

**kraft**

[www.kraft.dp.ua](http://www.kraft.dp.ua)

## Зміст

Вступ	2
1. Об'єкт дослідження та постановка задачі	3
2. Розрахунок оптимальних інерційних характеристик ємності	4
3. Розрахунок тиску гідродару в ємності	12
4. Розрахунок ємності на міцність	15
Висновок	17

## Вступ

Створення нових високоякісних полімерів спричинило бурхливий розвиток виробництва виробів з пластмас, які в багатьох галузях стали витіснити аналогічні вироби з металу. Наприклад, труби, різноманітні ємності для зберігання та транспортування рідких матеріалів, тощо. Вироби з пластмас мають ряд переваг перед їхніми сталевими аналогами, такі як відсутність корозії, менша маса, простота та дешевизна виготовлення і т.п.

В останні роки в Україні почала активно освоюватись технологія ротаційного формування. Серед переваг даного методу варто відзначення можливість одержувати вироби без швів, внутрішніх напружень та без орієнтації полімеру. В поєднанні з застосуванням сучасних полімерних матеріалів це робить конструкцію виробів, виготовлених ротаційним методом, достатньо міцними та надійними в експлуатації.

Проте зростання виробництва пластмасових виробів підвищило і вимоги до їхньої якості. В тому числі більше уваги стало приділятися і дослідженню різноманітних механічних аспектів роботи конструкцій, виготовлених з полімерів. Спеціальних методик для розрахунку пластикових виробів існує досить мало. Часто для потрібних розрахунків використовуються методики, розроблені для аналогічних конструкцій з металу. В більшості випадків такий підхід виправданий, інколи можливі певні обмеження чи застереження.

Що стосується ємностей для транспортування рідин, то вимоги до них безумовно ставляться вищі, ніж до ємностей, в яких рідина просто зберігається. Оскільки такі ємності піддаються не лише статичному, але й динамічному навантаженню. Крім того необхідно враховувати, яким чином ємність з рідиною буде взаємодіяти з транспортним засобом.

Історія перевезень рідких вантажів автомобільним та залізничним транспортом налічує вже понад сотню років. За цей час накопичився величезний досвід таких перевезень, який безперечно може бути використаний і для транспортування рідин в пластикових ємностях.

Основними небезпеками при транспортуванні рідких вантажів є руйнування конструкції ємності внаслідок дії значних динамічних навантажень, а також втрата стійкості транспорту в результаті коливання рідини. Для запобігання цим небезпекам необхідно для виготовлення цистерн використовувати міцні та надійні матеріали, а також боротися з коливальними явищами рідини конструктивними методами.

## 1. Об'єкт дослідження та постановка задачі

Об'єктом дослідження в даній роботі є пластикова ємність для транспортування рідких вантажів AGRO 5000 (рис.1.1). Ємність виготовлена з лінійного поліетилену низької густини (LLDPE) методом ротаційного формування.

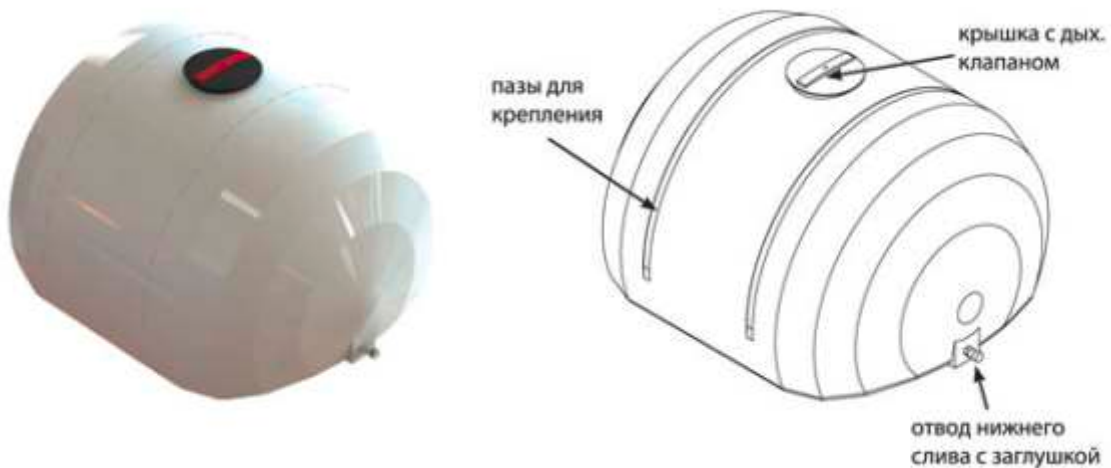


Рис. 1.1 Ємність для транспортування рідин AGRO 5000

Ємність розрахована на об'єм рідини  $5\text{ м}^3$  та має наступні габарити: висота 1510 мм, довжина – 2365мм, ширина – 2140 мм. Маса ємності 115 кг. Властивості матеріалу ємності: густина  $939\text{ кг/м}^3$ , границя пружності 21 МПа, границя пластичності 28 МПа, модуль згину 750 МПа. Ємність зазвичай встановлюється на транспортному засобі та використовується для перевезення рідких вантажів. Тому основний інтерес представляє наскільки форма ємності забезпечує її оптимальні інерційні характеристики та наскільки конструкція ємності є надійною та дозволяє витримувати значні навантаження при перевезеннях вантажів.

