

УДК 63 621 678.07

Т.Рибак, докт.тех.наук; А.Бабій

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

ОСОБЛИВОСТІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМІВНОГО СТАНУ БАКІВ ОКРЕМИХ МАШИН ДЛЯ ХІМІЧНОГО ЗАХИСТУ

На основі аналізу теоретичних та експериментальних досліджень напружень, що виникають в оболонковій конструкції машини для хімічного захисту у рослинництві визначено оптимальні геометричні розміри опор та встановлено оптимальний варіант закріплення оболонки до основи, а також приведені рекомендації щодо спрощення даної конструкції машини в цілому.

Умовні позначення:

- P_0 – рівномірно розподілене поперечне навантаження;
 T_0 – сила притискування гнучких бандажів-ложементів до опори;
 a – ширина опори;
 b – відстань від середини оболонки до опори;
 P_n – гідростатичний тиск;
 ξ – безрозмірна поздовжня координата, $\xi = \frac{x}{R}$;
 R – радіус оболонки;
 γ – питома вага рідини;
 x, y, z – відповідні координати;
 η_z, η_y – коефіцієнти перенавантаження в напрямках осей OZ (вертикальної) і OY (бокової);
 $\varphi = y/R$ – безрозмірна координата;
 $\omega(\xi, \varphi), q(\xi, \varphi)$ – радіальне переміщення та навантаження;
 μ_1, μ_2, E_1, E_2 – коефіцієнт Пуасона і модулі пружності матеріалу оболонки в поздовжньому ($i=1$) та поперечному ($i=2$) напрямках;
 h – товщина оболонки;
 c – коефіцієнт податливості опорної основи (прокладки ложемента);
 n, k, t – номери гармонік;
 σ_1, σ_2 – напруження (поздовжні та кільцеві);
 τ – дотичне зусилля;
 R_e – вертикальна опорна реакція.

В процесі удосконалення і розвитку сучасної техніки, зокрема сільськогосподарської, широке застосування знайшли багатошарові конструкції, що виготовляються з матеріалів із суттєво відмінними фізико-механічними властивостями у різних напрямках. Шарова структура обумовлює поєднання сприйняття зовнішнього навантаження та перерозподілу його між структурними шарами. У деяких випадках структурні шари призначені для захисту конструкції від теплових, хімічних, радіаційних та інших впливів.

Поєднуючи позитивні властивості певних шарів конструкції, можна забезпечити їй відповідну надійну роботу і довговічність. При сучасній технології існує багато ефективних способів виготовлення конструкцій з так званих композиційних матеріалів. Наприклад, намотка та пряме пресування дозволяє одержати виріб з декількох шарів. Для визначення напружено-деформівного стану багатошарових композитів застосовується теорія, що поєднує узагальнення класичних методів

розрахунку пластин та оболонок і теорії розрахунку тришарових конструкцій, а також взаємодії їх елементів з опорами.

Типовим представником армівних матеріалів, що мають шарово-волокнисту структуру, є склопластик [1].

На основі склопластикових волокон виготовляються баки, напрямні повітропроводи вентиляторних установок та різні конструкції комунікацій машин для хімічного захисту у рослинництві.

Широко використовуються баки з композиційних матеріалів, типу циліндричної оболонки, на машинах ОН-400-5, ОП-2000, ПЖУ-2.5, ОПВ-2000, що працюють в складних експлуатаційних умовах і заповненні робочою рідиною - отрутохімікатами.

Тому актуальним є дослідження характеру взаємодії з опорою ємкості заповненої робочою рідиною.

Задачі контактної взаємодії оболонкових конструкцій з опорами-ложементами при довільному навантаженні, як показала практика, досить ефективно розв'язуються при використанні метода тригонометричних рядів Фур'є.

В окремому випадку взаємодія безмежно довгих циліндричних оболонок з пружним ложементом (суцільним та з симетричним вирізом) структура вихідних співвідношень дає можливість отримати замкнене аналітичне рішення [2]. Такий підхід дає значний ефект з огляду застосування тригонометричних рядів.

Склопластиковий бак розглядаємо як ортотропну циліндричну оболонку підкріплену на торцях днищами [3], рис. 1.

