

УДК 622.691.4

DOI: 10.15587/2312-8372.2019.170074

ВДОСКОНАЛЕННЯ ЄМНОСТІ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ГАЗУ В СТИСНУТОМУ СТАНІ ТА КРИТЕРІЮ ПОРІВНЯЛЬНОЇ ОЦІНКИ

Джус А. П., Юрич А. Р.

1. Вступ

При видобуванні газу на шельфі актуальним є питання створення системи його транспортування до берега, що може здійснюватися трубопровідним транспортом або спеціальними суднами в зрідженому (LNG) чи стиснутому (CNG) стані. З врахуванням невеликої вартості берегової інфраструктури, можливості зміни маршрутів та відносно невисоких транспортних тарифів доцільним є використання технології CNG. Результатами техніко-економічного аналізу вказують на ефективність транспортування з шельфових родовищ до 1 млрд. куб. м газу на рік в стиснутому стані самохідними або несамохідними баржами [1, 2]. Для реалізації технології необхідною умовою є наявність ємностей для транспортування газу. При цьому вони повинні характеризуватися невисокими масо-габаритними показниками та бути працездатними за визначених умов експлуатації.

2. Об'єкт дослідження та його технологічний аудит

Об'єктом дослідження є конструктивні особливості ємностей для транспортування газу в стиснутому стані та критерії їх порівняльної оцінки.

На сьогодні відсутній єдиний підхід до неекономічної оцінки ефективності перевезення стиснутого газу в ємностях високого тиску. Це зумовлено різноманітністю варіантів конструкцій ємностей, пропонує виробниками, та вимагає розроблення нової або вдосконалення вже існуючих методик.

Для обліку газу, який видобувається із свердловин і транспортується до споживача, прийнято використовувати нормальні або стандартні метри кубічні. Тому доцільно ввести новий критерій, який би встановлював зв'язок саме між кількістю газу в ємності та одним із її основних параметрів. При цьому необхідною умовою є його універсальність.

3. Мета та задачі дослідження

Метою дослідження є створення можливості оцінки масо-габаритної досконалості ємностей, що характеризуються різними робочими тисками та конструктивним виконанням.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі задачі:

1. Провести аналіз конструктивних рішень та критеріїв порівняльної оцінки ємностей високого тиску, придатних для формування вантажних систем морських транспортних засобів.

2. Запропонувати універсальний критерій порівняльної оцінки та перевірити можливість його використання для вже існуючих та розроблюваних конструкцій ємностей високого тиску.

4. Дослідження існуючих рішень проблеми

В останні роки роботи в галузі створення систем морського транспорту стиснутого природного газу найбільш цілеспрямовано ведуть компанії EnerSea Transport LLC (США) [3] та Sea NG Management Corporation (Канада) [4]. Проектовані компаніями транспортні засоби розраховані на транспортування від 3 до 33 млн. м³ природного газу. Щодо транспорту газу в менших обсягах, то окремі рішення пропонує компанія TransCanada Pipeline Ltd. (Канада) [5].

За результатами подальшого аналізу пропонує провідними компаніями галузі технічних рішень встановлено, що для формування вантажних систем морських транспортних засобів, і зокрема барж, можливим є використання спеціальних модулів з композитними ємностями типу CNG-4 [6]. Основною перевагою таких ємностей в більшості випадків є порівняно низька їх маса. Лейнер композитної ємності є формують формуючим, а основне навантаження сприймає обмотка, просочена зв'язуючим матеріалом. Використання пластикового лейнера у поєднанні з вуглецевим волокном дозволяє максимально зменшити масу ємності, що за умови забезпечення необхідної міцності є відчутною конкурентною перевагою. Також до переваг композитних ємностей необхідно віднести високий рівень їх безпеки. Так, при дії внутрішнього тиску руйнування балонів відбувається без утворення уламків. Єдиним суттєвим недоліком будь-якої композитної ємності є її низька стійкість до ударних навантажень.

