

М.М. Семерак¹, д-р техн. наук, професор, Т.Я. Глова², В.В. Чернецький¹, В.М. Байтала¹
(¹Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,
²НУ "Львівська політехніка")

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН СТІНКИ ТА ДНИЩА ВЕРТИКАЛЬНИХ СТАЛЕВИХ РЕЗЕРВУАРІВ ПРИ ЇХ НАГРІВІ

Досліджено кільцеві і осьові температурні напруження та переміщення в стінці та днищі вертикальних сталевих резервуарів (РВС) при зміні їх температури. Проведено дослідження поля температурних напружень, викликаних перепадом температури. Показано, що найбільші, за величиною, кільцеві і осьові напруження виникають на поверхні сопряження днища з боковою поверхнею. При віддаленні від днища величина напружень зменшується і при віддалі рівній радіусу резервуара їх величина наближається до нуля. В днищі резервуара кільцеві і радіальні температурні напруження рівні між собою і є постійними.

Ключові слова: кільцеві і осьові температурні напруження, вертикальні сталеві резервуари (РВС), зміна температури.

М.М. Семерак, Т.Я. Глова, В.В. Чернецький, В.М. Байтала

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ СТЕНКИ И ДНИЩА ВЕРТИКАЛЬНЫХ СТАЛЬНЫХ РЕЗЕРВУАРОВ ПРИ ИХ НАГРЕВЕ

Исследованы кольцевые и осевые температурные напряжения и перемещения в стенке и днище вертикальных стальных резервуаров (РВС) при изменении их температуры. Проведено исследование поля температурных напряжений, вызванных перепадом температуры. Показано, что наибольшие, по величине, кольцевые и осевые напряжения возникают на поверхности сопряжения днища с боковой поверхностью. При удалении от днища величина напряжений уменьшается и при расстоянии равном радиусу резервуара их величина стремится к нулю. В днище резервуара кольцевые и радиальные температурные напряжения равны между собой и являются постоянными.

Ключевые слова: кольцевые и осевые температурные напряжения, вертикальные стальные резервуары (РВС), изменение температуры.

М.М. Semerak, T.Ya. Hlova, V.V. Chernetsky, V.M. Baytala

VERTICAL STEEL TANK WALL AND BOTTOM STRESS-STRAIN STATE UNDER HEATING

The article deals with the circular and axial temperature stresses and displacement within vertical steel tank wall and bottom under heating. Three experiments of temperature stress pattern induced by temperature fall have been conducted. The fact that the greatest circular and axial stresses appear on the congestion bottom surface with side surface has been shown. During removal from bottom, stress value decreases and at the distance equal to tank radius, their value approaches zero. Circular and radial temperature stresses are equal and permanent in bottom.

Key words: circular and axial temperature stresses, vertical steel tanks, temperature pattern.

Актуальність теми. Після видобування нафти, її переробки і отримання різноманітних рідких нафтопродуктів (бензину, дизельного пального, оливи та різних розчинників) виникає істотна потреба в їх тимчасовому зберіганні з подальшою реалізацією споживачам. З цією метою створюють спеціальні комплексні споруди (резервуарні парки), які забезпечують не тільки тимчасове збереження нафти та нафтопродуктів, але і їх прийом від виробників та реалізацію споживачам. Для зберігання нафти і світлих нафтопродуктів використовують вертикальні сталеві резервуари (РВС).

Зараз широко використовують РВС об'ємом від 100 м^3 до 120 тис. м^3 та діаметром $4,7 \text{ м} \dots 9,2 \text{ м}$. Висота резервуарів становить $6 \text{ м} \dots 18 \text{ м}$, а товщина стінки – $4 \cdot 10^{-3} \text{ м} \dots 30 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Сучасні резервуари розраховані на внутрішній тиск не більше 2 кПа (200 мм вод. ст.) та на вакуум не більше $0,2 \text{ кПа}$ (20 мм вод. ст.). Підтримання таких параметрів при наливах та зливах забезпечує дихальна арматура – дихальні та запобіжні клапани. Але під час експлуатації вони можуть забруднюватись або взимку примерзати, що значно підвищує їх опір.