З цією метою вирішується ряд прикладних задач механіки, таких як:

визначення осьових моментів інерції ємності та мінімізація їхньої результуючої шляхом підбору певних параметрів ємності при заданому її об'ємі. Оцінка відповідності існуючої форми ємності оптимальним інерційним характеристикам;

розробка спрощеного методу визначення тиску рідини на ємність при гідродарі;

розрахунок ємності на міцність з урахуванням статичних та динамічних навантажень, а також знаходження динамічних умов, при яких виникають критичні навантаження на ємність.

Також в роботі розглядаються варіанти усунення небажаних динамічних ефектів, що виникають внаслідок коливання рідини в ємності.

## 2. Розрахунок оптимальних інерційних характеристик ємності

Інерційні властивості ємності з рідиною суттєвим чином впливають на динаміку руху транспортного засобу, який перевозить цю ємність. Тому при проектуванні ємностей слід враховувати, яким чином її форма та геометричні розміри відображаються на значенні її осьових моментів інерції. В більшій мірі це відноситься до моменту інерції обертання навколо осі, направленої в напрямку руху транспортного засобу, оскільки саме бічні коливання кузова транспорту найбільше порушують його стійкість. Схема для розрахунку інерційних характеристик показана на рис. 2.1.

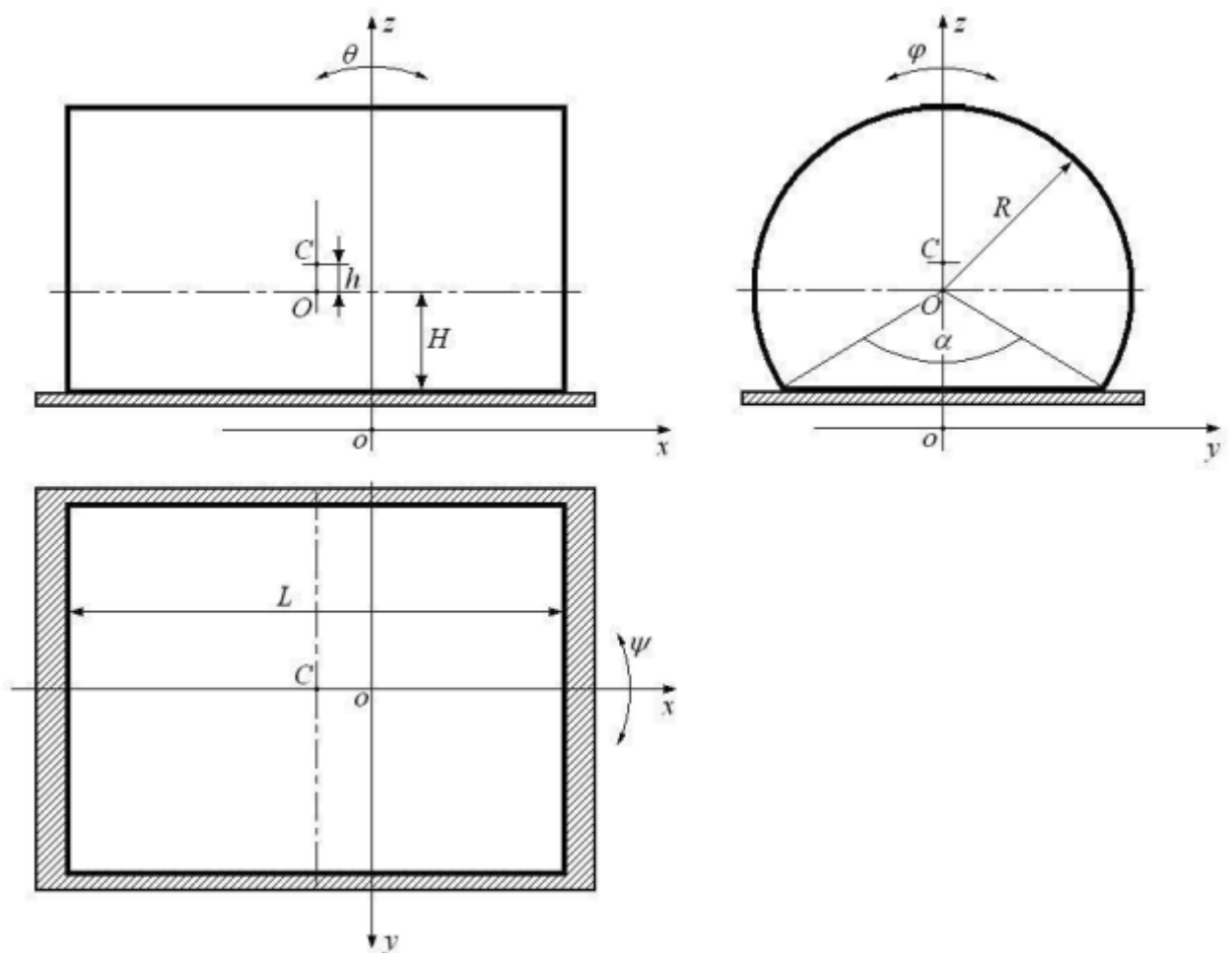


Рис. 2.1 Схема розрахунку обертальних моментів інерції ємності, встановленої на автомобіль