Не зважаючи на те, що виробництво композитних ємностей є високовартісним, їх характеристики визначають основні сфери застосування. Доцільно застосовувати такі ємності для зберігання стиснутих газів під високим тиском в експлуатаційних умовах, що передбачають часте їх переміщення. З міркувань зниження вимог щодо підготовки газу оптимальним є варіант вертикального розташування ємностей, що створює можливість видалення, за необхідності, сконденсованої із природного газу рідини. Однак, при монтажі таких ємностей на баржах свої корективи вносять обмеження щодо їх допустимої висоти. З огляду на це, альтернативою може бути використання ємностей комбінованого типу (CNG-2) як у модульному виконанні [1], так і у вигляді довгомірної труби [7]. Щодо суцільнометалевих циліндричних посудин високого тиску, і зокрема балонів типу CNG-1, то загальним недоліком є їх велика маса, зумовлена значною товщиною стінки, та, як наслідок, неефективне використання міцнісних властивостей матеріалу.

Окрім багатошарових, якими є ємності типу CNG-2, CNG-3, CNG-4, з метою зменшення габаритів при транспортуванні газу (зокрема баржами) можуть бути використані і багатоповерхові ємності. На сьогодні відомі багатоповерхові ємності (резервуари, балони тощо) високого тиску, в основу

конструкції яких покладено принцип розвантаження оболонки від високого тиску з одного боку за допомогою протитиску з іншого [8].

Всі зазначені вище типи ємностей характеризуються певними перевагами та недоліками. Тому, з метою порівняння та вибору вантажних ємностей вводять спеціальні критерії їх оцінки.

При відомій масі ємностей для транспортування стиснутого природного газу і масі транспортованого в них газу використовують загальновідомі критерії. Найбільш поширеними є відношення маси вантажу у вантажній ємності до маси порожньої вантажної ємності (G) та відношення маси вантажу у вантажній ємності до маси заповненої вантажної ємності (η) [9].

Також відомий критерій, що називається «коефіцієнтом досконалості» або «коефіцієнтом тари», який визначається відношенням маси ємності до її корисного внутрішнього об'єму, виміряного у літрах води. Чим важча ємність, тим вищий її коефіцієнт тари. Наприклад, коефіцієнт тари становить для балонів:

- CNG-1 (вуглецева сталь) – від 0,9 до 1,2 кг/л;
- CNG-2 (легована сталь і кільцева обмотка) – від 0,65 до 0,85 кг/л;
- CNG-3 (алюмінієвий лейнер і обмотка з композитного матеріалу) – від 0,3 до 0,5 кг/л;
- CNG-4 (композитний матеріал) – від 0,25 до 0,55 кг/л [10].

Варто зазначити, що ці коефіцієнти коректно порівнювати за умов рівності робочих тисків балонів різних типів (для прикладу, 20 МПа).

Конструктивно-масову або масову досконалість ємностей високого тиску і балонів також прийнято оцінювати за параметром конструктивної досконалості (ПКД), який є більш універсальним енергетичним показником, що дає змогу порівнювати між собою ємності будь-якої форми [11]:

$$ПКД = W_{ПВТ} = \frac{P_{роз} \cdot V_{об}}{M_{ПВТ}}, \quad (1)$$

де $P_{роз} \cdot V_{об}$ – проектний (конструктивний) параметр; $P_{роз}$ – руйнівний тиск; $V_{об}$ – внутрішній об'єм оболонки; $M_{ПВТ}$ – маса всієї конструкції ємності в цілому.

Параметр масової досконалості $W_{ПВТ}$ має розмірність питомої міцності матеріалу $\frac{\sigma_B}{\rho_m}$, кДж/кг. Загальна маса ємності включає масу силової і герметизуючої оболонок, маси штуцерів, фланців, покриттів і інших елементів конструкції. При цьому сам параметр $W_{ПВТ}$ не залежить від форми і геометричних розмірів ємності (балона). Тому вираз (1) може бути використаний для порівняння не тільки всієї конструкції, але й силових оболонок, виконаних з металів і композиційних матеріалів. Однак, вказаний параметр враховує значення не робочого тиску, а руйнівного, що не дозволяє визначати кількість транспортованого в ємності газу, за відомими масо-габаритними показниками.

