

ПОРІВНЯННЯ ПАРАМЕТРІВ СТАЛЕВОГО ТА ВУГЛЕПЛАСТИКОВОГО СТРІЧКОВОГО ТЯГОВОГО ОРГАНУ ДОВГОХОДОВОЇ НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

І. Б. Коней

*ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
e-mail: n d l n g i @ n u n g . e d u . u a*

При механізованому способі видобування нафти найбільше поширення знайшли установки штангових свердловинних насосів, в якості наземного приводу яких використовуються верстати-качалки, а гнучкою ланкою, що з'єднує привод з плунжерним свердловинним насосом, є колона насосних штанг. Недоліком штангової свердловинної насосної установки є циклічний характер її роботи з малим періодом циклу та великою асиметричністю навантажень. Перспективним є використання довгоходових насосних установок зі стрічковим тяговим органом. В довгоходових насосних установках плунжер переміщується в колоні НКТ і з'єднаний з наземним приводом через стрічковий тяговий орган, виготовлений зі сталевий стрічки прямокутного поперечного перерізу. Довжина переміщення плунжера може становити від кількох десятків до кількох сотень метрів. Підйом плунжера здійснюється при намотуванні стрічки на барабан установки, а спуск плунжера – під дією ваги самого плунжера та обважененого низу (колони насосних штанг). Проблема підвищення міжремонтного періоду роботи довгоходової насосної установки пов'язана зі створенням довгозорозмірного, високоміцного та довговічного стрічкового тягового органу. В роботі запропоновано використання вуглепластика для виготовлення стрічки тягового органу. Вуглепластик характеризується високою міцністю при невисокій густині та корозійною стійкістю. Визначено оптимальні значення геометричних параметрів стрічкового тягового органу з вуглепластика та виконано порівняння їх зі сталевим для таких розмірів стрічки: товщина – 2-3 мм та 4-5 мм для сталі та вуглепластику відповідно; ширина залежить від діаметру НКТ і становить 35-90 мм; довжина стрічки для сталі – 1500-4500 м, для вуглепластику – 1000-3000 м. Стрічковий тяговий орган довгоходової насосної установки з вуглепластику має значний запас міцності по витривалості у порівнянні з сталевими стрічками. Визначено основні чинники, які впливають на максимальні напруження, що виникають в стрічковому тяговому органі при експлуатації установки.

Ключові слова: видобування нафти, довгоходова насосна установка, стрічковий тяговий орган, вуглепластик, межа витривалості.

In the mechanised method of oil production, the most common are rod downhole pump installations, which use rocking machines as a ground drive, and a column of pump rods as a flexible link connecting the drive to the plunger downhole pump. The disadvantage of the rod downhole pumping unit is the cyclic nature of its operation with a short cycle period and large asymmetry of loads. The use of long-stroke pumping units with a belt traction unit is promising. In long-stroke pumping units, the plunger moves in the tubing string and is connected to the ground drive through a belt drive made of a steel belt with a rectangular cross-section. The length of the plunger movement can range from several tens to several hundred metres. The plunger is lifted when the belt is wound on the drum of the unit, and the plunger is lowered under the weight of the plunger and the weighted bottom (column of pump rods). The problem of increasing the overhaul period of a long-stroke pumping unit is associated with the creation of a long, high-strength and durable belt traction body. In the mechanised method of oil production, the most common are rod downhole pump installations, which use rocking machines as a ground drive, and a column of pump rods as a flexible link connecting the drive to the plunger downhole pump. The disadvantage of the rod downhole pumping unit is the cyclic nature of its operation with a short cycle period and large asymmetry of loads. The use of long-stroke pumping units with a belt traction unit is promising. In long-stroke pumping units, the plunger moves in the tubing string and is connected to the ground drive through a belt drive made of a steel belt with a rectangular cross-section. The length of the plunger movement can range from several tens to several hundred metres. The plunger is lifted when the belt is wound on the drum of the unit, and the plunger is lowered under the weight of the plunger and the weighted bottom (column of pump rods). The problem of increasing the overhaul period of a long-stroke pumping unit is associated with the creation of a long, high-strength and durable belt traction body.