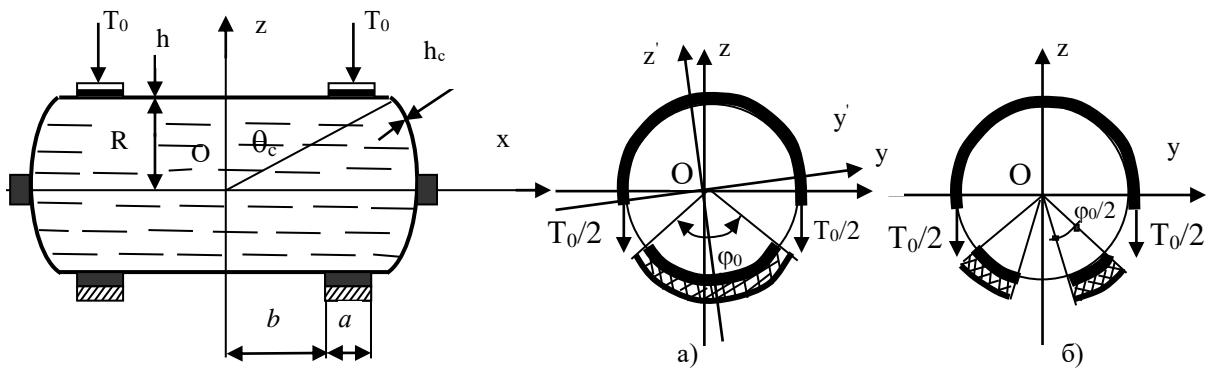


Рис.1. Схема кріплення бака на опори-ложементи:

- а) суцільний ложемент;
- б) ложемент з вирізом.

Опори оболонки симетричні з шириною a та кутом охоплення φ_0 розміщені на відстані b від середини оболонки. Ребро жорсткості даного бака, виготовлене у вигляді фланця, має площу поперечного перетину F_0 . Для фіксації оболонки використовуються гнучкі бандажі-ложементи, що притискають її із силою T_0 . Бак вважається повністю заповненим робочою рідиною, сприймає поперечне перенавантаження.

Наше завдання полягає у дослідженні напружено-деформівного стану оболонки з використанням різних варіантів її кріплення до опори.

Сила натягу T_0 гнучких бандажів-ложементів діє на оболонку як рівномірно розподілене поперечне навантаження

$$P_0 = \frac{T_0}{2Ra}, \quad (1)$$

а ділянку його дії можна подати такою нерівністю [4, 5]:

$$b \leq x \leq (b+a),$$

що визначає дію сили T_0 у поздовжньому напрямку і

$$|\varphi| \leq \frac{\pi}{2},$$

що визначає дію сили T_0 залежно від кута охоплення гнучким хомутом. Враховуючи всі ці фактори, тобто наявність вертикального і бокового перенавантаження, отримано залежність для визначення гідростатичного тиску:

$$P_n(\xi, \varphi) = \gamma R [\eta_z (1 - \cos \varphi) + \eta_y (1 - \sin \varphi)]. \quad (2)$$

Залежність визначення радіального переміщення та навантаження отримано у вигляді рядів Фур'є при змінному параметрові φ [3]:

$$\omega(\xi, \varphi) = \sum_{n=0}^{\infty} \omega_n(\xi) \cos(n\varphi), \quad q(\xi, \varphi) = \sum_{n=0}^{\infty} q_n(\xi) \cos(n\varphi), \quad (3)$$

Для випадку коли $n=0$ маємо осесиметричну деформацію оболонки, що описується диференціальним рівнянням простого краєвого ефекту

$$\frac{d^4 \omega_0}{d\xi^4} + \frac{12E_0 R^2}{E_1 h^2} (1 - \mu_1 \mu_2) = q_0(\xi) \frac{12R^4}{E_1 h^3} (1 - \mu_1 \mu_2) \quad (4)$$

При $n=1$ радіальне переміщення оболонки записується як прогин балки у вигляді наступного диференціального рівняння:

$$\frac{d^4 \omega_1}{d\xi^4} = \frac{R^2}{E_1 h} q_1(\xi). \quad (5)$$

При $n \geq 2$ деформівний стан оболонки описується рівнянням основного напруженого стану

$$\frac{d^4 \omega_n}{d\xi^4} + \frac{E_2}{E_1} \frac{h^2 n^2 (n^2 - 1)^2}{12R^2 (1 - \mu_0^2)} \omega_n = \frac{R^2 n^4}{E_0 h} q_n(\xi). \quad (6)$$

Розв'язуючи рівняння (4)-(6), ми приходимо до вирішення задачі контактної взаємодії циліндричної оболонки та дискретно-пружної основи довільної протяжності.

