Выводы.** Из графика (рис.2) следует, что обеспечение требуемого допуска  $T$  на изготовление детали требует увеличения радиуса кривизны исходной инструментальной поверхности при увеличении радиуса кривизны детали. Однако с уменьшением точности выполнения детали эта зависимость снижается.



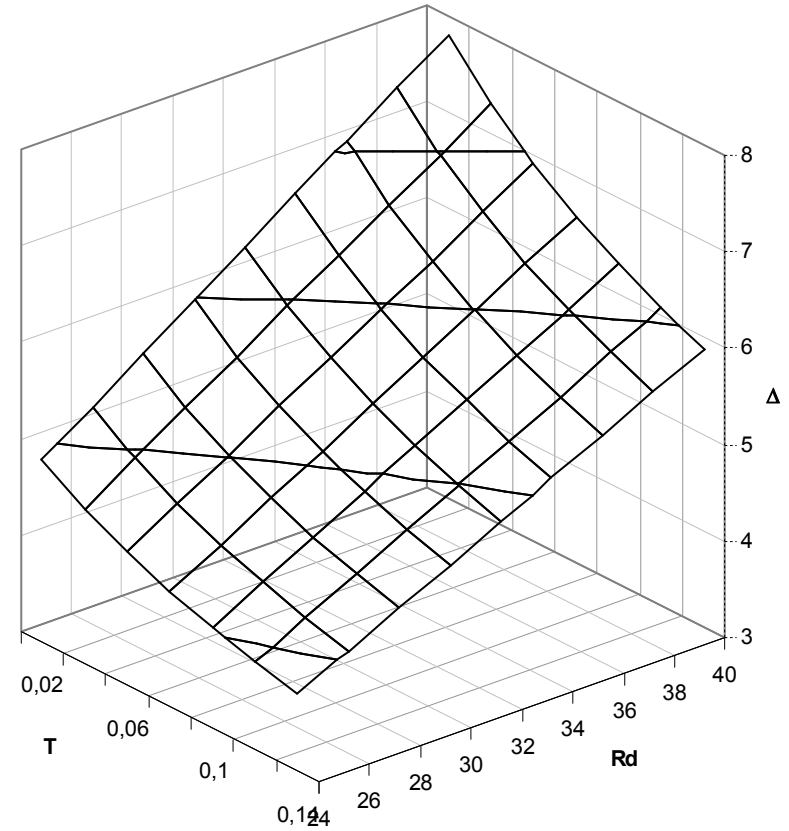
Исходные данные:

$T=0,1$  мм;

$R_d=24\dots 40$  мм;

$\Delta=6\dots 12$  мм

Рисунок 2 - Зависимость строки прохода от радиуса кривизны детали и смещения центра радиуса кривизн



Исходные данные:

$T=0,02\dots 0,14$  мм;

$R_d=24\dots 40$  мм;

$s=20$  мм

Рисунок 3 - Зависимость превышения  $\Delta$  радиуса кривизны инструмента над радиусом  $R_d$  кривизны детали в зависимости от допуска  $T$  на изготовление



Анализ графика (рис.3) показывает, что ширина участка, при котором выполняется требование точности детали, увеличивается с увеличением радиуса кривизны детали и уменьшается с увеличением радиуса кривизны исходной инструментальной поверхности, вызываемого смещением ее на расстояние  $\Delta$ .

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Гречишников В.А. Проектирование дискового инструмента для обработки винтовых поверхностей/ Гречишников В.А., Кирсанов Г.Н.// Машиностроитель. - 1978. - №10. - С.16-17.
2. Лашнев С.И. Профилирование инструментов для обработки винтовых поверхностей / Лашнев С.И. – М.: Машиностроение, 1965. – 150с.
3. Родин П.Р. Металлорежущие инструменты/ Родин П.Р. – К.: Вища школа. – 1986. – 456с.

УДК 621.315.2:62:52.01.04

МАМАЕВ Л.М., к.т.н., профессор

Днепродзержинский государственный технический университет

### РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ СПИРАЛЬНЫХ РАСТЯГИВАЮЩИХСЯ КАБЕЛЕЙ УПРАВЛЕНИЯ

*Розглянуто задачу підвищення надійності кабелів управління, що розтягуються і забезпечують мінімальну величину напруги в струмопровідних жилах при оптимальній конструктивній побудові їх елементів.*

*Рассмотрена задача повышения надежности растягивающихся кабелей управления, обеспечивающих минимальную величину напряжений в токопроводящих жилах при оптимальном конструктивном построении их элементов.*

*The task of reliability improving of stretching control cables providing minimum magnitude of tensions in current driving conductors under optimal constructive building of its elements has been considered.*

**Введение.** По своему назначению подвижные кабели управления должны обеспечивать надежную связь между устройствами управления и исполнительными механизмами. Для этого должен осуществляться надежный контакт через все токоведущие жилы, а также отсутствовать замыкания между ними даже на короткий промежуток времени. Обрыв жилы кабеля или разрушение оболочки возникают при механических напряжениях, превышающих допустимые. Однако, в соответствии со спецификой эксплуатации для разрушений могут оказаться достаточными напряжения, значительно меньше статического предела прочности, так как разрушения имеют усталостный характер и определяются величиной предела выносливости.

**Постановка задачи.** Как известно, сопротивление усталости материала в конкретных условиях зависит от асимметрии цикла и наибольшего максимального напряжения. Кабели управления эксплуатируются, как правило, при симметричном, т.е. наиболее опасном, режиме нагружения. Поэтому с целью прогнозирования надежности кабелей управления решена задача определения интенсивности напряжений в жилах при симметричном процессе растяжения-сжатия кабеля, свитого в пружину, т.е. в условиях,

наиболее приближенных к производственным. При этом для заданных значений конструктивных параметров кабеля, определяющих число и диаметр жил, толщину оболочки, материал проволок и т.д., могут быть найдены оптимальные значения технологических параметров, обеспечивающие наименьшее значение максимальных напряжений в жилах и, соответственно, увеличение базы испытаний  $N_0$ .

Для сравнительной характеристики надежности конструкций кабеля при разных углах свивки естественно воспользоваться отношением максимальных интенсивностей напряжений  $\sigma_n = \sqrt{\sigma_t^2 + 4\tau_t^2}$  в жилах. При их расчете предполагается, что деформации элементов кабеля  $\varepsilon_i$  являются малыми ( $|\varepsilon_i| \ll 1$ ), а материал жил оболочки является линейноупругим:

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \sigma_p + \sigma_{изг.}; \\ \sigma_p &= E\varepsilon_t; \quad \sigma_{изг.} = E\varepsilon_{изг.}; \\ \tau_t &= \frac{E}{4(1+\nu)} \delta\tilde{t}, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $\varepsilon_t$  – деформация растяжения;  $\varepsilon_{изг.}$  – деформация изгиба;  $\tilde{t}$  – деформация кручения;  $E$  – модуль Юнга;  $\nu$  – коэффициент Пуассона.

Таким образом, задача повышения надежности растягивающихся кабелей управления, рассматриваемая механически как задача повышения их усталостной прочности, свелась к определению значений углов свивки, обеспечивающих минимальную величину максимальной из интенсивности напряжений по жилам.

**Результаты работы.** В процессе работы кабель испытывает деформации растяжения  $\varepsilon_\xi$  и радиального сужения  $\varepsilon_r$ . Так как концы кабеля предполагаются закрепленными, то принимаем деформацию кручения  $\theta_\xi = 0$ . При этом деформации отдельной жилы  $\varepsilon_t$ ,  $\tilde{t}$ ,  $\tilde{v}$ ,  $\tilde{n}$  определяются системой [1]:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_t &= \varepsilon_x \cos^2 \alpha + \frac{1}{2} r \theta \sin 2\alpha; \\ \tilde{t}_x &= \theta_x \cos^4 \alpha + \varepsilon_x \frac{\sin^3 \alpha \cos \alpha}{r}; \\ \tilde{v} &= \frac{1}{2} \theta_x (1 + \cos^2 \alpha) \sin 2\alpha - \varepsilon_x \frac{\sin^2 2\alpha}{4r} + \tilde{v}_x \cos 2\alpha \cos^2 \alpha \cos \varphi; \\ \tilde{n} &= -\tilde{v}_x (1 + \sin^2 \alpha) \cos \alpha \sin \varphi, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $r$ ,  $\theta$ ,  $x$  – цилиндрические координаты, ориентированные вдоль оси кабеля;  
 $\varepsilon_x$ ,  $\theta_x$ ,  $\tilde{v}_x$  – деформации упругой линии кабеля;  
 $\alpha$  – угол свивки жилы.