Розглянемо ємність циліндричної форми з вирізаною перпендикулярною до основи площиною частиною. Місце зрізу циліндра утворює прямокутну плоску поверхню, на яку ємність ставиться в кузов автомобіля. Радіус такого циліндра  $R$ , відстань від осі до площини зрізу  $H$ , еквівалентна довжина циліндра  $L$ . Під еквівалентною довжиною циліндра розуміємо таку довжину, яка буде забезпечувати

заданий об'єм, оскільки реальна ємність має не плоскі, а випуклі днища. Об'єм такої ємності можна знайти за формулою

$$V = AL,$$

де  $A$  – площа поперечного перерізу ємності, яка знаходиться як різниця між площею круга і площею сегмента:

$$A = R^2 \left( \frac{R^2}{2} (\sin \alpha) \right).$$

Введемо позначення

$$H/R,$$

Тоді кут  $\alpha$  можна виразити як

$$2 \arccos \left( \frac{H}{R} \right),$$

а площа поперечного перерізу запишеться у вигляді

$$A = R^2 \left( \arccos \left( \frac{H}{R} \right) - \sqrt{1 - \left( \frac{H}{R} \right)^2} \right). \quad (2.1)$$

При заданому об'ємі еквівалентну довжину ємності можна виразити наступним чином

$$L = \frac{V}{A} = \frac{V}{R^2 \left( \arccos \left( \frac{H}{R} \right) - \sqrt{1 - \left( \frac{H}{R} \right)^2} \right)}.$$

При розрахунку моментів інерції ємності з рідиною для спрощення розрахунків будемо розглядати лише масу рідини, оскільки маса самої ємності є значно меншою і суттєво не впливає на значення моментів інерції.

Згідно теореми Штейнера, моменти інерції ємності відносно осей обертання знаходяться за формулами [1]

$$\begin{aligned} J_x &= J_{xC} + Mx_0^2; \\ J_y &= J_{yC} + My_0^2; \\ J_z &= J_{zC} + Mz_0^2 \end{aligned} \quad (2.2)$$

де  $J_{xC}, J_{yC}, J_{zC}$  – моменти інерції повної ємності відносно власного центру ваги,  $M$  – маса повної ємності,  $x_0, y_0, z_0$  – відстань від центру ваги заповненої ємності до осей коливання кузова автомобіля в статичному стані.

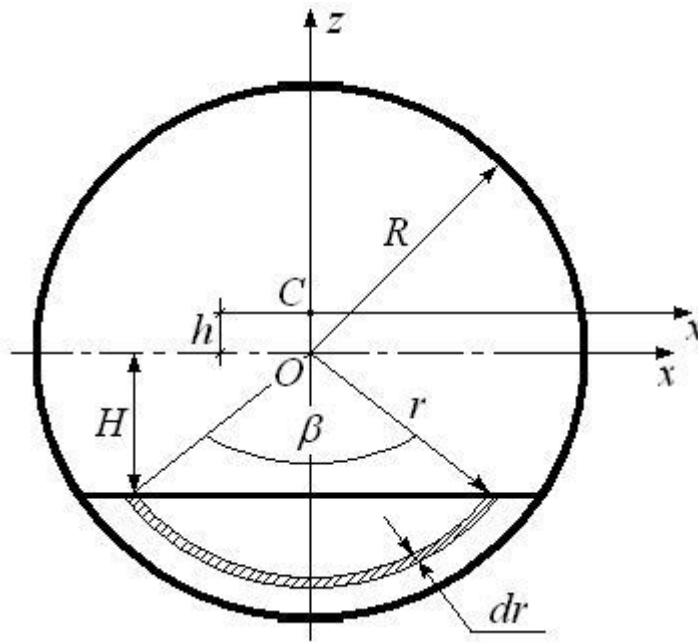


Рис. 2.2 Схема розрахунку моменту інерції  $j_{xC}$

Момент інерції повної ємності відносно осі, що проходить через центр її ваги паралельно осі  $ox$  знайдемо за тією ж теоремою Штейнера

$$J_{xC} = J_{xO} + Mh^2, \quad (2.3)$$

де  $J_{xO}$  момент інерції відносно осі циліндра,  $h$  відстань між віссю циліндра та центром ваги ємності.

Загальний момент  $J_{xO}$  можна знайти як момент інерції перерізу, помножений на еквівалентну довжину ємності, оскільки всі перерізи відносно осі  $ox$  мають один і той же момент інерції:

$$J_{xO} = j_{xO}L. \quad (2.4)$$

Момент інерції перерізу зручно знайти як момент інерції круга мінус момент інерції вирізаного сегменту:

$$j_{xO} = \frac{1}{2} \frac{M}{V} R^4 - j_{xO}.$$

Виділимо в перерізі дугоподібну смугу радіусом  $r$  і шириною  $dr$  (рис. 2.2). Момент інерції такої смуги рівний

$$dj_{xO} = r^2 dm,$$

де  $dm$  маса смуги знаходиться за формулою

$$dm = \frac{M}{V} l dr,$$

де довжина дуги  $l$  знаходиться за формулою

$$l = r \cdot 2 \arccos \frac{H}{r}, \quad H = r - R.$$

Момент інерції сегменту знайдемо шляхом інтегрування:

$$j_{xO} = 2 \frac{M}{V} \int_H^R r^3 \arccos \frac{H}{r} dr,$$

а загальний момент інерції за формулами (2.3), (2.4) з урахуванням виразу для площі (2.1.):

$$J_{xC} = \frac{\arccos \left( \frac{H}{R} \right) (1 - \frac{H^2}{R^2}) \sqrt{1 - \frac{H^2}{R^2}} R^2}{\arccos \frac{H}{R}} \frac{R^2}{2} h^2 M.$$