Keywords: oil production, long-stroke pumping unit, band traction unit, carbon fiber, endurance limit.

Вступ

Видобувні свердловини класифікують за типом механізму, що використовується для доставки продукції з вибою свердловини у викидний трубопровід. Механізоване видобування нафти застосовується у тих випадках, коли через надто малий тиск в колекторі не забезпечується економічно оптимальний відбір за рахунок природної енергії свердловини. До переваг механізованих способів експлуатації відносять збільшення виробітку пласта, яке досягається зниженням критичного рівня вибійного тиску.

Установки для механізованого видобування нафти поділяються за типом наземного привода на:

- балансірні;
- безбалансирні;
- гвинтові;
- ланцюгові;
- лінійні;
- гідравлічні;
- довгоходові.

Найбільш поширеним механізованим способом видобування нафти є використання штангових глибинних насосних установок (ШГНУ). Близько 2/3 всіх видобувних свердловин в світі використовують штангові глибинні насоси (ШГН), і на багатьох з них як привод встановлено верстати-качалки, які представляють собою чотириланковий кривошипно-шатунний механізм. Одним з головних недоліків штангової свердловинної насосної установки є циклічний характер її роботи з малим періодом циклу та великою асиметричністю навантажень при високій верхній межі [1].

На даний час основними напрямками робіт з підвищення ефективності процесів видобування нафти з використанням ШГН на промислах є [2]:

- удосконалення методів підбору обладнання з врахуванням умов конкретної свердловини, режиму її роботи, а також підтримання оптимальних умов експлуатації протягом всього міжремонтного періоду;
- розроблення нового і удосконалення існуючого обладнання;
- розроблення і застосування спеціальних конструкцій насосів для видобування нафти з високим вмістом піску, смол і парафіну;
- застосування нових технологічних засобів і методів для експлуатації ШГН в ускладнених геологічних умовах;
- розроблення і впровадження заходів для ефективного використання і збереження електроенергії при видобутку нафти ШГН та ін.

Провідними світовими виробниками нафтопромислового обладнання постійно ставиться задача зі створення і впровадження нетрадиційних конструкцій, що замінюють класичні верстати-качалки.

Економічна ефективність свердловини полягає в мінімізації простоїв та втрат продуктивності. Комплекс заходів для покращення використання видобувного фонду свердловин, який включає впровадження глибинних насосів з підвищеною надійністю, використання високоміцних насосних штанг і нових типів верстатів-качалок, підвищення якості проведення ремонтних робіт, не завжди дає потрібних результатів.

Скорочення числа циклів роботи при збереженні продуктивності установки, зниження напружень в елементах установки без зменшення корисного напору реалізується в довгоходових насосних установках (ДНУ).

Мета досліджень – визначення основних геометричних та міцнісних характеристик стрічкового тягового органу ДНУ з вуглепластику та їх порівняння зі сталевими стрічками.