5. Методи досліджень

Зважаючи на недоліки, зумовлені використанням для виготовлення ємностей різномодульних матеріалів та ортотропністю основних показників міцності композитів, одним із шляхів вирішення низки проблемних питань є їх перетворення із багат шарових оболонок у багатопорожнинні. Це досягається за рахунок відокремлення оболонок та, як наслідок, утворення між ними кільцевого простору. За таких умов абсолютно герметичною повинна бути як внутрішня, так і зовнішня оболонки. Наявність протитиску в кільцевому просторі зменшує навантаження на внутрішню оболонку і, відповідно, її товщину.

Варіантом багатопорожнинної посудини високого тиску є конструкція, утворена шляхом концентричного розміщення сталевих та композитних труб з довжиною, що обмежується особливостями їх закріплення або розмірами транспортного засобу. Конструктивна схема багатопорожнинної посудини високого тиску запропонована в [12] та має вигляд, зображений на рис. 1.

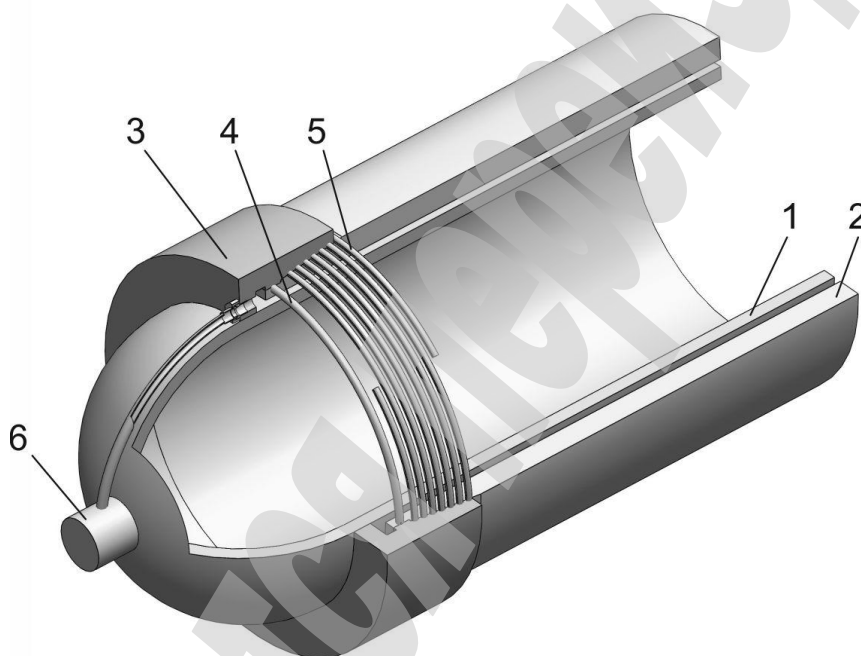


Рис. 1. Схема конструкції багатопорожнинної посудини високого тиску, утвореної з використанням композитної і сталеві труби: 1 – сталеві труба з напівсферичним днищем; 2 – композитна труба; 3 – сталеві напівмуфта; 4 – ущільнюючий елемент; 5 – вставний фіксуючий елемент; 6 – мультиклапан

На сьогодні відповідно до стандартів ISO 2001, ISO 14692, DIN, ANSI, DNV, API, ASTM з епоксидної смоли армованої скловолокном (GRE) виготовляються труби діаметром від 50 до 1000 мм зі стандартною довжиною 6 і 12 м. Ці труби розраховані на тиск до 24,5 МПа. Для формування трубопроводів використовуються як клейові, так і механічні з'єднання [13]. Однак, саме вони є обмежуючим чинником щодо максимальних робочих тисків. Отримані авторами роботи [14] результати досліджень підтверджують

можливість розширення області використання склопластикових труб шляхом введення в конструкцію з'єднання спеціальних вставних фіксуючих елементів.