Пожежі в резервуарах для зберігання нафти і нафтопродуктів можуть виникати з різних причин і розвиватися за різними сценаріями. Розвиток подібних пожеж можна розділити на такі рівні:

- “А” – виникнення і розвиток пожежі у межах одного резервуара без впливу на суміжні;
- “Б” – поширення пожежі з одного резервуара на резервуарну групу;
- “В” – розвиток пожежі з можливим руйнуванням суміжних резервуарів, будівель та споруд на території підприємства та за його межами, а також ураження небезпечними чинниками пожежі персоналу підприємства та навколишніх населених пунктів.

Статистика показує, що за сценарієм “А” відбувається близько 78% від загальної кількості пожеж у резервуарних парках. Кожен з цих сценаріїв може характеризуватися декількома варіантами розвитку пожежі. Для гасіння багатьох пожеж у резервуарних парках залучаються не тільки місцеві пожежні підрозділи та спеціальна техніка, але й підрозділи і техніка з сусідніх районів. Окремі пожежі тривають $1-2$ доби і більше [1].

Так 8 червня 2015 р. на території нафтобази ТОВ “Побутрембудматеріали”, що розташована в смт Глеваха, Васильківського району Київської обл. в резервуарах для зберігання ПММ різного виду виникла пожежа в одному із 25 РВС–900, яка тривала понад 9 діб. Пожежа супроводжувалась вибухами в резервуарах об'ємом 900 м^3 , 400 м^3 , 75 м^3 та 50 м^3 . Для гасіння пожежі було залучено 939 чоловік та 117 одиниць техніки. Внаслідок пожежі загинуло 6 осіб та травмовано 31 особу. Причини та втрати від пожежі встановлюються.

Із загальної кількості зареєстрованих руйнувань РВС $46,4\%$ аварій супроводжувались масштабними пожежами з травмами людей, із них безпосередньо на пожежах від дії високих температур і тисків руйнувалось $6,4\%$ резервуарів. Механізм руйнування РВС досить складний і на жаль ще мало вивчений. В той же час необхідно зауважити, що, згідно з матеріалами експертиз аварій, руйнування РВС відбувається, в основному, внаслідок руйнування найбільш навантаженого конструктивного елемента – вузла з'єднання стінки резервуара з днищем [2]. На сьогодні в Україні не існує методики дослідження температурних напружень в оболонці РВС.

Мета роботи: Розробка методики аналітичного визначення та дослідження напружено-деформованого стану вузла з'єднання циліндричної оболонки з днищем РВС при зміні температури.

Постановка задачі: Змодельємо РВС циліндричною оболонкою, яка з'єднана на торці з днищем (круглою пластиною) методом електродугової зварки (рис. 1). Радіус серединної поверхні циліндричної оболонки - R , а товщина її стінки - 2δ . Товщина днища - $2\delta_0$. За умов пожежі резервуар нагрівається і інтенсивність випаровування нафтопродукту збільшується. За наявності постійної покрівлі тиск в резервуарі буде збільшуватися.

Якщо пропускна здатність дихальної арматури є меншою ніж інтенсивність випаровування тоді створюється загроза вибуху. При вибухах в РВС часто іде відрив днища, а бокова циліндрична поверхня і покрівля миттєво відлітають на висоту понад 100 м розливаючи нафтопродукт на сусідні резервуари та територію резервуарного парку. Тоді площа горіння інтенсивно збільшується. Руйнуванню цілісності резервуара, через відрив днища, сприяють температурні напруження величина яких збільшується при збільшенні температури їх нагріву. Величини температурних напружень додаються до силових напружень, що спричинені тиском, і при досягненні критичної величини відбувається руйнування резервуара.