Деформации упругой линии кабеля выражаются через деформации спирали кабеля системой:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \varepsilon_\xi \cos^2 \beta + \varepsilon_r \sin^2 \beta; \\ \theta_x &= -(\varepsilon_r - \varepsilon_\xi) \frac{\sin^3 \beta \cdot \cos \beta}{r_0}; \\ \tilde{\varepsilon}_x &= (\varepsilon_r - \varepsilon_\xi) \frac{\sin^2 2\beta}{4r_0}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где  $r_0$  – радиус спирали кабеля;

$\beta$  – угол свивки кабеля в пружину.

Изгиб сечения жилы происходит относительно оси  $n$  и относительно оси  $v$ . Поэтому, вводя для отдельной жилы полярные координаты  $\rho$  и  $\gamma$ , получим

$$\varepsilon_{изг.} = \rho(\tilde{\varepsilon} \sin \gamma - \tilde{\eta} \cos \gamma). \quad (4)$$

Подставляя (2) с учетом (3) и (4) в (1), находим выражения для  $\sigma_t$ ,  $\sigma_p$ ,  $\varepsilon_{изг.}$  и  $\tau_t$  через деформации кабеля  $\varepsilon_\xi$  и  $\varepsilon_r$ , а с их помощью интенсивность в жиле  $\sigma_n = \sigma_n(\varepsilon_r, \varepsilon_\xi)$ . Затем находим связь

$$\varepsilon_r = -\frac{D}{C_T} \varepsilon_\xi, \quad (5)$$

где  $D$ ,  $C_T$  – коэффициенты, определяемые конструктивными и технологическими параметрами кабеля.

Окончательно определим зависимость

$$\sigma_n = \sigma_n(\varepsilon_\xi) \quad (6)$$

интенсивности напряжений от деформации растяжения кабеля, которая ввиду громоздкости выражения в явном виде не приводится.

Отметим, что между напряжениями и деформациями в принятой постановке задачи существует линейная зависимость. В свою очередь все деформации, как видно из формул (2), (3), (4) и (5), линейно зависят от деформации удлинения кабеля  $\varepsilon_\xi$ . Тогда все интенсивности напряжений по жилам  $\sigma_n^i$  имеют общий множитель  $E\varepsilon_\xi$ .

Следовательно, характер распределения напряжений (соотношения между  $\sigma_n^i$ ) по жилам не изменяется с изменением  $\varepsilon_\xi$ . Поэтому при расчете значений целевой функции  $\sigma_n^{\max}$  целесообразно множитель  $E\varepsilon_\xi$  отбросить, так как влияния на выбор углов свивки, обеспечивающих минимум максимальной из интенсивностей напряжений по жилам, он не оказывает.

С целью оптимизации конструкции растягивающихся кабелей управления необходимо на основе результатов расчета интенсивности напряжений в каждой жиле выбрать такие углы свивки жил, при которых каждый из элементов кабеля испытывает минимальную нагрузку.

Действительно спиральный кабель управления характеризуется следующими параметрами:

- углом свивки кабеля в пружину  $\beta$  и радиусом этой пружины  $r_0$ ;
- диаметром жил  $\delta_0$ ;
- толщиной оболочки  $h$ ;

- модулями Юнга и коэффициентами Пуассона для жилы  $E_1, \nu_1$  и оболочки  $E_0, \nu_0$ ;
- количеством слоев жил  $N$ ;
- количеством жил по слоям  $m_1, \dots, m_N$ ;
- углами свивки каждого из слоев кабеля  $\alpha_1, \dots, \alpha_N$ ;
- наличием и размерами сердечника, который предполагается упругоподатливым.

Однако не все из этих параметров следует варьировать при поиске оптимальной конструкции кабеля. Механические характеристики  $E_1, \nu_1, E_0, \nu_0$ , а также величины  $\delta_0$  и  $h$  определяются функциональными требованиями, предъявляемыми к кабелям, и задаются. Геометрические параметры спирали кабеля  $\beta$  и  $r_0$  варьировать нецелесообразно. Эти параметры с целью минимизации напряжений следует выбирать максимально большими допустимыми. Аналогично задаются наличием и размером сердечника, количеством слоев жил и жил по слоям.

Таким образом, задача состоит в отыскании набора значений  $(\alpha_1, \dots, \alpha_N)$ , при котором максимальные по сечению интенсивности напряжений  $\sigma_n^{\max}$  были бы как можно меньшими, т.е. необходимо найти минимум целевой функции

$$\sigma_n^{\max}(\alpha_1, \dots, \alpha_N), \quad (7)$$

при естественных технологических ограничениях

$$\arctg \frac{\pi}{20} \leq |\alpha_i| \leq \arctg \frac{\pi}{10}, \quad (8)$$

где  $i = \overline{1, N}$ .

Упрощая задачу, отбрасываем ограничения снизу как менее существенные, т.е. для  $\alpha_i$  получаем более простые ограничения

$$|\alpha_i| \leq \arctg \frac{\pi}{10}. \quad (9)$$

При поиске оптимума использован метод сканирования в его интерпретации по методу Митле. Решалась задача определения оптимальных значений углов свивки по слоям для 60 вариантов перспективных конструкций гибких растягивающихся кабелей управления.

В оптимальной по расчету конструкции кабеля происходит уменьшение величины максимальной из интенсивности напряжений по жилам, а также уменьшается неравномерность распределения напряжений по жилам. Их можно охарактеризовать следующими параметрами:

- уменьшение максимальной из интенсивностей напряжений

$$K_1 = \left( 1 - \frac{\sigma_n^{\max, \text{опт}}}{\sigma_n^{\max, \text{сущ}}} \right) \cdot 100\%,$$

где  $\sigma_n^{\max, \text{опт}}$  – максимальная из интенсивностей напряжений для оптимальной конструкции;

$\sigma_n^{\max, \text{сущ}}$  – максимальная из интенсивностей напряжений для существующей конструкции;

- уменьшение неравномерности в распределении напряжений

$$K_2 = \left( \frac{\sigma_n^{\max, \text{сущ.}} / \sigma_n^{\min, \text{сущ.}}}{\sigma_n^{\max, \text{опт.}} / \sigma_n^{\min, \text{опт.}}} - 1 \right) \cdot 100\%,$$

где  $\sigma_n^{\min, \text{опт.}}$  – минимальная из интенсивностей напряжений для оптимальной конструкции кабеля

$\sigma_n^{\min, \text{сущ.}}$  – минимальная из интенсивностей напряжений для существующей конструкции кабеля.

Значения этих параметров изменялись в пределах от нескольких процентов до 30, 40 и даже 60%. С учетом технологических ограничений на величину углов свивки получили несколько меньшие значения  $K_1$  и  $K_2$  для каждого из вариантов конструкции кабеля, однако они достигли 5-10% и более.

Так как задача повышения надежности гибких растягивающихся кабелей управления механически сводится к повышению их усталостной прочности при числе циклов растяжения-сжатия, близком к базе испытаний, то есть в области пологого падения кривой усталости, то такие различия в распределении напряжений оказываются значимыми. Поэтому с целью совершенствования конструкции кабелей следует при малом числе жил ( $n = 2$ ) максимально возможно увеличивать угол скрутки жил, а направление скрутки кабеля в спираль должно быть противоположным направлению скрутки жил. Для большого числа жил ( $n \geq 3$ ) следует максимально уменьшать угол скрутки жил по слоям.

**Выводы.** 1. Задача повышения надежности растягивающихся кабелей управления, рассматриваемая механически как задача повышения их усталостной прочности, сведена к определению значений углов свивки, обеспечивающих минимальную величину максимальной из интенсивностей напряжений по жилам.