З метою порівняння запропонованого варіанту конструкції ємності для транспортування стиснутого природного газу із аналогами при відомій масі газу можуть бути використані згадані вище критерії G та η . «Коефіцієнт досконалості» для ємностей з робочим тиском, відмінним від 20 МПа, і для багатопорожнинних є невикористовуваним.

Зважаючи на те, що, як уже зазначалося, облік газу здійснюється в нормальних або стандартних метрах кубічних, новим, більш універсальним критерієм є відношення маси ємності до об'єму транспортованого в ній газу, приведенного до нормальних умов:

$$j = \frac{m_e}{V_0}, \quad (2)$$

де m_e – маса ємності, кг; V_0 – об'єм газу, н. м³.

Для визначення маси ємності необхідно встановити її основні конструктивні параметри. В базовому варіанті зовнішня оболонка виконана із склопластикової труби діаметром 600 мм з робочим внутрішнім тиском 10 МПа, а внутрішня – з труби діаметром 530 мм із сталі групи міцності X80. Тиск у внутрішній оболонці приймемо рівним 20 МПа.

Згідно з ASTM D2992 [15] для обчислення кільцевих напружень в трубопроводі, виготовленому із композитних труб, які розглядаються як товстостінні конструкції, використовується формула:

$$\sigma = p \frac{D - t_r}{2t_r}, \quad (3)$$

де σ – кільцеві напруження, Па; D – зовнішній діаметр, м; p – внутрішній тиск, Па; t_r – товщина стінки, м.

Тоді необхідна товщина стінки становить:

$$t_r = \frac{pD}{2[\sigma] + p}, \quad (4)$$

де $[\sigma]$ – допустиме значення кільцевих напружень, Па.

Допустимі напруження визначаються з врахуванням властивостей матеріалу та коефіцієнта запасу міцності:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{K}, \quad (5)$$

де σ_B – границя міцності композитного матеріалу в коловому напрямку; K – коефіцієнт запасу міцності.

Згідно [13] властивості матеріалу труби і фіксуєчого елемента наведені в табл. 1. Густина матеріалу при цьому становить 1920 кг/м^3 . За вказаних умов розрахункова товщина стінки зовнішньої оболонки при коефіцієнті запасу міцності 2,5 становить 24 мм.

Таблиця 1

Властивості матеріалу труби і фіксуєчого елемента

Властивості матеріалу	Труба та елементи з'єднання			Фіксуєчий елемент
	радіальні	осьові	колові	
Границя міцності, МПа	65	65	300	48
Модуль Юнга, МПа	2000	10000	25300	350
Коефіцієнт Пуассона	0,35	0,4	0,49	0,4
Модуль зсуву, МПа	741	3471	8490	1250

Що стосується внутрішньої оболонки, то слід зазначити, що для балонів типу CNG-2 руйнівний тиск металевого лейнера повинен бути не меншим 26 МПа [16]. В зазначеній конструкції циліндрична частина і сферичні днища є тонкостінними оболонками. Згідно з рівнянням Лапласа [17] для сферичних тонкостінних оболонок, частинами яких є днища металевого лейнера балона, колові та меридіальні напруження рівні між собою і визначаються як:

$$\sigma_t = \sigma_m = \frac{p \cdot R}{2 \cdot h}, \quad (6)$$

де R – радіус серединної поверхні оболонки; h – товщина стінки оболонки.

Для циліндричних тонкостінних оболонок меридіальні (осьові) напруження визначаються за аналогічною залежністю, а колові є вдвічі більшими. При цьому, оскільки оболонка є тонкостінною, радіус серединної поверхні може бути замінено радіусом зовнішньої поверхні оболонки. Таким чином, для балонів типу CNG-2, міцність яких в осьовому напрямку визначається саме металевим лейнером, коефіцієнт запасу міцності в цьому напрямку при робочому тиску 20 МПа буде рівним 2,6.