Розглянута конструкція опор сприйматиме таке навантаження:

- не в околі контакту циліндричної оболонки і пружної основи сумарне поверхневе навантаження дорівнює заданому зовнішньому навантаженню

$$q(\xi, \varphi) = P(\xi, \varphi); \quad (7)$$

- в околі контакту

$$q(\xi, \varphi) = P(\xi, \varphi) - c\omega(\xi, \varphi). \quad (8)$$

Помножимо кожне із співвідношень на $\cos k\varphi \cdot \cos \frac{t\pi R}{l} \xi$, інтегруючи на всій поверхні оболонки та сумуючи ліві і праві частини, одержимо інтегральні рівняння контактної задачі:

$$\begin{aligned} & \int_0^{1/R\pi} \int_0^{\pi} q(\xi, \varphi) \cos k\varphi \cos \frac{t\pi R}{l} \xi d\xi d\varphi + c \int_{\xi_1}^{\xi_2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \omega(\xi, \varphi) \cos k\varphi \cos \frac{t\pi R}{l} \xi d\xi d\varphi = \\ & = \int_0^{1/R\pi} \int_0^{\pi} P(\xi, \varphi) \cos k\varphi \cos \frac{t\pi R}{l} \xi d\xi d\varphi \end{aligned} \quad (9)$$

Після перетворень отримано залежності для визначення кільцевих та поздовжніх напружень оболонки:

$$\sigma_1^{\pm} = \frac{1}{h(1 - \mu_1 \mu_2)} \left[\left(1 - \frac{E_2}{E_1} \mu_1 \mu_2\right) \left(N_1 \pm \frac{6M_1}{h}\right) + \mu_2 \left(1 - \frac{E_2}{E_1}\right) \left(N_2 \pm \frac{6M_2}{h}\right); \right]$$

$$\sigma_2^{\pm} = \frac{1}{h(1-\mu_1\mu_2)} \left[\left(1 - \frac{E_2}{E_1} \mu_1\mu_2\right) \left(N_2 \pm \frac{6M_2}{h}\right) + \mu_1 \left(1 - \frac{E_2}{E_1}\right) \left(N_1 \pm \frac{6M_1}{h}\right) \right]; \quad (10)$$

Напружений стан оболонки досліджувався на прикладі машини для хімічного захисту у рослинництві ОН-400 при таких вихідних даних:

- товщина стінки оболонки $h = 3,5 \cdot 10^{-3}$ м;
- радіус оболонки $R=0,35$ м;
- довжина $2l=1,04$ м;
- площа поперечного перетину ребра жорсткості $F_0=0,02$ м²;
- координата краю дна, $\Theta_c = \frac{\pi}{9}$;
- товщина сферичного дна, $h_c = 3,5 \cdot 10^{-3}$ м;
- модулі пружності в поздовжньому і поперечному напрямках, $E_1 = 1,8 \cdot 10^4$ МПа, $E_2 = 2,2 \cdot 10^4$ МПа;
- коефіцієнти Пуасона у відповідних напрямках, $\mu_1 = 0,12$, $\mu_2 = 0,18$;
- коефіцієнти податливості опорної основи, $c = 100 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;
- $\alpha = \frac{\pi}{9}$ - кут, що характеризує відхилення осі OZ' від вертикалі (осі OZ).

Приймаємо коефіцієнти перенавантаження у площинах: поздовжньо-горизонтальній $\eta_y = \pm 2,8$, вертикальній $\eta_z = 5$ (знаки “+” і “-“ означають відповідно початок руху та гальмування машини).

Величина сили притискування T_0 змінювалася в межах від 900 до 1500 Н, а параметри a і b у розрахунках приймалися із такими значеннями:

- 1) $a=0,06$ м, $b=0,22$ м;
- 2) $a=0,04$ м, $b=0,24$ м;

Вплив повного кута охоплення ложементу φ_0 оцінювався для таких випадків:

а) суцільний ложемент з повним кутом охоплення $\varphi_0 = 130^\circ$ - контакт в одному околі $\varphi_1 = 95^\circ$; $\varphi_2 = 225^\circ$, що відповідає повному приляганню оболонки до опори (рис.1а);

б) ложемент з вирізом та повним кутом охоплення $\varphi_0 = 70^\circ$, що відповідає контактам з двома суміжними ложементами: $\varphi_1 = 110^\circ$, $\varphi_2 = 145^\circ$, $\varphi_3 = 175^\circ$, $\varphi_4 = 210^\circ$ (рис.1б).