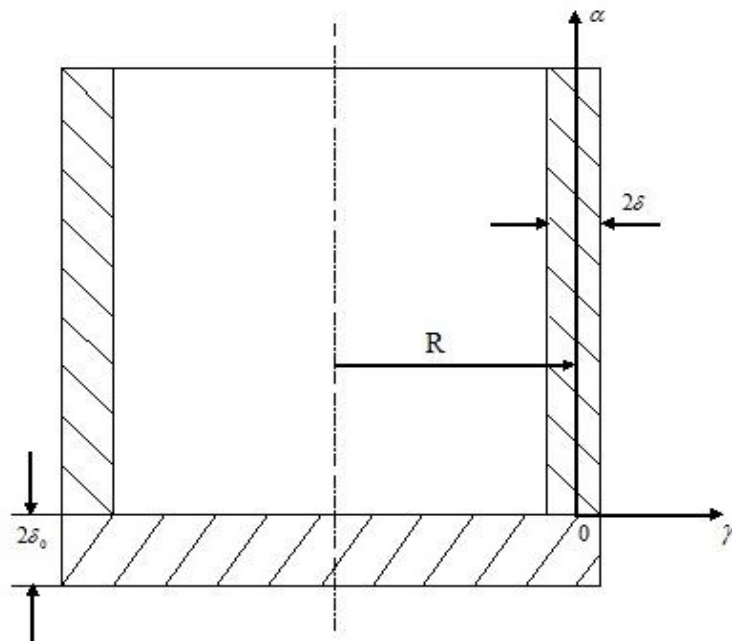


Рисунок 1 – Осьовий переріз резервуара

При визначенні напружено-деформованого стану РВС використаємо систему рівнянь, приведені в роботах [3,4].

Вихідні рівняння та граничні умови для знаходження напружено-деформованого стану циліндричної оболонки РВС. Циліндрична оболонка резервуара вільна відносно осьових переміщень в напрямку координати α . Напружений стан оболонки, яка знаходиться під дією температури $t(\alpha)$ і нормального навантаження q_n (зумовленого тиском парів), визначається прогином w її стінки в напрямку координати γ

$$\frac{d^4 w}{d\alpha^4} + 4\omega^4 w = \frac{2\omega^4 R^2}{\delta \cdot E} \cdot q_n + 4\omega^4 \alpha_t R t(\alpha), \quad (1)$$

де $\omega^4 = \frac{3(1-\nu^2)}{4\delta^2 R^2}$, $t(\alpha)$ – зміна температури оболонки по висоті, $^{\circ}C$; E , ν – модуль Юнга і коефіцієнт Пуассона матеріалу оболонки; q_n – силове навантаження, зумовлене тиском, Па; α_t – температурний коефіцієнт лінійного розширення, $\frac{1}{K}$.

Нормальні кільцеві зусилля N_2 , моменти M_1 , M_2 і переміщення z вздовж осі резервуара визначаються за формулами

$$N_2 = 2E\delta \left(\frac{w}{R} - \alpha_t t(\alpha) \right), \quad M_1 = -\frac{E\delta}{2\omega^4 R^2} \frac{d^2 w}{d\alpha^2},$$

$$M_2 = -\frac{E\delta\nu}{2\omega^4 R^2} \frac{d^2 w}{d\alpha^2}, \quad z = \frac{1}{R} \int [(1+\nu)\alpha_t R t(\alpha) - w] d\alpha, \quad (2)$$

де

Осьові напруження циліндричної оболонки $\sigma_{\alpha\alpha}$ і кільцеві $\sigma_{\beta\beta}$ знаходимо за формулами [3]

$$\sigma_{\alpha\alpha} = \frac{3M_1}{2\delta^3} \gamma, \quad \sigma_{\beta\beta} = \frac{1}{2\delta} \left(N_2 + 3M_2 \frac{\gamma}{\delta^2} \right), \quad (3)$$

де координата γ відрховується від серединної поверхні циліндричної стінки резервуара по її зовнішній нормалі (див. рис. 1). У випадку, коли температура $t(\alpha) = t_1$ постійна, рівняння (1) записується у вигляді

$$\frac{d^4 w}{d\alpha^4} + 4\omega^4 w = \frac{2\omega^4 R^2}{\delta \cdot E} \cdot Q\delta(\alpha) + 4\omega^4 w^*, \quad (4)$$

де $Q|_{\alpha=0} = Q_1$ – зусилля взаємодії між боковою циліндричною поверхнею РВС і його днищем, яке припадає на одиницю довжини;

$$w^* = \alpha_t R t_1. \quad (5)$$

Днища РВС є подвійними по товщині і мають велику жорсткість на згині. В цьому випадку кут повороту нормалі до серединної поверхні оболонки є досить малим, тому крайові умови на лінії спряження днища і бокової поверхні РВС мають вигляд

$$w|_{\alpha=0} = u|_{r=R}, \quad \frac{dw}{d\alpha}|_{\alpha=0} = 0, \quad \sigma_{rr}|_{r=R} = \frac{Q_1}{2\delta_0}, \quad (6)$$

де u – переміщення точок днища вздовж радіуса r , м; σ_{rr} – радіальні температурні напруження в днищі резервуара.