За умов виготовлення внутрішньої оболонки вантажних ємностей з труб зі сталі групи міцності X80, для яких границя плинності основного металу становить не менше 555 МПа, допустимі напруження будуть рівними:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_n}{K} = \frac{555}{2,6} = 213,46 \text{ МПа}, \quad (7)$$

де σ_n – границі плинності; K – коефіцієнта запасу міцності.

Необхідна товщина стінки внутрішньої оболонки з врахуванням виразу (5) визначається як:

$$t_r = \frac{p \cdot D}{4[\sigma]}, \quad (8)$$

і становить 12,4 мм.

Прийнявши для сталеві оболонки товщину стінки рівну 13 мм, колові напруження в ній за тиску в кільцевому просторі, рівному 10 МПа, а безпосередньо в оболонці – 20 МПа, складатимуть 203,8 МПа. За відсутності тиску в кільцевому просторі колові напруження можуть сягати 407,7 МПа. При цьому коефіцієнт запасу міцності буде рівним 1,3.

З огляду на наявність зони з'єднання сферичної і циліндричної частин сталеві оболонки, якій характерний так званий краєвий ефект, кріплення склопластикові труби до металеві здійснюється з використанням напівмуфти із спеціальною різьбою зі вставним фіксуєчим елементом, що монтується саме в цій зоні і виконує роль кільця жорсткості.

З міркувань безпеки, приймаємо остаточно товщину стінки зовнішньої оболонки рівною 25 мм. При цьому маса одного метра труби 600x25 становитиме 86,7 кг, а труби 530x13 – 165,7 кг. Площа поперечного перерізу внутрішньої труби становить 0,1994 м², а кільцевого простору – 0,0169 м². Відповідно і об'єм одного метра порожнини внутрішньої труби рівний 0,1994 м³, а кільцевого простору – 0,0169 м³.

Зменшити масу ємностей запропоновані конструкції можливо шляхом використання матеріалів з кращими міцнісними характеристиками. Так, згідно з [18] розглядаються варіанти виконання елементів ємностей комбінованого типу, і балонів CNG-2 зокрема, зі сталі X80 та 30ХГСА. Механічні властивості металу зварних з'єднань із сталі 30ХГСА є значно вищими. Мінімальне значення границі міцності складає 1100 МПа, а границі плинності – 1000 МПа. Тоді для внутрішньої оболонки вантажних ємностей труб зі сталі 30ХГСА допустимі напруження будуть рівними 384,62 МПа, а необхідна товщина стінки внутрішньої оболонки за осьовими навантаженнями становитиме 6,9 мм. Для труби зі стандартною товщиною стінки 7 мм маса одного метра складає 90,3 кг, а внутрішній об'єм – 0,2091 м³.

6. Результати дослідження

Повертаючись до виразу (2), необхідно зазначити, що об'єм газу V_0 в ємності, приведений до нормальних умов за відомою його масою m , визначається як:

$$V_0 = \frac{m}{\rho_0}, \quad (9)$$

де ρ_0 – густина газу за нормальних умов.

При врахуванні стисливості газу, а саме, відношення добутку PV для метану за вказаних умов до PV при $0\text{ }^\circ\text{C}$ і 760 мм рт. ст. , що авторами роботи [6] позначено як $S(p, t)$, вираз для визначення його маси у вантажній ємності набуде вигляду:

$$m = \frac{P \cdot V \cdot \mu}{R \cdot S(p, t) \cdot T_0}, \quad (10)$$

де V – внутрішній об’єм вантажної ємності; P – робочий тиск у вантажній ємності при транспортуванні; μ – молярна маса транспортованого газу; R – універсальна газова стала, $R=8314,41\text{ Дж/кмоль}\cdot\text{град}$; T_0 – температура за нормальних умов ($273,15\text{ К}$).

Так як природний газ за нормальних умов можна розглядати як ідеальний газ, то його густина із формули Менделєєва-Клапейрона для ідеального газу може бути визначена як:

$$\rho_0 = \frac{P_0 \cdot \mu}{R \cdot T_0}, \quad (11)$$

де P_0 – тиск за нормальних умов (101325 Па).