2. При поиске оптимума целевой функции  $\sigma_n^{\max}$  целесообразно перейти к относительной величине, отбросив множитель  $E\varepsilon\xi$ , так как соотношение между интенсивностями напряжений по жилам с изменением величины деформации растяжения кабеля  $\varepsilon\xi$  не изменяется. Поэтому для решения задачи оптимизации при этом не требуется находить неизвестные деформации кабеля.

3. Для поиска оптимальных значений углов свивки использован метод сканирования по области допустимых значений.

4. Определены оптимальные значения углов свивки по слоям для 60 перспективных конструкций растягивающихся кабелей управления.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Глушко М.Ф. Стальные подъемные канаты. М., 1966.
2. Пономарев С.Д. Жесткость и прочность многожильных пружин сжатия. Сб. статей «Динамика и прочность пружин», АН СССР, 1950.

Днепродзержинский государственный технический университет

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА БОЛЬШОГО КОНУСА ЗАСЫПНОГО АППАРАТА ДОМЕННОЙ ПЕЧИ

*Розроблено методику розрахунку напружено-деформованого стану конуса засипного апарату доменної печі. При цьому конус розглядався як зварна конструкція, що складається з тонкостінної конічної обечайки, до вузького краю якої приварено сферичний сегмент, а до широкого краю – кільце жорсткості. Стаття має практичний інтерес при розрахунку міцності швів в зварно-литій конструкції.*

*Разработана методика расчета напряженно-деформированного состояния конуса засыпного аппарата доменной печи. При этом конус рассматривался как сварная конструкция, состоящая из тонкостенной конической обечайки, к узкому краю которой приварен сферический сегмент, а к широкому краю – кольцо жесткости. Работа представляет практический интерес при расчете прочности швов в сварно-литой конструкции.*

*By authors the method of computation of the tense-deformed being of cone of zasipnogo apparata high furnace is developed. At this cone was considered as welded construction, consisting of thin-walled conical obechayki, to the narrow edge which a spherical segment is welded on to, and to the wide edge – a ring is the gesture of bone. Work is of practical interest at computation of durability of stitches in welded-poured construction.*

**Введение.** С увеличением объема доменных печей повышаются давление и температура газа под колошником. В связи с этим повышается нагрузка на засыпные аппараты. Для гарантии их надежной работы необходимо знать напряжения в стенках чаш и конусов. Методика расчета чаш разработана ранее [1]. Методика расчета большого конуса отсутствует, поэтому толщина его стенок, размеры кольца и ребер жесткости выбираются из конструктивных соображений.

**Постановка задачи.** Предложить методику расчёта напряженно-деформированного состояния сварной конструкции большого конуса засыпного аппарата доменной печи.

**Результаты работы.** При центральном опускании большого конуса наибольшее осевое усилие, передаваемое в зоне контакта конуса на чашу, равно

$$N = \left( \frac{\pi D_1^2}{4} \rho + F_e - Q_e \right), \quad (1)$$

где  $p = 0,25 \text{ МПа}$  – давление газа под колошником;

$F_H = 1600000 \text{ Н}$  – усилие в штанге конуса, создаваемое балансиром;

$Q_K = 500000 \text{ Н}$  – вес узла конуса и штанги;

$D_x = 595 \text{ см}$ ;  $N = 80,5 \cdot 10^5 \text{ Н}$ .

Численные значения даны для печи объемом  $2700 \text{ м}^3$ .

Для расчета условно разрежем конус по линиям  $a - a$  и  $b - b$  (рис.1). Сферическую крышку с ребрами жесткости будем считать абсолютно жесткой. Аналогично ра-

боте [1] нижню частку конуса з кутом  $\varphi=63^\circ$  розглядаємо як кільце, навантажено розподіленим кільцевим моментом і розподіленою распорною силою.

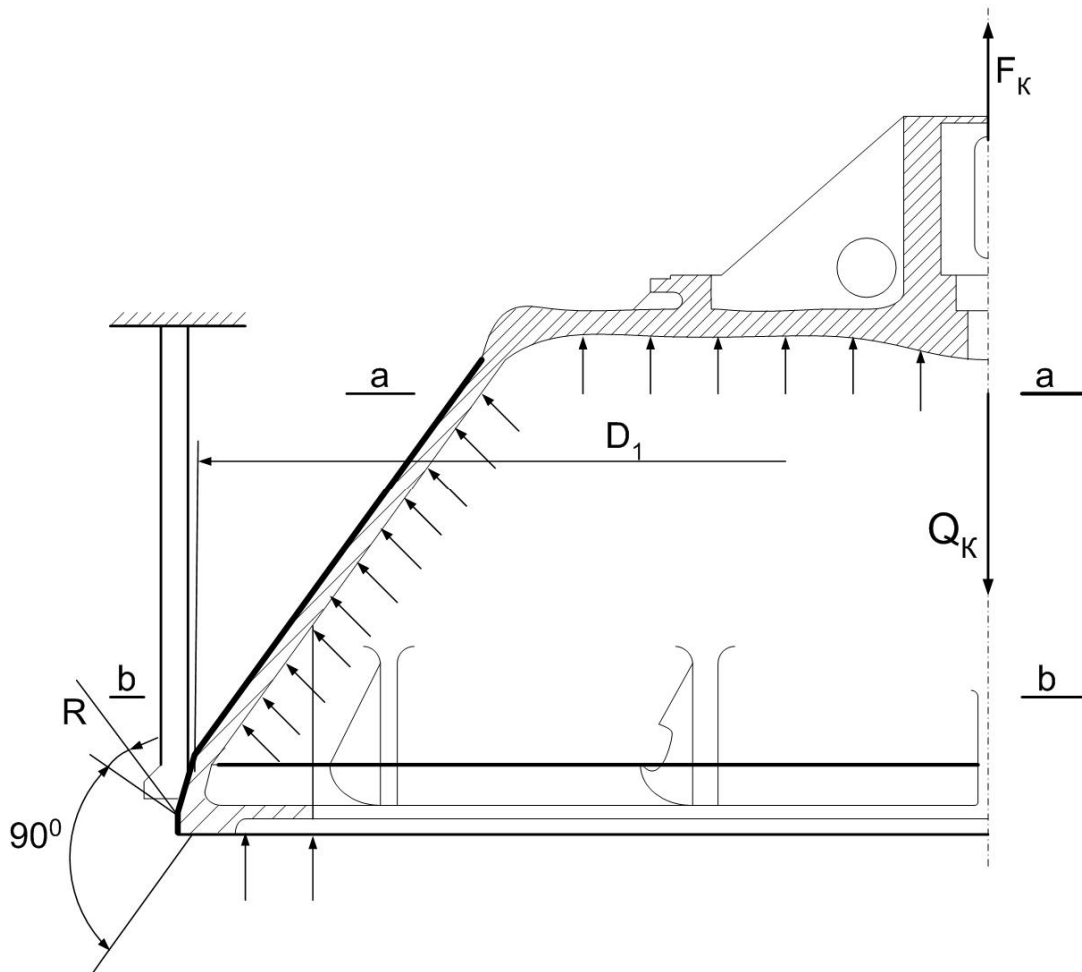


Рисунок 1 – Конус засипного апарату доменної печі

На кільце діє сила  $R$  – реакція з боку чаші, рівномірно розподілена по периметру контакту і направлена по нормалі к поверхні контакту з відхиленням на кут тертя  $\rho = 6^\circ$ :

$$R = \frac{N}{\pi D_1 \cos(\varphi_1 - \rho)} = 7930 \text{ Н / см.}$$

В сеченні  $b - b$  діють вертикальні сили  $q_2 = q_0 + q_3$ ,

где

$$q_0 = \frac{F_k + Q_k}{\pi D_3} = 640 \text{ Н / см.};$$

$$q_3 = \frac{\rho \pi D_3^2}{4\pi D_3} = 3440 \text{ Н / см.}$$

В сеченні  $a - a$  діють сили, направлені вдоволь образуючої конуса [2, с.96,97]:

$$q_1 = \left( \frac{\rho \pi D_2^2}{4} + F_k - \gamma Q_k \right) \frac{1}{\pi D^2 \sin \varphi_2} = 4300 \text{ Н / см};$$

$$D_3 = 550 \text{ см}; D_2 = 340 \text{ см}; \varphi_2 = 53^\circ; H_2 = q_2 \text{ctg } \varphi_2 = 5450 \text{ Н/см}.$$

В выражении для  $q_1$  величина  $\gamma = 0,4$  представляет собой коэффициент, учитывающий вес части конуса, расположенной выше рассматриваемого сечения  $a - a$ ;  $\gamma Q_k = 200000 \text{ Н}$  – вес горловины конуса с ребром жесткости.