Напружено-деформований стан днища РВС. Для знаходження виразів для u і σ_{rr} , які входять в першу і третю умову (6), змодельємо днище круглою пластиною радіуса R . Виберемо полярну систему координат $(r; \varphi)$ початок якої помістимо в центрі пластини. Згідно з розв'язком плоскої задачі теорії пружності [4] радіальні переміщення u круглого днища, нормальні радіальні напруження σ_{rr} і кільцеві напруження $\sigma_{\varphi\varphi}$ записуються у вигляді

$$u = A_0 r + \frac{1+\nu_0}{2} \alpha_t^{(0)} t_0 r; \quad (7)$$

$$\sigma_{rr} = \frac{E_0}{1-\nu_0^2} \left[\frac{du}{dr} + \nu_0 \frac{u}{r} - \alpha_t^{(0)} (1+\nu_0) t_0 \right], \quad (8)$$

$$\sigma_{\varphi\varphi} = \frac{E_0}{1-\nu_0^2} \left[\frac{u}{r} + \nu_0 \frac{du}{dr} - \alpha_t^{(0)} (1+\nu_0) t_0 \right],$$

де A_0 – постійна інтегрування, яка знаходиться з третьої умови (6); E_0 , ν_0 , $\alpha_t^{(0)}$ – відповідно модуль пружності, коефіцієнт Пуассона, температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу днища; t_0 – температура днища, $^{\circ}C$.

З третьої умови (6), враховуючи вираз (7) і перше рівняння системи (8), знаходимо

$$A_0 = \frac{1-\nu_0}{2E_0\delta_0} Q_1 + \frac{(1-\nu_0)\alpha_t^{(0)} t_0}{2}.$$

Тоді вираз (7) при $r = R$ має вигляд

$$u|_{r=R} = \frac{(1-\nu_0)R}{2E_0\delta_0} Q_1 + \alpha_i^{(0)} t_0 R. \quad (9)$$

Враховуючи всі умови (6) розв'язок рівняння (4) запишемо у вигляді [3]

$$w(\alpha) = \alpha_i R t_1 - \frac{R\Delta l Q_1}{1+k_0} e^{-\omega\alpha} (\cos \omega\alpha + \sin \omega\alpha), \quad (10)$$

$$\Delta l = \alpha_i t_1 - \alpha_i^{(0)} t_0; \quad k_0 = \frac{E\delta(1-\nu_0)}{2E_0\delta_0\omega}.$$

Зусилля взаємодії Q_1 запишуться таким виразом

$$Q_1 = \frac{4E\delta}{\omega} \frac{\Delta l}{1+k_0}. \quad (11)$$

Тоді співвідношення (7) остаточно запишеться у вигляді

$$u(r) = \frac{4rk_0\Delta l}{1+k_0} + \alpha_i^{(0)} t_0 r. \quad (12)$$

Підставивши вираз (12) в (8), знаходимо температурні напруження в днищі

$$\sigma_{rr} = \sigma_{\varphi\varphi} = \frac{4k_0 E_0 \Delta l}{(1-\nu_0)(1+k_0)}. \quad (13)$$

Аналіз виразу (13) показує, що напруження в днищі є постійними, тобто не залежать від радіуса.

Напружено-деформований стан стінки РВС. Враховуючи співвідношення (10), а також (2) і (3), для температурних напружень в циліндричній стінці РВС запишемо такі вирази:

$$\sigma_{\alpha\alpha}(\alpha, \gamma) = -\frac{3E\Delta l \gamma \psi(\omega\alpha)}{(1+k_0)\delta_0 \sqrt{3(1-\nu^2)}}, \quad (14)$$

$$\sigma_{\beta\beta}(\alpha, \gamma) = -\frac{E\Delta l}{1+k_0} \left[\varphi(\omega\alpha) + \frac{3\nu\gamma}{\delta \sqrt{3(1-\nu^2)}} \psi(\omega\alpha) \right],$$

$$\text{де } \varphi(\omega\alpha) = e^{-\omega\alpha} (\cos \omega\alpha + \sin \omega\alpha), \quad \psi(\omega\alpha) = e^{-\omega\alpha} (\cos \omega\alpha - \sin \omega\alpha).$$