Підставивши вирази (10) і (11) в (9), отримаємо:

$$V_0 = \frac{\frac{P \cdot V \cdot \mu}{R \cdot S(p, t) \cdot T_0}}{\frac{P_0 \cdot \mu}{R \cdot T_0}} = \frac{P \cdot V}{S(p, t) \cdot P_0}. \quad (12)$$

Для багатопорожнинних ємностей отримана вище залежність набуде вигляду:

$$V_0 = \frac{1}{P_0} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{P_i \cdot V_i}{S_i(p, t)}, \quad (13)$$

де n – кількість окремих порожнин в ємності; P_i – робочий тиск в i -ій порожнині; V_i – об’єм i -ї порожнини; $S_i(p, t)$ – стисливість метану для умов i -ї порожнини.

Для запропонованої конструкції ємності введений критерій залежатиме від довжини ємності. З метою порівняння визначено його значення для ємності зі склопластиковою трубою довжиною 6 і 12 м та конструкції у вигляді довгомірної труби. Маса ємності довжиною 6 і 12 м включає в себе масу циліндричних частин внутрішньої та зовнішньої оболонок, масу сферичних днищ внутрішньої оболонки та масу двох напівмуфт. Для довгомірної труби маса днищ і напівмуфт не врахована. При цьому для ємності довжиною 6 м

$j=6,727$ кг/н. м³, а 12 м – $j=6,241$ кг/н. м³. Для довгомірної конструкції в базовому варіанті $j=5,544$ кг/н. м³. При виготовленні внутрішньої оболонки довгомірної конструкції зі сталі 30ХГСА запропонований критерій суттєво покращується. Для ємностей довжиною 6 та 12 м зниження критерію j є менш відчутним через значну масу напівмуфти.

Таким чином, оптимальним є виконання багатопорожнинної ємності у вигляді довгомірної конструкції, обмеженої параметрами морського транспортного засобу, для якої введений критерій становить $j=3,63$ кг/н. м³. Для порівняння балони типу CNG-4 виробництва компанії HEXAGON Lincoln USA, що входять до складу модулів TITAN 4, характеризуються параметром $j=1,042$ кг/н. м³, а балони типу CNG-1 виробництва NK CO LTD Korea – $j=5,634$ кг/н. м³.

7. SWOT-аналіз результатів досліджень

Strengths. Використання запропонованого критерію масо-габаритної досконалості створює передумови для порівняльної оцінки ємностей, що характеризуються різними робочими тисками та конструктивним виконанням. За вказаним критерієм багатопорожнинні ємності є конкурентоздатними за умов їх виконання у вигляді довгомірної конструкції.

Weaknesses. Слід зазначити, що проектування та використання багатопорожнинних ємностей довжиною 6 та 12 м є недоцільним як у порівнянні з ємностями типу CNG-2, так і CNG-1.

Opportunities. Для сприйняття виробниками та споживачами введеного критерію оцінки досконалості ємностей високого тиску необхідним є проведення його порівняльного аналізу із використовуваними на сьогодні при просуванні продукції в різних галузях.

Threats. Зважаючи на те, що облік газу у нормальних метрах кубічних здійснюється при видобуванні, транспортуванні та споживанні природного газу, використання запропонованого критерію може обмежитись об'єктами саме вказаних галузей.

8. Висновки

1. За результатами досліджень створено багатопорожнинну ємність високого тиску підвищеної працездатності з використанням склопластикових і сталевих труб та спеціальних з'єднань зі вставним фіксуєчим елементом. Встановлено, що оптимальним є її виконання у вигляді довгомірної конструкції, обмеженої параметрами морського транспортного засобу.

2. Для оцінки досконалості ємностей високого тиску, і зокрема при транспортуванні ними стиснутого природного газу, запропоновано новий універсальний критерій. Він визначається відношенням маси ємності до приведення до нормальних умов об'єму газу, що транспортується в ній. Критерій встановлює зв'язок між кількістю транспортованого газу та основним параметром ємностей з огляду на їх включення до складу вантажних систем

транспортних засобів. Його універсальність підтверджена використанням для оцінки досконалості різних виконань запропонованої багатопорожнинної ємності та порівняння із ємностями типу CNG-1 та CNG-4.