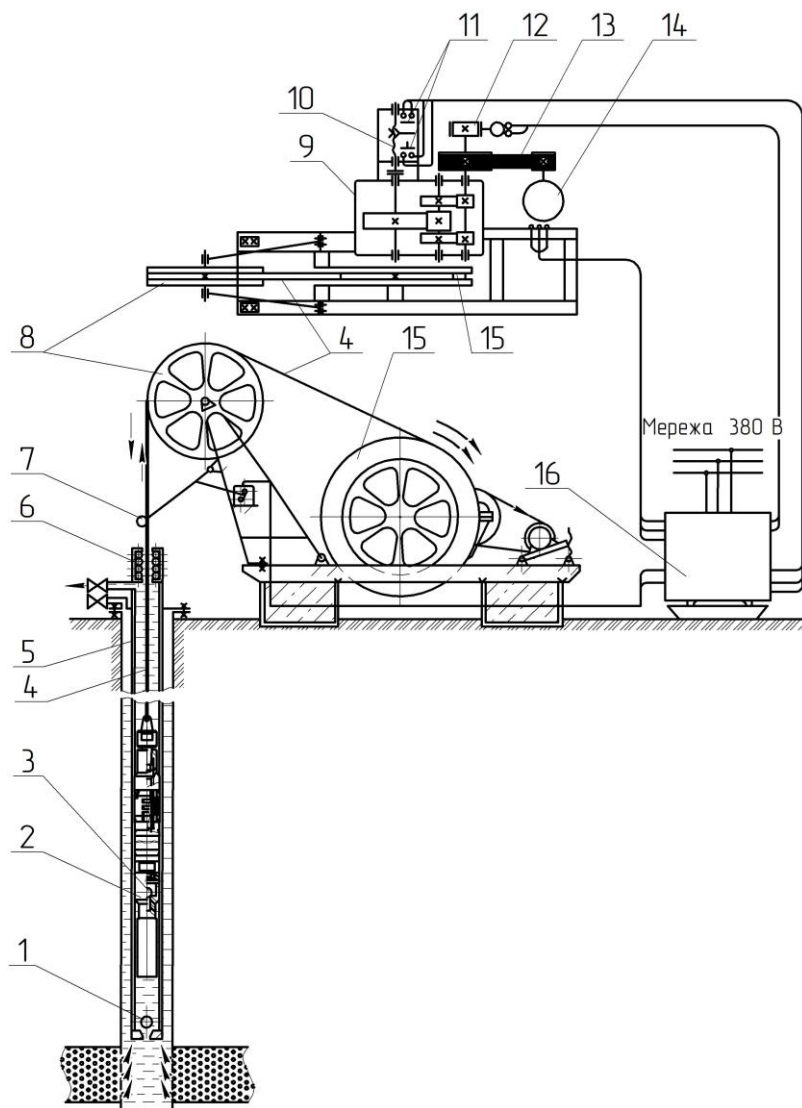
Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Одним з перспективних напрямків є використання ДНУ з стрічковим тяговим органом (СТО), до складу якої входить стрічковий механізм, самоущільнюючий плунжер та робочий циліндр з насосно-компресорних труб (НКТ).

На рисунку 1 представлена схема ДНУ із СТО.

Принцип роботи установки полягає в тому, що наземний привод здійснює намотування стрічки на барабан і змотування її в свердловину із заданими інтервалом руху плунжера. Хід плунжера вниз відбувається за рахунок ваги прикріпленого до нього вантажу. Перемикання з ходу «вгору» на хід «униз» здійснюється шляхом реверсування двигуна. Довжина ходу плунжера регулюється місцем установки кінцевих перемикачів на гвинті механізму реверсування, а продуктивність установки — введенням у цикл відповідних пауз наприкінці ходу «вниз» [3]. Вага вантажу під плунжерами для подолання сили тертя визначається, виходячи із сумарної сили тертя, котра діє на плунжери. В якості вантажу використовують 15-20 штанг Ш19. Тяговим елементом є сталеві стрічки перерізом 45×2; 45×3; 45×3,5; 50×3 (марка сталі – 30ХГСА та ін.).

Перевагою ДНУ з СТО в порівнянні з іншими є більш легкі умови роботи стрічкового тягового органу. Тут стрічка згинається тільки



1 – клапан всмоктуючий; 2 – плунжер; 3 – клапан нагнітальний; 4 – тяговий орган; 5 – циліндр насоса (колона НКТ); 6 – сальник; 7 – аварійний вимикач; 8 – ролик направляючий; 9 – редуктор; 10 – механізм реверсування; 11 – кінцеві вимикачі; 12 – гальмо; 13 – передача клинопасова; 14 – електродвигун; 15 – барабан; 16 – станція керування

Рисунок 1 – Схема ДНУ з СТО

на барабані, оскільки точка збігання є нерухомою. В даній установці практично відсутні контактні напруження в стрічці. Довжина ходу плунжера співрозмірна з глибиною його спуску і досягає сотень метрів [3].