Таблиця 1

Результати вимірювань трикомпонентних прискорень центра маси бака обприскувача ОН-400, м/с² *

Швидкість руху, Км/год	Поперечно-горизонтальна складова Д4		Поздовжньо-горизонтальна складова Д5		Вертикальна складова Д6	
	max	min	max	min	max	min
8*	17,5	10,3	12,5	6,1	17,5	10,3
8**	19,7	11,4	14,5	7,6	19,7	11,4
10*	21,7	14,5	14,9	8,8	21,7	14,5
10**	24,0	14,9	17,6	10,3	24,0	14,9
15***	22,9	14,0	23,2	6,6	22,9	14,0
20***	22,9	19,9	28,8	10,9	22,9	14,0

*Примітка: рух проводився із

* вимкненим вентилятором;

** увімкненим вентилятором;

*** при транспортуванні.

Реальні зусилля та моменти, що діють в оболонці при виконанні робочого процесу, знаходилися через визначення динамічних перенавантажень у центрі мас бака машини при допомозі вібровимірювальної апаратури ВИБ-6ТН і вібродатчиків ДУ-5С. Останні встановлювалися в центрі переднього і заднього днищ бака, а орієнтація закріплення змінювалася так, що в процесі вимірювань отримували трикомпонентні прискорення (вертикальні, поздовжньо- і поперечно горизонтальні).

Підставляючи одержані результати у залежності, що визначають поздовжні та кільцеві зусилля і моменти, із наступною підстановкою їх у вирази (10) для знаходження відповідних напружень, маємо при таких розрахункових схемах навантаженості:

Таблиця 2

Розрахункові навантаження бака

Розрахункове навантаження	a, м	b, м	T ₀ , Н	η _y	Розрахункове навантаження	a, м	b, м	T ₀ , Н	η _y
I	0,06	0,22	900	2,8	V	0,06	0,22	900	-2,8
II	0,04	0,24	900		VI	0,04	0,24	900	
III	0,06	0,22	1500		VII	0,06	0,22	1500	
IV	0,04	0,24	1500		VIII	0,04	0,24	1500	

Таблиця 3

Значення розрахункових напружень

Схема опор бака	Розрахункове навантаження	Максимальні значення напружень, МПа			φ, град
		σ ₁	σ ₂	σ _{екв}	
Рис. 1а. Повний контакт, φ ₀ = 130°	I	32	-97	-129	122
	II	32	-107	-139	
	III	41	-136	-177	
	IV	39	-153	-192	
	V	18	-60	-78	
	VI	19	-85	-104	
	VII	26	-106	-132	
	VIII	27	-118	-144	
Рис. 1б. Неповний контакт, φ ₀ = 70°	I	18	-163	-182	163
	II	22	-175	-197	
	III	31	-226	-257	
	IV	33	-241	-274	
	V	39	-193	-232	
	VI	41	-226	-267	
	VII	48	-244	-292	
	VIII	48	-264	-312	

У таблиці 3 приведені значення поздовжніх σ₁, кільцевих σ₂ та еквівалентних напружень, отриманих аналітично

$$\sigma_{екв} = \sigma_2 - \sigma_1,$$

кільцева координата φ точки, де досягається цей максимальний рівень.

Аналізуючи значення напружено-деформівного стану оболонки в околі контакту з опорою, можна зробити висновок: небезпечними виявлено спирання бака за рисунком 1б з неповним контактом, тобто на ложементи з вирізом, що відповідає VIII-у розрахунковому випадку. Зменшення зони контакту в кільцевому напрямку суттєво впливає на збільшення напружень у порівнянні із зміною ширини опорної основи, де вплив цієї зміни є менш суттєвий.

Розглянемо наступний випадок визначення напружено-деформівного стану бака машини класу ОН-400 з опорою його на фланець [6], рис.2.