При  $(y_2 - y_1) \geq 4$  оболочка считается длинной [3, с.126], и тогда

$$y_1 = 2\lambda \sqrt{l_i}; \lambda^4 = 12(1 - \mu^2) \frac{\text{ctg}^2 \alpha}{\delta^2} = 0.39 \text{ 1/см}^2,$$

$$y_1 = 34; y_2 = 26,6; \lambda = 0.79 \text{ м}^{-1/2}$$

$\alpha = 37^\circ$  – половина угла раствора конуса выше контакта;

$l_1, l_2$  – расстояния от геометрической вершины образующей конуса соответственно до «узкого» и до «широкого» его краев:

$$l_2 = \frac{0.5 D_2}{\cos \varphi_2} = 282 \text{ см};$$

$$l_1 = \frac{0.5 D_3}{\cos \varphi_2} = 458 \text{ см};$$

$\sigma = 7 \text{ см}$  – толщина стенки.

Для определения неизвестных краевых сил и моментов составим уравнения неразрывности. В месте соединения обечайки с горловиной (в сечении  $a - a$ ) уравнения неразрывности имеют следующий вид [3, с.145-151]:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_1 &= \Delta_{x_2} + \Delta'_{M_1} + \Delta'_{\rho}; \\ \mathcal{G}_1 &= \mathcal{G}_{x_2} + \mathcal{G}_{M_1} + \mathcal{G}'_{\rho} + \mathcal{G}'_{q_1}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

а в месте соединения обечайки с кольцом жесткости

$$\left. \begin{aligned} \Delta_2 &= \Delta_{x_2} + \Delta_{M_1} + \Delta''_{\rho} + \Delta''_{q_0} + \Delta_{H_2}; \\ \mathcal{G}_2 &= \mathcal{G}_{x_2} + \mathcal{G}_{M_2} + \mathcal{G}''_{\rho} + \mathcal{G}''_{q_0} + \mathcal{G}_{H_2}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

здесь  $\Delta$  – радиальный прогиб;

$v$  – угол поворота сечения.

Учитывая большую жесткость горловины, принимаем  $\Delta_1 = \mathcal{G}_1 = 0$ .

Согласно работе [4] момент  $M_k$  и угол поворота  $\mathcal{G}_2$  в сечении кольца соответственно равны:

$$M_k = M_2 + Ra + X_2 c_s - q_2 c_2 = M_2 + 27,5 X_2$$

$$\mathcal{G}_2 = \frac{M_2 + D_3 r_{\dot{e}}}{2EI_{\dot{e}}} = \frac{1}{E} (0.25 M_2 + 6.9 X_2).$$

Величину  $\Delta_2$  определим из выражения

$$\Delta_2 = \frac{(X_2 - q_R) D_3 r_{\dot{e}}}{2EF_{\dot{e}}} + \frac{M_{\dot{e}} D_3 r_{\dot{e}} c_3}{2EI_{\dot{e}}} = \frac{1}{E} (3.78 X_2 - 2600 + 6.9 M_2 + 180 X_2),$$

где  $M_k$  – момент сил, действующих на кольцо относительно центра тяжести  $A$  его поперечного сечения;

$I_k = 313000 \text{ см}^2$  – момент инерции сечения кольца относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести;



$F_K = 1692 \text{ см}^2$  – площа поперечного сечення кольца жесткости ( $I_K$  и  $F_K$  определялись с учетом вертикальных ребер жесткости);

$r_K = 284 \text{ см}$ ;

$c_3 = 27,5 \text{ см}$  – расстояние от центра тяжести кольца до места соединения с обечайкой;

$a=0$ ;  $c_2=0$ .

Для конуса диаметром 6200 мм

$$q_R = R \frac{D_1}{2r_K} \cos(90 - \varphi_1 + \rho) = 7000 \text{ Н / см}.$$

Для конической оболочки в сечении  $a - a$  находим [2, с.75-77]

$$\Delta_{X_1} = A_1' X_1; \quad \Delta_{M_1} = B_1' M_1; \quad A_1' = \frac{s_2^3 \sin^2 \varphi_2}{2EI} = \frac{278}{E};$$

$$B_1' = \frac{0.5s_2^2 \sin \varphi_2}{(1 + 0.25 \frac{s_2}{l_2})EI} = \frac{11.6}{E}; \quad \Delta_p' = \frac{pD_2^2}{4E\delta \sin \varphi_2} = \frac{1.29 \cdot 10^4}{E};$$

$$\Delta_{q_1}' = -\mu \frac{D_2 q_1}{2\delta E} = -\frac{1620}{E}; \quad \mathcal{G}_{X_1} = A_2' X_1; \quad A_2' = B_1'; \quad \mathcal{G}_{M_2} = B_2' M_2;$$

$$B_2' = \frac{s_2}{(1 + 0.25 \frac{s_2}{l_2})EI} = \frac{1}{E}; \quad \mathcal{G}_p' = -\frac{pD_2 \text{ctg} \varphi_2}{E\delta \sin \varphi_2} = -\frac{114}{E};$$

$$\mathcal{G}_{q_1}' = \frac{(\text{ctg} \varphi_2) q_1}{E\delta} = \frac{46}{E}; \quad I = \frac{\delta^3}{12} = 28.6 \text{ см}^4;$$

$$r_1 = \frac{0.5D_2}{\sin \varphi_2} = 212 \text{ см}; \quad r_2 = \frac{0.5D_3}{\sin \varphi_2} = 348 \text{ см};$$

$$s_2 = 0.76\sqrt{r_1\delta} = 29.9 \text{ см}; \quad s_1 = 0.76\sqrt{r_2\delta} = 38 \text{ см}.$$

После подстановки этих величин в уравнение (2) получим:

$$0 = 278X_1 + 11.6M_1 + 12900 - 1620;$$

$$0 = 11.6X_1 + M_1 - 114 + 46.$$

Откуда  $M_1 = 9500 \text{ Н} \cdot \text{см/см}$ ;  $X_1 = -760 \text{ Н/см}^2$ .

Для конкретной оболочки в сечении  $b - b$  имеем [3, с.21]:

$$\sigma_1 = \frac{q_1}{\delta} \pm \frac{6M_1}{\delta^2} = 6,0 \text{ и } 17,3 \text{ МПа}$$

(Знак  $<->$  относится к наружной поверхности, а  $<+>$  – к внутренней).

Аналогично для <широкого> края обечайки находим [2]:

$$\Delta_{X_2} = A_1'' X_2; \quad A_1'' = -\frac{s_1^3}{2EI} \sin^2 \varphi_2 = -\frac{610}{E};$$

$$\Delta_{M_2} = B_1'' M_2; \quad B_1'' = \frac{0.5s_1^2 \sin \varphi_2}{(1 - 0.25 \frac{s_1}{l_1})EI} = \frac{20.6}{E};$$

$$\Delta_{H_2} = A_1'' H_2 = -\frac{33,2 \cdot 10^4}{E} \text{ см}; \quad \Delta_p'' = \frac{pD_3^2(2 - \mu)}{8\delta E \sin \varphi_2} = \frac{2,85 \cdot 10^4}{E} \text{ см};$$

$$\Delta_{p_0}'' = -\mu \frac{F_K - Q_K}{2\delta E \pi \sin \varphi} = -\frac{940}{E} \text{ см};$$

$$\mathcal{G}_{X_2} = A_2^3 X_2; \quad A_2'' = B_1''; \quad \mathcal{G}_{M_2} = B_2'' M_2; \quad B_2'' = \frac{-s_1}{(1 - 0.25 \frac{s_1}{l_1}) El} = -\frac{1,35}{E};$$

$$\mathcal{G}_{H_2} = A_2'' H_2 \frac{10800}{E}; \quad \mathcal{G}_p'' = -\frac{3 p D_3 \operatorname{ctg} \varphi_2}{4 \delta E \pi \sin \varphi_2} = \frac{138}{E};$$

$$\mathcal{G}_{q_0} = \frac{(F_{\dot{\epsilon}} - Q_{\dot{\epsilon}}) \operatorname{ctg} \varphi_2}{\delta E \pi D_3 \sin \varphi_2} = \frac{0,86}{E}.$$