Момент інерції ємності відносно осі, що проходить через центр ваги паралельно осі  $ou$ , знаходимо аналогічно попередньому випадку:

$$J_{yC} = J_{yO} + Mh^2,$$

де  $J_{yO}$  момент інерції ємності відносно осі, що проходить через центр циліндра паралельно осі  $ou$ . Цей момент в свою чергу також знаходиться з застосуванням теореми Штейнера:

$$J_{yO} = \int_{L/2}^{L/2} (j_{yO} + \frac{M}{L} l^2) dl = j_{yO} L + \frac{ML^2}{12},$$

де  $j_{yO}$  відповідний момент інерції поперечного перерізу.



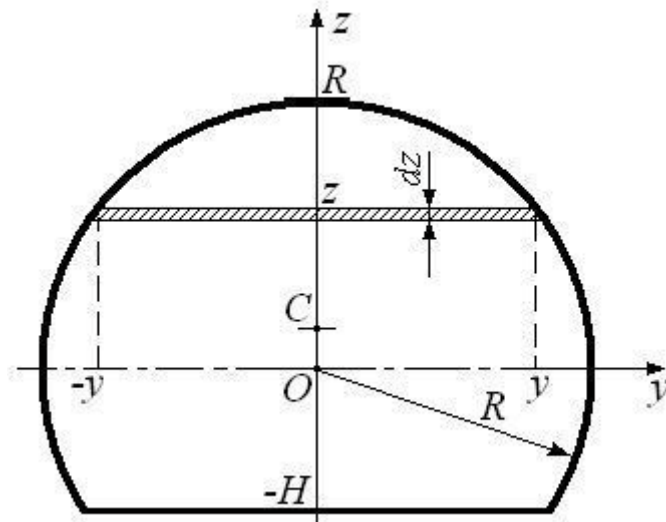


Рис. 2.3 Схема розрахунку моменту інерції  $j_{yC}$

Для його знаходження виділимо в перерізі смугу паралельну осі  $Oy$  товщиною  $dz$  (рис. 2.3). Момент інерції цієї смуги дорівнює

$$dj_{yO} = z^2 dm,$$

де масу смуги  $dm$  можна виразити наступним чином

$$dm = \frac{2ydz}{V} M.$$

Враховуючи, що

$$y = \sqrt{R^2 - z^2},$$

одержимо після інтегрування та всіх спрощень

$$J_{yC} = \frac{\arccos \frac{(1 - 2z^2)\sqrt{1 - z^2}}{R}}{\arccos \frac{\sqrt{1 - z^2}}{R}} \frac{R^2}{4} \frac{L^2}{12} h^2 M.$$

Момент інерції відносно осі  $Cz$  знайдемо за формулою

$$J_{zC} = J_{zO} + j_{zO}L = \frac{ML^2}{12}, \quad (2.5)$$

де  $j_{zO}$  — момент інерції поперечного перерізу відносно осі  $zO$ , який можна обчислити як різницю між моментом інерції круга і моментом інерції вирізаного сегменту:

$$j_{zO} = \frac{1}{4} \frac{M}{V} R^4 = j_{zO}.$$

Для знаходження моменту інерції сегменту виділимо в ньому тонку смугу паралельну осі  $Oz$  (рис. 2.4).

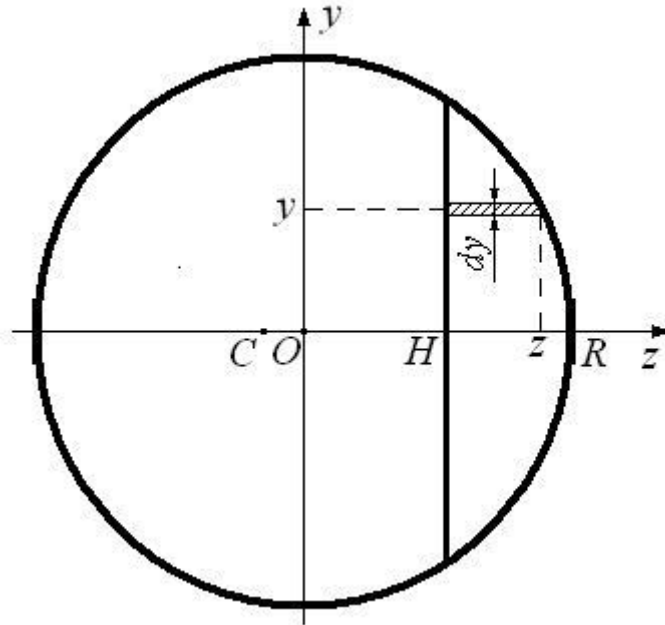


Рис. 2.4 Схема розрахунку моменту інерції  $j_{yC}$

Момент інерції цієї смуги буде дорівнювати

$$dj_{zO} = \frac{M}{V} y^2 (z - H) dy.$$

Враховуючи, що

$$z = \sqrt{R^2 - y^2},$$

знайдемо момент інерції сегменту у вигляді інтегралу

$$j_{zO} = \frac{M}{V} \int_{-\sqrt{R^2 - H^2}}^{\sqrt{R^2 - H^2}} y^2 (\sqrt{R^2 - y^2} - H) dy.$$

Після інтегрування та підстановки у вираз (2.5) одержимо

$$J_{zC} = \frac{\arccos \left( \frac{H}{R} \right) (5R^2 - 2H^2) \sqrt{1 - \frac{H^2}{R^2}}}{\arccos \frac{H}{R} - \frac{H}{R}} \frac{R^2}{4} \frac{L^2}{12} M.$$

Відстань від центру ваги ємності до осі циліндра знайдемо за формулою

$$h = \frac{S_y}{A},$$

де  $S_y$  – статичний момент поперечного перерізу відносно осі  $y$ .