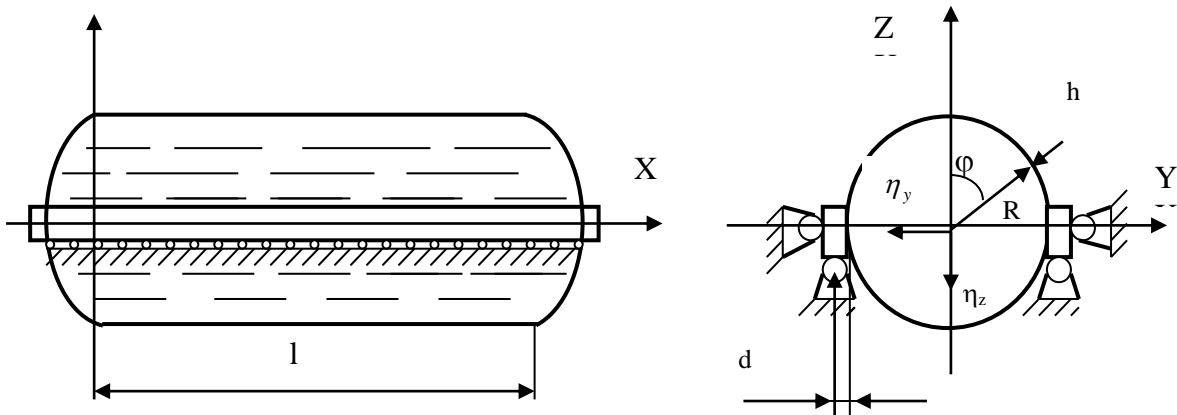


Рис. 2. Схема кріплення бака “за фланець”.

Як і в попередньому випадку оболонка піддається гідростатичному тиску (2), і вздовж фланця в кільцевому напрямку діють зосередженні рівномірно розподілені по довжині оболонки навантаження: при дії вертикального перенавантаження η_z – дотичні зусилля

$$\tau = \pi R^2 \gamma \eta_z ; \quad (11)$$

від бокового перенавантаження η_y – радіальні зусилля

$$P = \pi R^2 \gamma \eta_y \quad (12)$$

Крім загальних силових факторів, в даній задачі врахована також вертикальна реакція R_e , що діє на відповідній відстані d від середньої лінії опори оболонки, тобто фланця. Вертикальна реакція R_e викликає реактивний момент M_{R_e} розподілений вздовж фланця. Значення максимальних кільцевих напружень при закріпленні бака за фланець дорівнює $\sigma_2 = 11$ МПа, яке за величиною майже у 6 разів є менше від мінімального значення $\sigma_2 = 60$ МПа при закріпленні бака на ложементи з повним кутом охоплення $\varphi_0 = 130^\circ$.

На основі проведеного дослідження та застосуванні описаного способу кріплення склопластикового бака до основи, рекомендується: зменшити кількість шарів склотканини на 20%; оптимізація конструкції та зменшення її маси, за рахунок деталей кріплення бака хомутами, які анулюються. Для розглянутої конструкції машини ОН-400 це зумовить зменшення маси, спростить технологію виготовлення, підвищить надійність та довговічність в цілому.

On the base of analysis of theoretical and experimental researches of strains, which arise in the shell construction of the machine for a chemical protection in vegetation branch optimum geometric sizes of support places is defined. The optimum variant of fastening of shell to the basis of the construction is defined. Some recommendations concerning simplification of the given machine design are suggested in the article.

Література

1. Болотин В.В., Новичков Ю.М. Механика многослойных конструкций.–М.: Машиностроение, 1991.–376 с.
2. Моссаковский В.И., Гудрамович В.С., Макеев Е.М. Контактные взаимодействия элементов оболочечных конструкций.– К.: Наукова думка, 1988.–288 с.
3. Рыбак Т.И. Методы оценки несущей способности и долговечности машин для химической защиты в растениеводстве.– К.: Наукова думка, 1985.–232 с.
4. Килимник Л.Ш., Кобрин М.М. К расчету рам грузовых автомобилей на кручение // Прикл. механика, 1966. - №2, №5. - С. 41-44.
5. Невельсон М.И. Центробежные вентиляторы.– М.; Л.: Госэнергиздат, 1954.– 335 с.
6. Рыбак Т.И. Підвищення надійності машин для хімічного захисту у рослинництві. – К.: Урожай, 1986.– 104 с.

Одержано 29.06.2000 р.