Для напружень $\sigma_{\beta\beta}$ на зовнішній і внутрішній поверхнях стінки резервуара $\gamma = \pm\delta$ маємо

$$\sigma_{\beta\beta}^+(\alpha) = -\frac{E\Delta l}{1+k_0} \left[\varphi(\omega\alpha) + \frac{3\nu}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \psi(\omega\alpha) \right], \quad (15)$$

$$\sigma_{\beta\beta}^-(\alpha) = -\frac{E\Delta l}{1+k_0} \left[\varphi(\omega\alpha) - \frac{3\nu}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \psi(\omega\alpha) \right]. \quad (16)$$

Одержані вище формули використані для дослідження температурних напружень в боковій стінці РВС.

Розрахунки проводились за формулами (13–16) для РВС–900 при таких параметрах:

$$R = 5.2 \text{ м}; \delta = 0.02 \text{ м}; \delta_0 = 0.04 \text{ м}; \nu = 0.33; \nu_0 = 0.28; E = 2.1 \cdot 10^{11} \text{ Па}; E_0 = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па};$$

$$\alpha_i = 14 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{К}}; \alpha_i^{(0)} = 12 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{К}}; t_1 = 200 \text{ }^\circ\text{C}; t_0 = 70 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Напруження в днищі резервуара розраховані за виразом (13) рівні $\sigma_{rr} = \sigma_{\varphi\varphi} = 147 \text{ МПа}$.

Результати розрахунків за виразами (14–16) зображені графічно на рис. 2–5

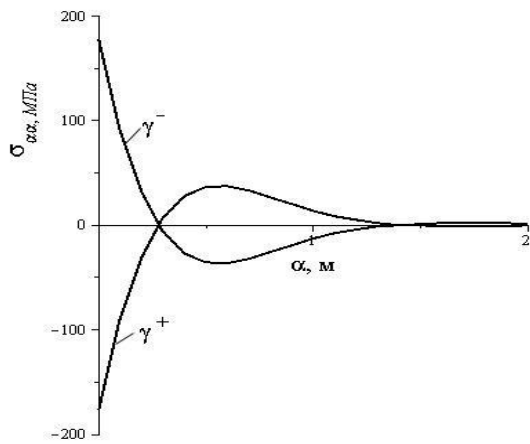


Рисунок 2 – Зміна осьових напружень вздовж координати α

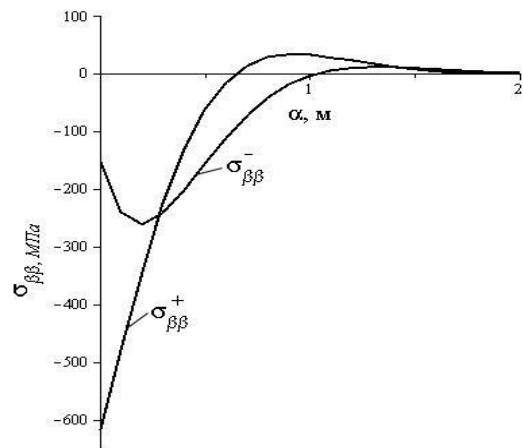
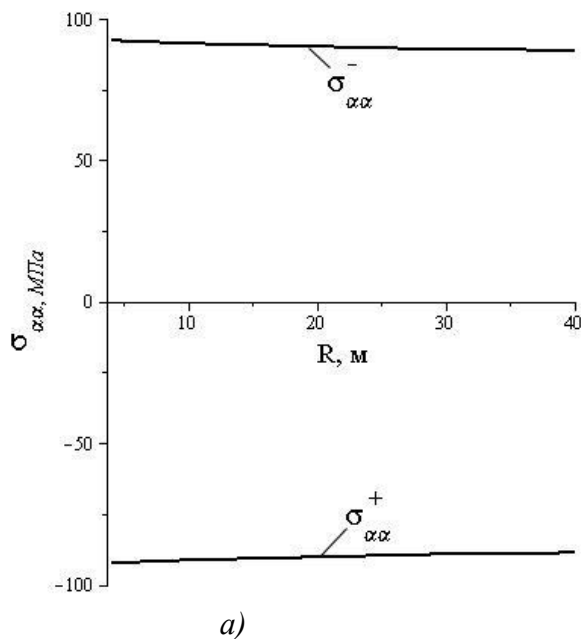