Для обчислення статичного моменту знайдемо інтеграл (рис. 2.3)

$$S_y = \int_H^R z dA = \int_H^R z \sqrt{R^2 - z^2} dz.$$

З урахуванням виразу для площі (2.1) одержимо

$$h = \frac{2}{3} \frac{(1 - \mu^2)^{3/2}}{\arccos \frac{\mu}{\sqrt{1 - \mu^2}}} R.$$

Для цистерни, показаної на рис. 2.1, знаходимо її геометричні та інерційні параметри

$$R = 1.07 \text{ м}, \quad h = 0.48 \text{ м}, \quad \mu = 0.4486, \quad A = 2.79 \text{ м}^2, \quad L = 1.792 \text{ м}, \quad h_0 = 0.22 \text{ м}, \\ J_{xc} = 0.4739 \text{ м}^4, \quad J_{yc} = 0.4302 \text{ м}^4, \quad J_{zc} = 0.5789 \text{ м}^4.$$

Визначимо оптимальні інерційні характеристики ємності при заданому об'ємі ємності. В якості критерію оптимізації візьмемо мінімізацію певної результуючої комбінації моментів інерції ємності, взятих з відповідними ваговими коефіцієнтами:

$$J = \sqrt{k_x J_x^2 + k_y J_y^2 + k_z J_z^2} \quad \min, \quad (2.6)$$

де коефіцієнти  $k_x, k_y, k_z$  характеризують порядок збурень, що діють на ємність з боку транспортного засобу у відповідному координатному напрямку та можливість втрати рівноваги в цьому напрямку. Оскільки найбільші збурення виникають в напрямку кута  $\alpha$  (рис.2.1), а найменші в напрямку кута  $\beta$ , то з практичних міркувань приймемо значення цих коефіцієнтів відповідно

$$k_1 = 1.0, \quad k_2 = 0.5, \quad k_3 = 0.2.$$

Також приймемо значення координат центру ваги заповненої ємності відносно осей коливань кузова транспортного засобу:

$$x_0 = 0.8 \text{ м}, \quad y_0 = 0.85 \text{ м}, \quad z_0 = 0.3 \text{ м}. \quad (2.7)$$

Значення оптимального радіусу ємності в залежності від форми поперечного перерізу показано на рис. 2.5.

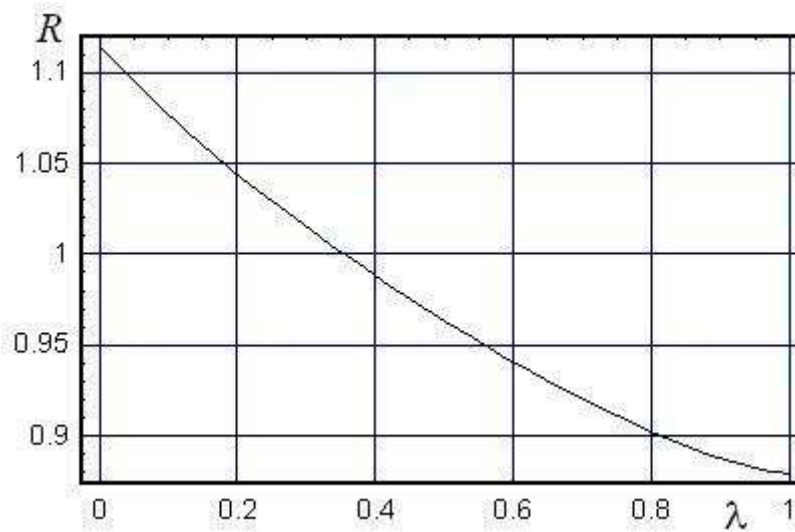


Рис. 2.5 Залежність оптимального радіусу ємності від співвідношення

При збереженні існуючого співвідношення  $\lambda = 0.4486$  оптимальне значення радіусу ємності буде дорівнювати 0.976 м.

На рис. 2.6 показано, що пропорційна зміна параметрів (2.7) не суттєво впливає на значення оптимального радіусу ємності. Тут  $k$  коефіцієнт, на який одночасно змінюємо усі відстані до осей коливань.