Література

1. About // KGTM Kelley GasTransportModules. URL: <http://kelleygtm.com/about/>
2. Stephen G., Cano G. CNG marine transport – demonstration project development // Presented at the Offshore Technology Conference. Houston, Texas, USA, 2006. doi: <http://dx.doi.org/10.4043/17780-ms>
3. EnerSea Transport Inc. URL: <http://enersea.com>
4. Global Energy Ventures Ltd. URL: <https://gev.com>
5. TransCanada Pipeline Ltd. URL: <https://www.tcenergy.com/>
6. TITAN® Specifications // Hexagon. URL: <http://www.hexagonlincoln.com/mobile-pipeline/titan/titan-specifications#>
7. Спосіб транспортування стиснутого природного газу рухомих трубопроводом: Патент України № 67664, МПК F17C 5/00 / Патон Б. Є., Крижанівський Є. І., Савицький М. М., Швидкий Е. А., Зайцев В. В., Мандрик О. М.; заявник і патентоотримувач Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. № u201114580; заявл. 08.12.2011; опубл. 27.02.2012, Бюл. № 4. URL: <http://uapatents.com/2-67664-sposib-transportuvannya-stisnutogo-prirodnogo-gazu-rukhomim-truboprovodom.html>
8. Резервуар многополостный для транспортировки и хранения сжатых газов «ПРЭТТИ»: Пат. № 2178113 С2 Российская Федерация, МПК F17C1/00 / Петров В. А., Петров А. В., Петров А. В.; заявитель и патентообладатель Акционерное общество закрытого типа фирма «ПРЭТТИ». № 98107129/12; заявл. 14.04.1998; опубл. 10.01.2002. URL: <https://findpatent.ru/patent/217/2178113.html>
9. CNG – новая технология морской транспортировки газа: состояние, перспективы, проблемы / Блинков А. Н. и др. // Российский морской регистр судоходства. 2007. Вып. 30. С. 127–162.
10. Trudgeon M. An Overview of NGV Cylinder Safety Standards, production and in-Service Requirements. July 2005. URL: https://apvgn.pt/wp-content/uploads/overview_of_ngv_cylinder_safety_standards.pdf
11. Комков М. А., Тарасов В. А., Зарубина О. В. Анализ конструктивно-массового совершенства оболочек сосудов давления // Машиностроение. 2012. № 3. С. 11–18.
12. Джус А. П. Засоби для транспортування стиснутого природного газу та критерії оцінки їх досконалості // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу», 16–20 травня 2016 р. Івано-Франківськ, 2016. С. 224–228.
13. Wavistrong Installation Guide for GRE Pipe Systems. 2018. URL: <http://www.futurepipe.com/wp-content/uploads/2018/02/Wavistrong-Installation-Guide.pdf>

14. McNamara J. F., Connolly A., Steen J. High Pressure Composite Pipeline and Joints for Gas Distribution Network // Proceedings of the 3rd International Pipeline Technology Conference. Brugge, Belgium, May 21-24, 2000. P. 681–694.

15. Practice for Obtaining Hydrostatic or Pressure Design Basis for Fiberglass (Glass-Fiber-Reinforced Thermosetting-Resin) Pipe and Fittings. ASTM International. doi: <https://doi.org/10.1520/d2992-06>

16. ДНАОП 0.00-1.07-94. Правила будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском. Затверджені наказом Держнаглядохоронпраці України від 18.10.94 р. N 104.

17. Сопротивление материалов: учебник для вузов / под ред. Писаренко Г. В. Киев: Вища школа, 1979. 696 с.

18. Определение параметров облегченных стальных баллонов для грузовой системы CNG-газовозов / Савицький М. М. и др. // Вісник НУК ім. адм. Макарова. 2013. № 1. URL: <http://evn.nuos.edu.ua/article/view/19553/17209>