После вычисления и подстановки полученных величин в систему (3) имеем:

$$182,8X_2 + 6,9M_2 - 2660 = -610X_2 - 33,2 \cdot 10^4 + 20,6M_2 + 2,85 \cdot 10^4 - 9400;$$

$$0,25M_2 + 6,9X_2 = 20,6X_2 - 1,35M_2 + 10800 + 0,86 \cdot 138,$$

откуда

$$M_2 = 39000 \text{ Н} \cdot \text{см}/\text{см}; \quad X_2 = 3200 \text{ Н}/\text{см}.$$

В месте соединения кольца с обечайкой

$$\sigma_1 = \frac{q_2}{\delta \sin \varphi_2} \pm \frac{6M_2}{\delta^2} = 54,3 \text{ и } -41,3 \text{ МПа}.$$

Определив  $M_b$ ,  $X_1$ ,  $M_2$ ,  $X_2$  и зная  $p$ ,  $R$ ,  $F_K$ ,  $Q_K$  можно рассчитать напряжения в любом сечении по длине оболочки и в кольце, воспользовавшись формулами работ [1] и [3, с.128-134].

Для проверки предлагаемой методики расчета были сопоставлены расчетные и экспериментальные напряжения, определенные тензометрированием модели засыпного аппарата, выполненной в масштабе 1:10.

Давление в подконусном пространстве модели составляло 0,25 МПа. Характер распределения экспериментальных и расчетных напряжений совпадал. Расхождения в измеренных и рассчитанных напряжениях достигали 35-40%, что можно объяснить значительной разнотолщинностью литого конуса, лишь частично (до ребер) устраненную путем механической обработки.

**Выводы.** Расчет прочности большого конуса засыпного аппарата диаметром 6200 мм конструкции УЗТМ, проведенный по данной методике, показал, что  $\sigma = 54,3 \text{ МПа}$ .

Значит, запроектированный конус может успешно работать при  $p=0,25 \text{ МПа}$  и температуре колошниковых газов не выше  $400^\circ\text{C}$  [3, с.340]. При  $t_k > 400^\circ\text{C}$  необходимо (для уменьшения ползучести) снижать давление, увеличивать толщину стенки конуса или изготавливать его из жаростойкой стали.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Добров В.П. и др. Изв. вузов, Черная металлургия, 1960, № 8. – С. 167.
2. Оатул А.А. Круглые плиты и оболочки. Свердловск, 1999.
3. Канторович З. Б. Основы расчета химических машин и аппаратов. Машгиз, 1999.
4. Кац А.М. Теория упругости. Гостехиздат, 1956.

УДК 621.791.011

ПЕРЕМИТЬКО В.В., к. т. н., доцент  
РЕЙДЕРМАН Ю.И., к. т. н., доцент  
ГАМАЗА Э.А.\*, инженер  
ПУЧКОВ В.Н., доцент

Днепродзержинский государственный технический университет  
\*Конструкторское бюро „Южное”

## **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СВАРНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК ИЗ ВЫСОКОПРОЧНЫХ СТАЛЕЙ**

*Розроблено уточнюючу методику розрахунку напружено-деформованого стану зварних циліндричних оболонок, виготовлених зі сталей високої міцності. В статті наводиться методика і результати експериментів, що підтверджують необхідність розробленої методики, її інформативність, проведена верифікація. Наведені дані про використання методики при проведенні проектно-розрахункових робіт.*

*Разработана методика расчета напряженно-деформированного состояния сварных цилиндрических оболочек, изготавливаемых из высокопрочных сталей. В статье приводятся методика и результаты экспериментов, подтверждающих необходимость разработанной методики, ее информативность, проведена ее верификация. Приведены данные об использовании методики при проведении проектно-расчетных работ.*

*The authors of the work have worked out the specified calculation procedure of pressure-deformed state of welded cylinder shells, made of super strong steel. In the article the procedure and the results of experiments, confirming the necessity of developed method, its self-descriptiveness are given, its verification is also stated. The data about the use of the procedure under the carrying out of the project-calculated works are given*

**Введение.** Среди сварных конструкций важное место занимают тонкостенные цилиндрические оболочки из высокопрочных сталей. Такие оболочки предназначены для работы под высоким давлением. При больших диаметрах оболочек в некоторых местах конструкции возникают высокие напряжения, являющиеся следствием осевых усилий, которыми обычно при расчетах пренебрегают. В рассматриваемом же случае их учитывать необходимо [1].

**Постановка задачи.** Разработать метод расчета цилиндрических оболочек с учетом осевой силы [2], более точный по сравнению с классическим. Верифицировать предложенный метод. Верификацию осуществлять путем сравнения результата расчета напряженно-деформированного состояния модели с фактически возникающим, измеренным с помощью тензодатчиков. Разработанный метод должен позволить конструктору предусмотреть размещение сварных швов вне зоны пиков напряжений, являющихся следствием краевого эффекта.

**Результаты работы.** При изготовлении сварных оболочек характерным является возникновение в зоне сварного шва местных пиков остаточных напряжений, для выравнивания которых используется высокотемпературный индукционный отпуск. Насколько эффективен отпуск, позволяет определить разработанный авторами метод неразрушающего контроля – определения остаточных напряжений путем измерения твердости материала околошовной зоны.

С помощью сварных образцов получены зависимости прочностных характеристик (предела прочности и текучести) от значений твердости высокопрочной стали.

Метод этот верифицирован сравнением измерений твердости с данными рентгенографии.

В работе приведены примеры применения предложенной методики в практике конструирования и изготовления сварных оболочек из высокопрочных сталей.

Представленные примеры должны служить подтверждением целесообразности внедрения методики.

Рассмотрены случаи:

а) определения места приложения распорного усилия на обечайке при стыковке ее со шпангоутом для сварки;

б) определения напряжений в обечайке около распорного шпангоута;

в) определения напряженного состояния по данным фактического деформированного состояния.

На рис.1 приведены результаты измерения твердости в сварном соединении из стали СП-28 после сварки и местного индукционного отпуска. Показано распределение твердости по сечению сварного шва для образцов, не подвергавшихся отпуску после сварки (кривая 1). Из рисунка видно, что на расстоянии 7...8 мм в обе стороны от оси шва твердость имеет максимальное значение и составляет 51-52HRC. На расстоянии 7...12 мм имеет место провал до 40,5HRC, а на более удаленных участках твердость снова возрастает и на расстоянии 25 мм от центра сварного шва достигает уровня твердости основного металла. Индукционный отпуск при температуре 300°C в течение одного часа вносит лишь небольшие изменения в картину распределения твердости

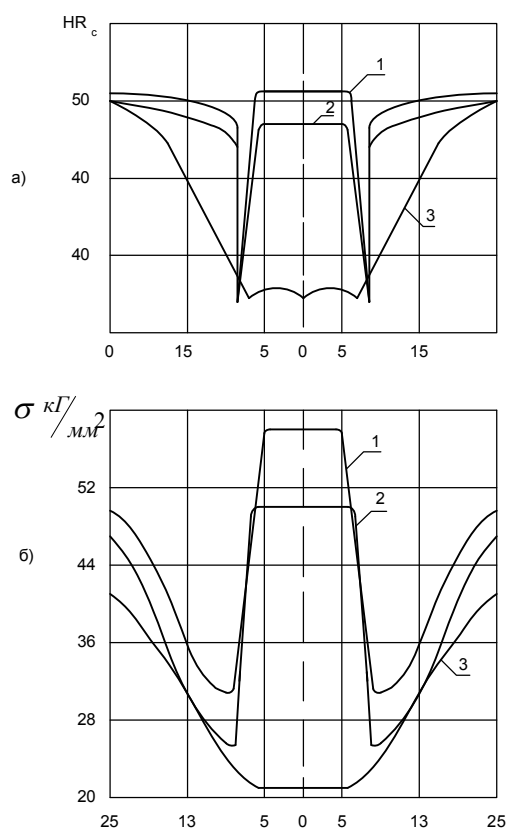


Рисунок 1 – Распределение твердости и остаточных напряжений в околошовной зоне кольцевого сварного соединения

(кривая 2), а существенное выравнивание твердости обеспечивает высокотемпературный индукционный отпуск при температуре 650°C в течение 18...20 минут (кривая 3). Измерение рентгеновским методом остаточных напряжений показало, что распределение напряжений (рис. 1, б) по характеру близко к распределению твердости (рис. 1, а).