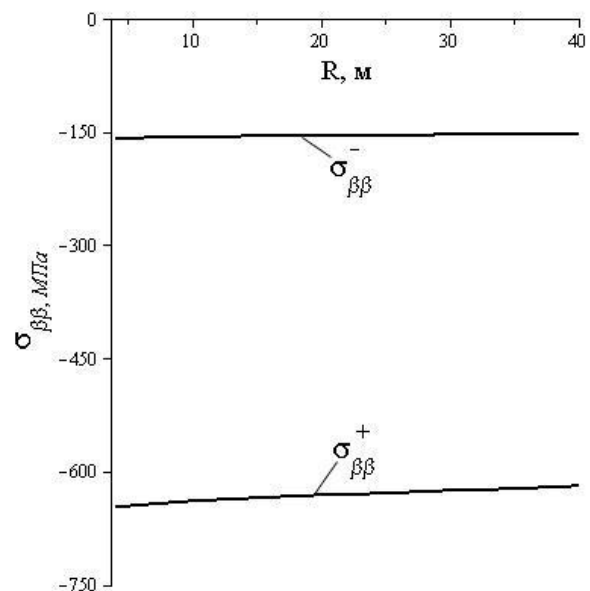
Рисунок 3 – Зміна кільцевих напружень вздовж координати α

Аналіз графічних залежностей показує, що осьові напруження $\sigma_{\alpha\alpha}$, набувають максимальних значень на поверхні $\alpha = 0$ (рис. 2). На зовнішній поверхні $\gamma = +\delta$ вони діють на стиск, а на поверхні $\gamma = -\delta$ – на розтяг. За абсолютною величиною вони рівні між собою. Їх величина для заданих температурних і механічних характеристик та геометричних розмірів РВС, дорівнює 176,86 МПа.

Кільцеві напруження $\sigma_{\beta\beta}$ на поверхні $\alpha = 0$ і точках $\gamma = \pm\delta$ є стискаючими і за величиною дорівнюють 619,04 МПа, та 152,11 МПа відповідно (рис. 3). На зовнішній поверхні резервуара ($\gamma = +\delta$) $\sigma_{\beta\beta}^+$ приймають максимальне значення. Максимальне значення напруження $\sigma_{\beta\beta}^-$ приймають на висоті 0,25 м від днища ($\alpha = 0,25$ м). Воно рівне 261,34 МПа.



а)



б)

Рисунок 4 – Зміна осьових а) і кільцевих б) напружень залежно від величини радіуса резервуара при $\delta = 10$ мм

На рис. 4 показана залежність величини осьових і кільцевих напружень від величини радіуса резервуара. Аналіз залежностей показує, що при збільшенні радіуса резервуара від 4 м до 40 м і більше величина напружень зменшується не більше ніж на 5%.

Аналіз рис. 5 показує, що при збільшенні товщини стінки резервуара від 10 мм до 20 мм величина осьових напружень збільшується на 93% (рис. 5а), а кільцеві напруження за величиною зменшуються на 3% (рис. 5б).