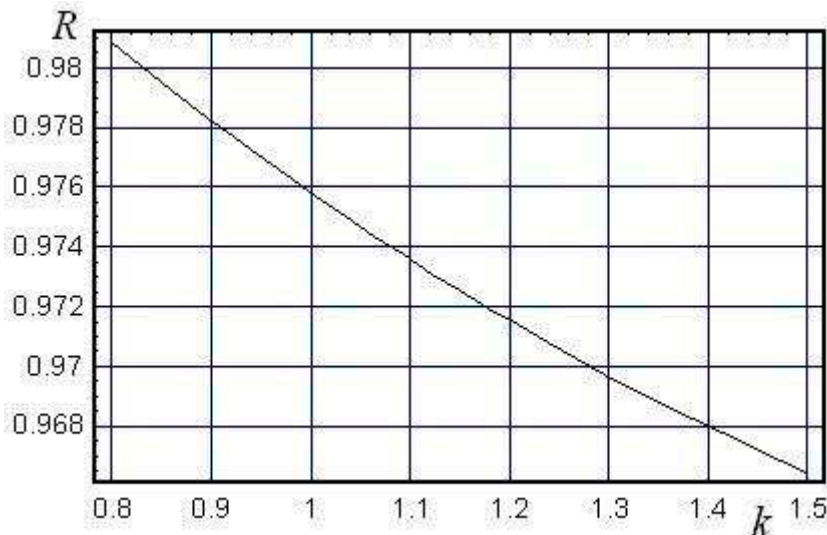


Рис. 2.6 Залежність оптимального радіусу ємності від відстані до осей обертання

Таким чином можна відзначити, що при збереженні форми ємності оптимальний радіус трохи менший за існуючий (різниця біля 10%). В реальності на ємність накладаються обмеження по довжині. Якщо прийняти еквівалентну довжину ємності за оптимальну, то одержимо наступні значення радіусу та параметру форми ємності  $R = 0.953$  м,  $\lambda = 0.8855$ . За такої форми ємність доведеться додатково обладнувати опорами для стійкості. Оптимальне значення критерію (2.6)  $J = 6732.7$ , а відповідне значення існуючої ємності  $J = 7061.4$ . Різниця

складає менше 5%, тому в принципі можна вважати, що форма існуючої ємності з точки зору її інерційних характеристик близька до оптимальної.

### 3. Розрахунок тиску гідроудару в ємності

Під час різкої зміни швидкості руху ємності на рідину в ній буде діяти сила інерції, яка буде викликати короткочасне, але досить значне підвищення тиску рідини. Таке явище називається гідроударом. Задача про гідроудар в ємностях є частковою задачею динаміки пружних твердих тіл з порожнинами, частково заповненими рідиною [2,3]. На даний час певні результати в дослідженні гідроудару досягнуті при вивченні подібного явища в залізничних цистернах [4,5]. Ці результати можна узагальнити і на випадок пластикових ємностей для транспортування рідких речовин.

Спрощена методика розрахунку тиску гідроудару розглядає прямолінійний рівноприскорений рух транспорту з ємністю. При цьому припускається, що рідина в момент гідроудару знаходиться в стані відносної рівноваги. Розглянемо частково заповнену рідиною ємність (рис. 3.1).

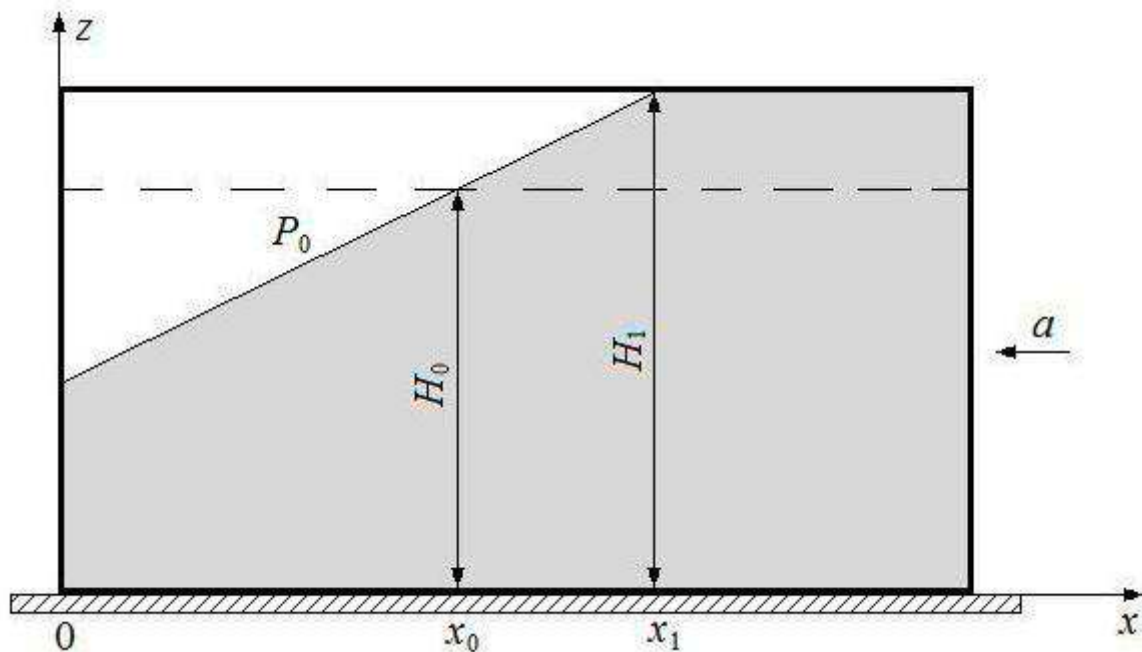


Рис. 3.1 Схема частково заповненої рідиною ємності в момент гідроудару

В момент різкого гальмування рідина під дією сили інерції перетече від задньої частини до передньої, після чого наступить момент відносного спокою. В цей момент тиск на переднє днище ємності буде максимальним. На рідину в ємності діє сила тяжіння з прискоренням  $g$  і сила інерції з прискоренням  $a$ . Рівняння поверхні рівня має вигляд [6]