На рис.2 показана картина радиального перемещения длинной цилиндрической оболочки, защемленной по торцу при нагружении ее внутренним давлением ( $R=800\text{мм}$ ,  $h=4,5\text{мм}$ , первая кривая получена без учета осевой силы, вторая кривая – в результате тензометрирования, третья – с учетом влияния осевой силы на жесткость оболочки).

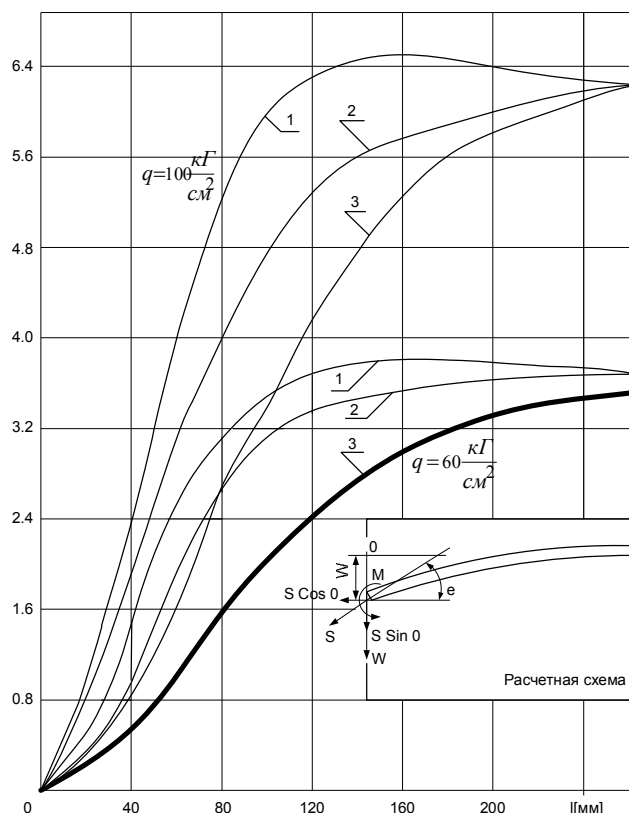


Рисунок 2 – Радиальные перемещения длинной цилиндрической оболочки

Из расчетной схемы на рис.2 следует, что осевая составляющая меридионального усилия не учитывается, в то время как радиальная составляющая создает добавочный прогиб оболочки. Рис.2 позволяет судить об эффективности учета осевой силы при решении краевых задач для сварных емкостей. Для оболочки с толщиной обечайки  $h = 4,5$  мм и радиусом кривизны  $R=800\text{мм}$  определено напряженно-деформированное состояние сварного соединения обечайки с жестким фланцем при нагружении внутренним давлением.

Достоверность перемещений, вычисленных по предложенной методике, подтверждается известным в теории упругости принципом минимума потенциальной энергии для нагруженного тела, в соответствии с которым деформация оболочки по кривой 3 обуславливает меньший запас потенциальной энергии, чем деформация по кривым 1,2.

На рис.3 представлены расчетные и экспериментальные данные о распределении меридиональных и кольцевых напряжений в обечайке около распорного шпангоута днища. Эти данные показывают, что результаты расчетов, полученные по предлагаемым в работе расчетным зависимостям, лучше согласуются с результатами экспери-

ментов (расхождение не превышает 5-10%), чем результаты расчетов по известным зависимостям (расхождение доходит до 80%).

Практическое применение методики показано на примере сборки под сварку обечайки из высокопрочной стали с распорным шпангоутом днища при  $R=380$  мм,  $h=2,2$ мм. В этом случае разница периметров составляет 5,4 мм. По графику на рис.4 можно определить оптимальное расстояние до торца обечайки, на котором необходимо приложить распорное усилие. Применение результатов этого решения позволило в производственных условиях снизить величину смещения кромок в кольцевых швах на 30% и повысить качество и точность изготовления емкостей.

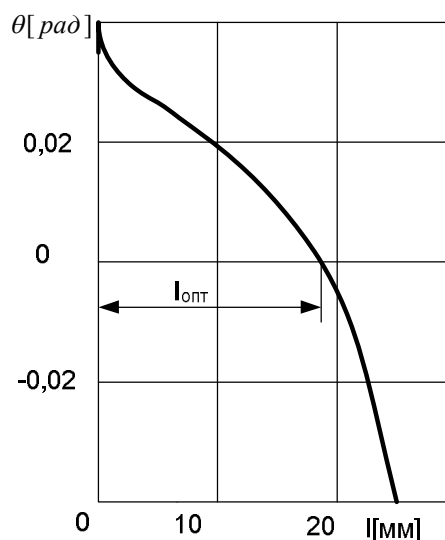
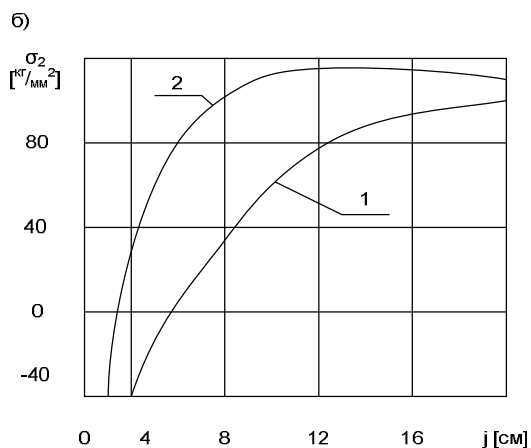
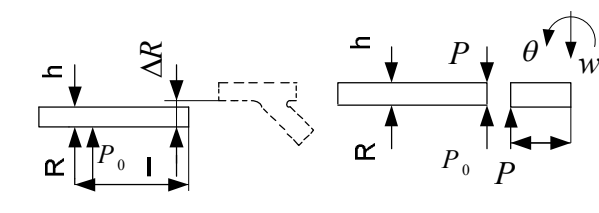
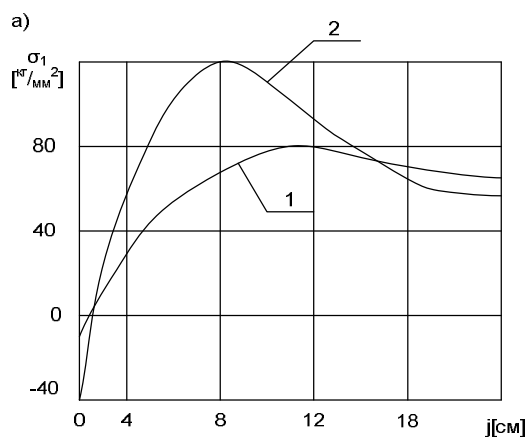


Рисунок 3 – Распределение напряжений в обечайке около распорного шпангоута

Рисунок 4 – Определение места приложения распорного усилия на обечайке при стыковке ее по шпангоуту для сварки

На рис.5 продемонстрировано, как пользоваться для определения величины остаточных напряжений, возникающих при укорочении кольцевого шва, разработанным способом, заключающимся в том, что по окончании процесса сварки и термообработки измеряют прогибы оболочки и производят построение эпюры прогибов.

Численным дифференцированием или визуально, по эпюре, определяют точки перегиба, в которых изгибающий момент равен нулю. Затем схематически расчленяют обечайку на составные части через найденные точки перегиба. По полученной математической модели в качестве примера проведен расчет величины и характера распределения остаточных сварных напряжений для оболочки диаметром 1450 мм и толщины стенки 1,5 мм.