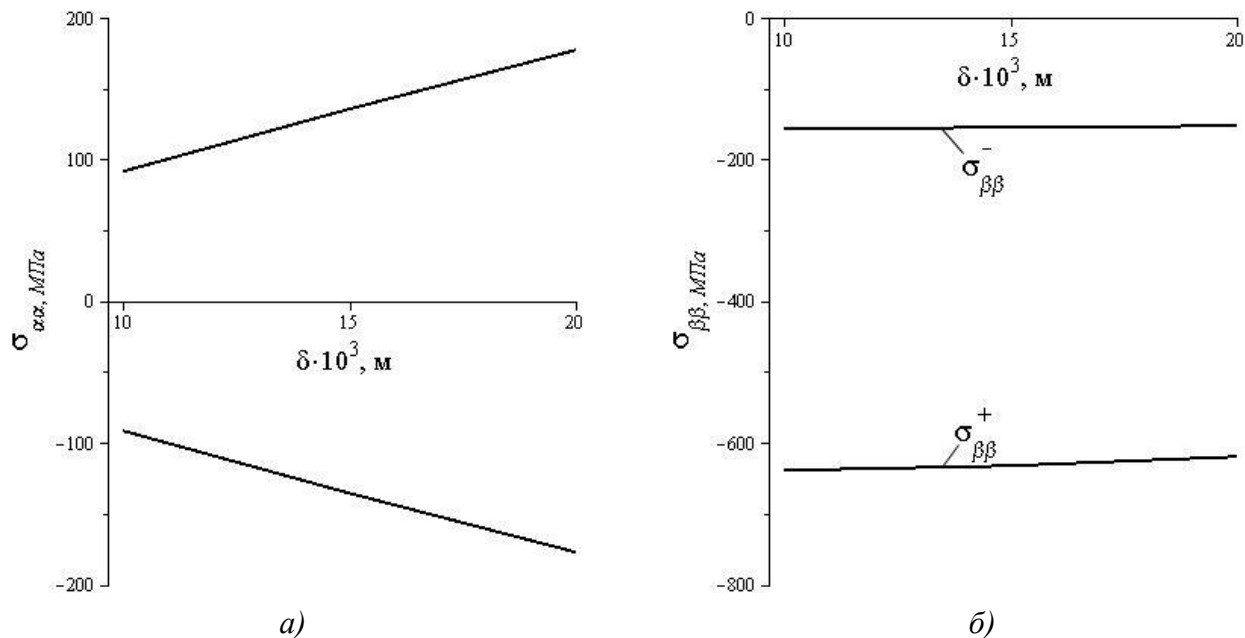


Рисунок 5 – Зміна осьових а) і кільцевих б) напружень залежно від товщини стінки резервуара при $R = 5,2$ м

Висновки:

1. Виходячи з основних співвідношень теорії пружності тонких пластин і оболонок одержано аналітичні вирази напружено-деформованого стану циліндричних резервуарів за умов зміни температури їхніх конструктивних елементів, які дають можливість дослідити міцність вузла з'єднання циліндричної поверхні резервуара з днищем з врахуванням температурних і механічних характеристик та геометричних розмірів резервуара.

2. Показано, що найбільшій величині температурні напруження досягають на поверхні з'єднання циліндричної поверхні з днищем. Найбільшого максимального значення кільцеві температурні напруження досягають на зовнішній поверхні резервуара ($\gamma = +\delta$). Їхня величина більш ніж в три рази перевершує максимальні осьові температурні напруження.

3. При зміні радіуса резервуара від 4 м до 40 м і більше величина напружень зменшується не більше ніж 5%.

4. При збільшенні товщини стінки резервуара від 10 мм до 20 мм величина кільцевих напружень $\sigma_{\beta\beta}$ зменшується на 3%, а осьових $\sigma_{\alpha\alpha}$ – збільшується на 93%.

Список літератури

1. Гришин В.В. Состояние и проблемы противопожарной защиты резервуаров // Теоретические и экспериментальные вопросы автоматического пожаротушения: Сб. науч. тр. – М.: ВНИИПО МВД СССР. 1987. – С. 24–32.

2. Швырков С.А., Батманов С.В. Анализ статистических данных квазимгновенных разрушений вертикальных стальных резервуаров // Пожары и чрезвычайные ситуации: предотвращение, ликвидация. – 2008, №1(9). – С. 56–67.

3. Подстригач Я.С., Швец Р.Н. Термоупругость тонких оболочек. – Киев: Наук. думка. 1978. – 343 с.

4. Подстригач Я.С., Коляно Ю.М. Неустановившиеся температурные поля и напряжения в тонких пластинках. – Киев: Наук. думка. 1972. – 308 с.

References

1. Grishin V.V. State and problems of fire protection reservoirs // Theoretical and experimental questions of automatic fire extinguishing: Coll. scientific works. – M.: VNIPO Ministry of Internal Affairs of the USSR. 1987. – P. 24–32.

2. Shvyrkov S.A. Bogdanov S.V. The statistical analysis quasi-instant destruction of vertical steel reservoirs // Fire and Emergency: prevention, liquidation. – 2008, №1 (9). – P. 56–67.

3. Pidstrygach Ya.S., Shvets R.N. Thermoelasticity of thin shells. – Kyiv: Scientific thought. 1978. – 343 p.

4. Pidstrygach Ya.S., Kolyano Y.M. Transient temperature fields and stresses in the thin plates. – Kyiv: Scientific thought. 1972. – 308 p.