$$adx - gdz = 0.$$

Загальний розв'язок рівняння має вид

$$z = \frac{a}{g}x + c.$$

Константу інтегрування знайдемо з наступних міркувань. При деякому значенні аргументу  $x = x_0$  рівень рідини  $z$  буде таким самим як і початковий рівень вільної поверхні  $H_0$ . Тоді константа дорівнюватиме

$$c = H_0 - \frac{a}{g}(x_0 - x_0).$$

Рівняння вільної поверхні запишеться наступним чином

$$z = \frac{a}{g}(x - x_0) + H_0. \quad (3.1)$$

Місце, в якому вільна поверхня підніметься до верху ємності буде відповідати значенню аргументу  $x = x_1$ . При цьому рівняння (3.1) набуде вигляду

$$H_1 = \frac{a}{g}(x_1 - x_0) + H_0,$$

де  $H_1$  – максимальний рівень рідини в ємності.

Для визначення тиску рідини на внутрішню поверхню цистерни, який спричиняється інерційною силою, розглянемо диференціальне рівняння гідростатики для переносного прискореного руху рідини:

$$dP = (\rho ax - \rho g dz),$$

де  $\rho$  – густина рідини.

Загальний розв'язок даного рівняння має вид

$$P = (\rho ax - \rho gz) + C.$$

Для знаходження константи інтегрування використовується умова  $P = P_0$  при  $x = x_0, z = H_0$ , де  $P_0$  – тиск на вільній поверхні рідини. Звідси

$$C = P_0 - (\rho ax_0 - \rho gH_0).$$

Таким чином тиск в області  $0 \leq x \leq x_1$  змінюється згідно закону

$$P = a(x - x_0) + g(z - H_0) + P_0.$$

З врахування виразу (3.1) остання формула перетвориться до виду

$$P = g(z_0 - z) + P_0. \quad (3.2)$$

При цьому  $z$  буде змінюватись від 0 до  $z_0$  при заданому значенні  $x$ . В перерізі, де вільна поверхня закінчується, тобто при  $x = x_1$ , висота рідини в ємності досягне максимального рівня  $z = H_1$ , а тиск буде дорівнювати

$$P = g(H_1 - z) + P_0. \quad (3.3)$$

В області  $x < x_1$  рідина буде повністю заповнювати весь об'єм ємності, вільна поверхня тут відсутня. Тиск рідини в цій області буде розподілятися згідно диференційного рівняння Ейлера [6]. Його проекція на вісь  $Ox$  матиме вид

$$\frac{P}{x} = a.$$

Після інтегрування цього рівняння одержимо

$$P = ax + C(z). \quad (3.4)$$

Функцію  $C(z)$  знайдемо розв'язавши систему рівнянь (3.3), (3.4) при  $x = x_1$ . Таким чином одержимо

$$C(z) = P_0 + g(H_1 - z) - ax.$$

Таким чином вираз для тиску в області  $x_1 < x < L$  прийме вид

$$P = P_0 + g(H_1 - z) + a(x - x_1).$$

Цей вираз на відміну від формули (3.2) містить ще один доданок, який є інерційною складовою тиску рідини. Ця складова виникає в результаті різкої зміни швидкості ємності з рідиною і може бути використана для визначення тиску гідродару:

$$\bar{P} = a(x - x_1). \quad (3.5)$$

У випадку повного наливу ємності ( $x_1 = 0$ ) формула (3.5) перетвориться до виду

$$\bar{P} = ax.$$

Таким чином тиск гідродару на передню стінку ємності буде визначатися за формулою

$$\bar{P} = aL, \quad (3.6)$$

де  $L$  – еквівалентна довжина ємності.

#### 4. Розрахунок ємності на міцність

На стінки ємності зсередини діє статичний та динамічний тиск. Статичний тиск змінюється по висоті ємності та досягає максимального значення на дні ємності. Величина статичного тиску тут дорівнює

$$P_c = gH,$$

де  $H$  – рівень рідини в ємності.

Максимальне значення статичного тиску води в ємності становить

$$P_{c\max} = 10^3 \cdot 9.8 \cdot 1.55 = 1.52 \cdot 10^4 \text{ Па} = 15.2 \text{ кПа}$$

Динамічний тиск залежить від режиму руху транспорту з ємністю, ступені заповнення ємності і т.п. Найбільшого значення динамічна складова тиску буде приймати в моменти різкої зміни швидкості, коли виникає явище гідродару. Максимальний динамічний тиск розрахуємо за формулою (3.6)

$$P_d = 1.792 \cdot 10^3 \cdot a$$

Представимо прискорення транспорту у виді  $a = kg$ , де  $g$  – сили тяжіння,  $k$  – певний коефіцієнт. Тоді загальний розрахунковий тиск можна записати наступним чином

$$P = P_{c\max} + P_d = 15.2 + 17.56k \text{ (кПа)}. \quad (4.1)$$

Для розрахунку напружень, що виникають в стінках ємності, скористаємось безмоментною теорією оболонки [7]. Згідно цієї теорії напруження в стінках визначаються за формулами:  
поперечні напруження бічних стінок:

$$\sigma_1 = \frac{PR}{2s}, \quad (4.2)$$



де  $s$  – товщина стінок ємності,  $s=0.008\text{м}$ ;  
 поздовжні напруження бічних стінок:

$$\sigma_2 = \frac{PR}{s}; \quad (4.3)$$

напруження в сферичному днищі:

$$\sigma_3 = \frac{PR_{\text{дн}}}{2s},$$

де  $R_{\text{дн}}$  – радіус сферичного днища,  $R_{\text{дн}}=0.97\text{м}$ .