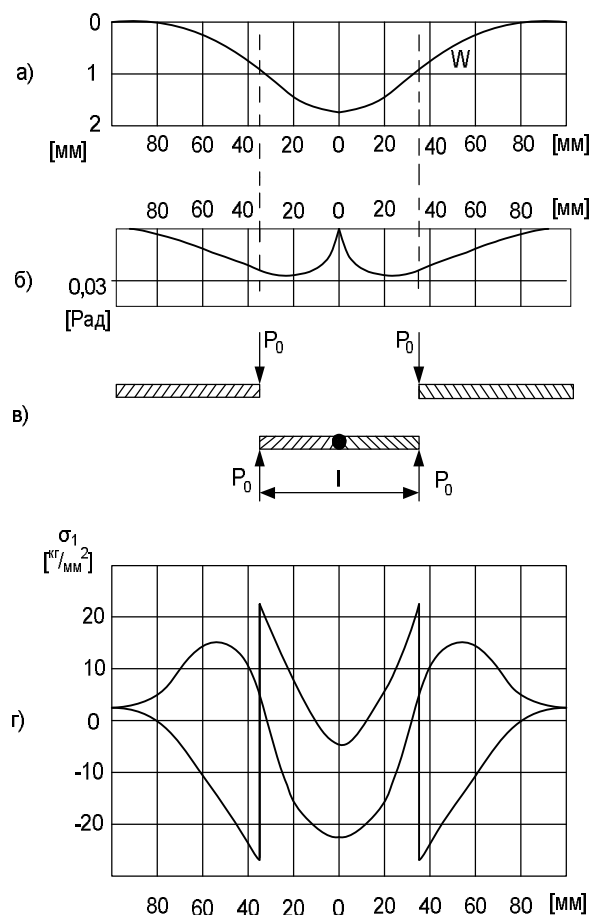


Рисунок 5 – Последовательность определения напряжений от укорочения кольцевого шва

Зависимости, представленные на рис.5, подтверждают, что полученная закономерность удовлетворительно отражает фактическое распределение остаточных напряжений, так как экспериментальные и расчетные значения прогибов практически совпадают. Результаты обобщения методики расчета допустимой величины смещения кромок позволили расширить допуск на смещение до половины толщины стенки свариваемых обечаек. Последующие гидравлические испытания подтвердили высокую несущую способность емкостей с указанным смещением кромок. Разрушения происходили вне зоны кольцевых швов, выполненных со смещением кромок.

**Выводы.** Экспериментальные исследования подтвердили, что на основе предложенного расчетного способа, учитывающего осевое усилие, могут быть решены практические задачи по оптимальному расположению замыкающего кольцевого шва на емкости с учетом напряженно-деформированного состояния оболочки и механических свойств металла шва.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. М.: Госиздат, 1963. – 450с.
2. Рейдерман Ю.И. и др. Расчет напряженно-деформированного состояния цилиндрических оболочек. М.: Машгиз, 1980. – 250с.

Дніпродзержинський державний технічний університет  
Національний гірничий університет\*

## ВПЛИВ ПОРИВУ ТРОСА НА МІЦНІСТЬ ГУМОТРОСОВОГО ТЯГОВОГО ОРГАНА СТУПІНЧАТОЇ КОНСТРУКЦІЇ

*Для гумотросового каната з ушкодженням довільним тросом та змінною по довжині їх кількістю визначені коефіцієнти нерівномірності розподілу сил поміж тросами.*

*Для резинотросового каната с поврежденным произвольным тросом с переменным по длине их количеством определены коэффициенты неравномерности распределения сил между тросами.*

*For rope with the damaged reinforcing element and to the variables on length the coefficients of concentration are certain their amount forces.*

**Вступ.** Світовий океан займає значну частину земної поверхні. Обмеженість ресурсів, розташованих на суходолі, має бути компенсована видобутком корисних копалин з морських глибин. Значні довжини канатів визначають і їх значну вартість. Канати, як і будь який технічний засіб, в процесі експлуатації зношуються, частково руйнуються. Локальні руйнування каната можуть призводити до його обриву та втрати.

**Постановка задачі.** Визначення запасів міцності канатів для підняття корисних копалин зі значних глибин, за яких максимальні напруження в перерізі часткового руйнування каната не призведуть до їх розриву, – це актуальна задача. Канат для підйому вантажів з надвеликих глибин повинен мати ступінчасту конструкцію (рис.1), яку нескладно реалізувати на основі гумотросового каната.

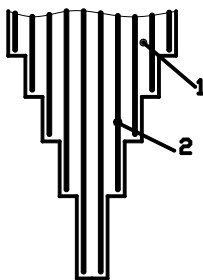


Рисунок 1– Схема каната ступінчастої конструкції

В гумотросовому канаті 1 суміжні троси 2 мають різний напрям закручування. Для упередження закручування канату при його навантаженні кількість тросів в ньому парна. Відповідно, ступінчастий канат має бути симетричним відносно поздовжньої осі. Питанням дослідження напруженого стану гумотросових канатів та стрічок присвячені роботи Бельмаса І.В., Колосова Л.В., Височина Е.М., Завгороднього Є.Х. [1] та співавторів статей [2, 3]. У роботах вказаних авторів розроблена математична модель каната, досліджено напружений стан гумотросових стрічок та канатів з пошкодженими тросами, але вплив розриву троса в канаті ступінчастої конструкції на його напружений



стан не досліджувався. Це не дозволяє визначити допустимі коефіцієнти запасу міцності цілих канатів та в канаті з ушкодженим тросом.

Умова парності тросів в гумотросовому канаті призводить до того, що мінімальна кількість тросів в кінцевому перерізі не може бути меншою за два. Максимальна кількість тросів може бути обмежена лише конструкцією підйомної машини (шириною барабану). Система рівнянь рівноваги тросів має вигляд:

$$\begin{cases} E F \frac{d^2 u_1}{dx^2} + \frac{Gd}{h} (u_2 - u_1) = 0, \\ E F \frac{d^2 u_i}{dx^2} + \frac{Gd}{h} (u_{i+1} - 2u_i + u_{i-1}) = 0, \\ E F \frac{d^2 u_M}{dx^2} + \frac{Gd}{h} (u_{M-1} - u_M) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де  $u_i$  – переміщення  $i$ -того троса вздовж вісі  $x$ ;  $G$  – приведений модуль зсуву матеріалу поміж тросами;  $E F$  – жорсткість тросів на розтяг;  $d$  – діаметр троса;  $h$  – відстані поміж тросами;  $i=1, 2, \dots, M$ ,  $M$  – кількість тросів в канаті.

В системі рівнянь (1) кількість тросів в канаті  $M$  незмінна. В канаті ступінчастої конструкції ця кількість змінюється дискретно. Канат ступінчастої конструкції можна уявити як систему з'єднаних поміж собою відрізків гумотросового каната. При цьому кількість тросів на суміжних відрізках від приєданого вантажу до барабана підйомної машини має зростати на два троси. Прийmemo, що довжини усіх таких відрізків перевищують довжини ділянок локального перерозподілу напружень, зумовлених зміною кількості тросів на межі їх з'єднання. В такому випадку довжини двох суміжних ділянок не будуть впливати на напружений стан в місці їх з'єднання.