Прийнявши в формулі (4.1)  $k=3$ , знайдемо

$$\sigma_1 = 4.54 \text{ МПа}, \quad \sigma_2 = 67.9 \text{ кПа}, \quad \sigma_3 = 9.08 \text{ МПа}, \quad \sigma_{\text{дн}} = 4.12 \text{ МПа}.$$

Вважається, що матеріал ємності знаходиться при плоскому напруженому стані. Тому для обчислення еквівалентних напружень скористаємось четвертою теорією міцності [8]

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2}{3}} = 7.86 \text{ МПа}, \quad (4.4)$$

Умова міцності матеріалу ємності можна сформулювати у вигляді

$$\sigma_{\text{екв}} \leq k \cdot [\sigma], \quad (4.5)$$

де  $\sigma_{\text{екв max}}$  – максимальні еквівалентні напруження,  $k$  – коефіцієнт запасу міцності,  $k=1.5$ ,  $[\sigma]$  – максимально допустимі напруження матеріалу (приймається границя пружності матеріалу ємності).

Підставивши числові значення напружень, одержимо

$$1.5 \cdot 7.86 = 11.79 \text{ МПа} < 21 \text{ МПа}$$

**Таким чином, матеріал ємності має досить високий запас міцності, щоб витримати високі навантаження під час гідроудару.**

Розрахуємо динамічні навантаження, при яких можливе виникнення небезпечних напружень. Еквівалентні напруження (4.4) з урахуванням виразів (4.2), (4.3) набудуть вигляду

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{\sqrt{3}PR}{2s}.$$

Підставивши цей вираз в умову (4.5) та з урахуванням формули (4.1), знайдемо

$$k = \frac{1}{17.56} \frac{2[\ ]s}{\sqrt{3k} R} \quad 15.2 .$$

Після підстановки числових значень параметрів в останній вираз, одержимо  $k = 6$ . Тобто умовою виникнення небезпечних напружень в матеріалі ємності є гідравлічний удар, що викликаний прискоренням, яке в 6 разів перевищує прискорення сили тяжіння, що в принципі можливе лише за умов виникнення аварійної ситуації.

### Висновок

В роботі було розглянуто конструкцію ємності AGRO 5000 на предмет її відповідності оптимальним динамічним властивостям та вимогам міцності та надійності.

Конструкція ємності здатна витримувати високі експлуатаційні навантаження, в тому числі тиск гідроудару, що виникає внаслідок навантажень з прискореннями, які втричі перевищують прискорення сили тяжіння. Приміром, в галузевих вимогах до конструкції залізничних вагонів до цистерн ставляться вимоги витримувати навантаження в поздовжньому напрямку на рівні подвійного прискорення сили тяжіння.

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України  
Дніпропетровський національний університет ім. О. Гончара.  
Механіко-математичний факультет  
Кафедра теоретичної та прикладної механіки

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи,  
канд фіз.-мат. наук,  
старш. наук. співроб., проф.

*каф*  
"\_\_\_" \_\_\_\_\_ 2013 р.  
В.І. Карплюк



ЗВІТ ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЇ ПОЛІЕТИЛЕНОВОЇ ЄМНОСТІ ДЛЯ  
ПЕРЕВЕЗЕННЯ РІДКИХ МАТЕРІАЛІВ

Виконавці:

Керівник  
Завідувач кафедри теоретичної та  
прикладної механіки  
доктор фіз.-мат. наук, професор  
заслужений працівник освіти України

Лобода В. В.

Провідний інженер  
кафедри теоретичної та  
прикладної механіки

Павлишин С.М.

Дніпропетровськ  
2013

УКРАЇНА



# ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 71759

ЄМНІСТЬ ДЛЯ ЗБЕРІГАННЯ І ТРАНСПОРТУВАННЯ  
ТЕКУЧИХ МАТЕРІАЛІВ РІЗНОЇ ЩІЛЬНОСТІ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі **25.07.2012.**

Перший заступник Голови  
Державної служби  
інтелектуальної власності України

О.В. Янов



УКРАЇНА



# ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 71760

КОНТЕЙНЕР ДЛЯ ЗБЕРІГАННЯ І ТРАНСПОРТУВАННЯ  
ТЕКУЧИХ МАТЕРІАЛІВ РІЗНОЇ ЩІЛЬНОСТІ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі **25.07.2012.**

Перший заступник Голови  
Державної служби  
інтелектуальної власності України

О.В. Янов



**kraft**  
[www.kraft.dp.ua](http://www.kraft.dp.ua)

г. Днепропетровск:  
тел.: +380 (56) 736-22-15  
факс: +380 (56) 373-65-26

г. Киев:  
тел.: +380 (44) 536-22-15

Моб: +380 (67) 545-22-11