На підставі вище наведеного розглянемо гумотросовий канат, в якому в перерізі  $x=0$  кількість тросів змінюється від  $M+2$  до  $M$ . Розділимо відрізок каната на два відрізка. Прийmemo, що канат навантажено силою розтягу  $P$ . В перерізі зміни кількості тросів ушкоджено довільний  $k$ -трос. Сформулюємо граничні умови й умови сумісності деформування сполучених відрізків каната з різною кількістю тросів:

а) якщо  $x=0$ , то зусилля розтягу в крайніх першому та  $(M+2)$  тросі першого відрізу

$$P^{[1]}_{M+2}=0; \quad P^{[1]}_1=0; \quad (2)$$

зусилля розтягу тросів та їх переміщення попарно збігаються для усіх тросів, окрім ушкодженого:

$$\begin{aligned} p^{[1]}_i &= p^{[2]}_i \quad (2 \leq i \leq M) \quad p^{[1]}_k = 0; \\ u^{[1]}_i &= u^{[2]}_i \quad (2 \leq i \leq M, i \neq k), \quad u^{[1]}_k - u^{[2]}_k = U; \end{aligned} \quad (3)$$

б) на значній відстані від перерізу  $x=0$

$$x \rightarrow -\infty \quad p_i^{[1]} = p_{i\pm 1}^{[1]}, \quad x \rightarrow \infty \quad p_i^{[2]} = p_{i\pm 1}^{[2]}. \quad (4)$$

Врахувавши умови (4), розв'язок системи рівнянь (1) для кожного відрізу шукали у формі:

$$u_i^{[1]} = \sum_{m=1}^{M+2} A_m e^{\beta_m^{[1]} x} \cos(\mu_m^{[1]} (i - 0.5)) + \frac{Px}{(M+2)EF}, \quad (5)$$

$$u_i^{[2]} = \sum_{m=1}^M B_m e^{-\beta_m^{[2]} x} \cos(\mu_m^{[2]}(i-0.5)) + \frac{Px}{MEF} + a_2, \quad (6)$$

де  $\mu_m^{[1]} = \frac{\pi m}{M+2}$ ;  $\mu_m^{[1]} = \frac{\pi m}{M}$   $\beta_m^{[1]} = \sqrt{2 \frac{G}{EF} (1 - \cos \mu_m^{[1]})}$ .

Скориставшись законом Гука, визначали зусилля розтягу тросів каната на першій та другій ділянках:

$$p_i^{[1]} = \sum_{m=1}^{M+2} A_m e^{\beta_m^{[1]} x} \cos(\mu_m^{[1]}(i-0.5)) \beta_m^{[1]} x EF + \frac{P}{(M+2)}, \quad (7)$$

$$p_i^{[2]} = \sum_{m=1}^M -B_m e^{-\beta_m^{[2]} x} \cos(\mu_m^{[2]}(i-0.5)) \beta_m^{[2]} EF + \frac{Px}{M}. \quad (8)$$

Невідомий зазор поміж кінцями ушкодженого троса  $U$  задавали сумою

$$U \left[ \frac{2}{M} \sum_{m=1}^M \cos(\mu_m^{[2]}(k-0.5)) \cos(\mu_m^{[1]}(i-0.5)) + \frac{1}{M} \right]. \quad (9)$$

З урахуванням наведеного, підставивши вирази (5, 6) в граничні умови (2) та (3), отримали систему алгебраїчних рівнянь порядку  $2M+3$ . З використанням отриманої системи (9) визначили невідомі сталі інтегрування та невідоме значення різниці переміщень кінців троса в перерізі його розриву – зазор поміж кінцями розірваного троса –  $U$ .

Скориставшись визначеними сталими інтегрування, визначили характер розподілу зусиль в канаті з ушкодженим тросом. Приймали, що навантаження на кожен трос каната дорівнює одиниці. Розглядали ділянку зменшення кількості тросів в канаті з семи до п'яти. Розподіл навантажень від дії одиничної сили  $r$  для випадку ушкодження середнього троса показано на рис.2.

Розподіл для випадку ушкодження в перерізі зменшення кількості тросів першого з краю цілого троса наведено на рис.3.

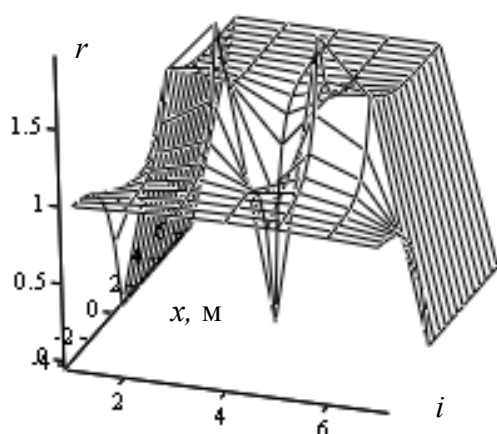


Рисунок 2 – Графік розподілу коефіцієнтів навантаження  $r$  тросів ( $i$ ) для випадку  $M=5$  при ушкодженню середньому тросі в перерізі зміни кількості тросів в ступінчастому канаті

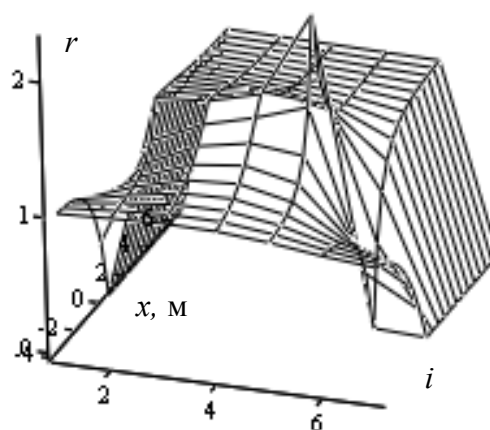


Рисунок 3 – Графік розподілу коефіцієнтів навантаження  $r$  тросів ( $i$ ) для випадку  $M=5$  при ушкодженню крайньому тросі в перерізі зміни кількості тросів в ступінчастому канаті

Максимальне значення коефіцієнта розподілу зусиль відповідає коефіцієнту нерівномірності навантаження тросів  $K$ . При цьому умовно зусилля у відсутньому крайньому тросі другої ділянки показано рівним нулю. Графік побудовано в залежності від довжини ( $x$ ) та номера троса  $i$ .

**Результати роботи.** Наведені рисунки свідчать про суттєвий вплив ушкоджень та їх розташувань на розподіл сил розтягу тросів каната. Дослідження впливу кількості тросів в канаті показують, що зі зростанням кількості тросів в канаті зменшуються і значення коефіцієнтів нерівномірності навантажень тросів – аналога коефіцієнта концентрації напружень. Результати дослідження такого впливу показані на графіках (рис.4).

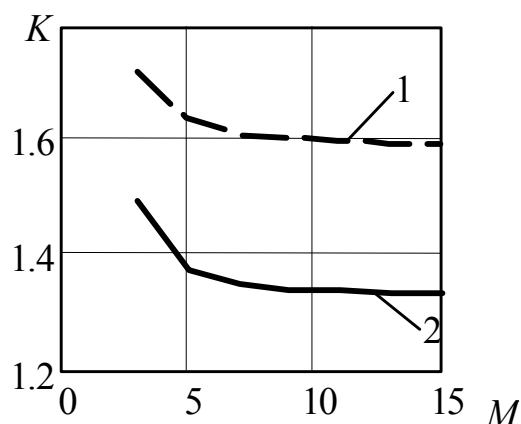


Рисунок 4 – Графіки залежності коефіцієнтів концентрації навантаження тросів  $K$  від кількості тросів  $M$ : 1 –ушкоджений крайній ( $M$ -тий) трос, 2 – ушкоджено середній трос каната

Наведені залежності показують, що ушкодження крайнього троса більш небезпечне, при зростанні кількості тросів коефіцієнт нерівномірності розподілу зусиль в канаті зменшується від 1,8 до 1,6 при ушкодженому крайньому тросі та від 1,5 до 1,3 при ушкодженому найбільш віддаленому від країв каната тросі. При кількості тросів понад 15 ці коефіцієнти не залежать від кількості тросів. Крайній трос більше навантажений за інші внаслідок конструкції каната. Відповідно він має меншу довговічність, ймовірність його ушкодження вища.

**Висновки.** Коефіцієнт запасу міцності каната ступінчастої конструкції треба обирати з умови ушкодження крайнього троса з урахуванням залежності коефіцієнта нерівномірності поділу сил. При кількості тросів в канаті понад 15 значення коефіцієнта запасу не мають перевищувати 1,3.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Бельмас И.В. Основы теории и расчета резинотросовой конвейерной ленты с учетом его пространственной формы. – Дис. докт. наук: 05.05.06, 01.02.06. – Днепропетровск. – 1993. – 312с.
2. Бельмас І.В., Білоус О.І., Танцура Г.І. Передача сили третям гнучкому тяговому органу/ Сборник научных трудов Национальной горной академии Украины. – №13. Том 2. – 2002. – С.48-53.
3. Колосов Д.Л. Обґрунтування параметрів та конструкцій двошарових гумотросових конвеєрних стрічок для гірничих підприємств. Дис. канд. техн. наук: 05.05.06. – Дніпропетровськ, 2002. – 164с.