При запуску ДНУ в роботу не виникає коливань в СТО. Максимальне навантаження на СТО з механічним приводом досягається через 2-2,5 секунди після запуску її в роботу [4]. ДНУ з механічним приводом має одну швидкість руху плунжера вгору, а також в ній передбачено плавне регулювання довжини ходу плунжера шляхом зміни положення кінцевих вимикачів.

ДНУ працюють у великому діапазоні подачі насоса – від 2 до 82 м³/добу. При малих

подачах насоса (менше 5 м³/добу) різко зростає питома витрата електроенергії на підйомання 1 т рідини і знижується коефіцієнт подачі насоса. Питома витрата електроенергії збільшується зі зниженням рівня рідини в свердловині і у випадку відкладення парафіну та смол в підйомних трубах. ДНУ забезпечує достатньо високий коефіцієнт подачі насоса – від 0,55 до 0,79. Середнє значення питомих витрат електроенергії при підйоманні рідини з динамічних рівнів від 630 до 850 м складає 6,4–7 кВт·год./т. В цьому ж інтервалі рівня рідини в свердловині на підйомання 1 т рідини з допомогою верстаткачалки питоми витрати електроенергії зростають до 7,64 кВт·год./т [4].

Таблиця 1 – Основні фізичні характеристики матеріалів гнучкого тягового органу

№ з/п	Параметр	Значення	
		сталь	вуглепластик
1	Межа витривалості σ_{σ} , МПа	1000	1800
2	Модуль пружності $E_{\text{смп}}$, $\times 10^{11}$ Па	2,1	1,5
3	Густина $\rho_{\text{смп}}$, кг/м ³	7850	1350
4	Коефіцієнт Пуассона μ	0,3	0,22

Формулювання цілей статті

Для виробництва СТО використовується сталь 30ХГСА, яка постачається у вигляді стрічки товщиною 2-3 мм та шириною 40-90 мм. Механічні властивості заготовки: межа витривалості $\sigma_{\sigma}=350-850$ МПа, межа плинності $\sigma_m=250-600$ МПа, відносне видовження при розриві $\delta_5=15-23$ %. Готова стрічка після термопластичної деформації знакозмінним згином та наступним гартуванням водою кімнатної температури має такі властивості заготовки: межа витривалості $\sigma_{\sigma}=1200-2000$ МПа, межа плинності $\sigma_m=1000-1900$ МПа, відносне видовження при розриві $\delta_5=4-8$ % [5].

СТО в процесі експлуатації сприймає складні навантаження циклічного розтягу та знакозмінного згину.

Встановлено основні вимоги до СТО [6]: висока втомна міцність, число циклів заглиблення не менше $2 \cdot 10^5$, рівна міцність по всій довжині, висока якість поверхні, висока міцність з тимчасовим опором не менше 1200-1500 МПа.

В даний час матеріал, який би володів вище наведеними властивостями, в Україні не виготовляється. Таким чином, проблема підвищення міжремонтного періоду роботи ДНУ з СТО пов'язана зі створенням довгорозмірного, високоміцного та довговічного СТО.

Як альтернативу сталі для виготовлення СТО пропонується застосовувати вуглепластик. Вуглепластик характеризується високою міцністю при невисокій густині, корозійною стійкістю та іншими важливими фізико-механічними характеристиками матеріалу (табл. 1) [7].

Модуль пружності вуглепластика вздовж волокон майже вдвічі менший модуля пружності конструкційних сталей та залежить від технології виготовлення, структури армування та термічної обробки. В свою чергу, міцність вуглепластика безпосередньо залежить від модуля пружності внаслідок перерозподілу навантажень між вуглеволокном та матрицею [8].

Для досягнення поставленої в роботі мети необхідно розв'язати наступні задачі:

- підтвердити можливість використання вуглепластику як матеріалу для виготовлення СТО ДНУ;
- визначити основні оптимальні геометричні параметри СТО;
- визначити основні механічні характеристики СТО.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Для порівняння характеристик сталевого та вуглепластикового СТО та підтвердження доцільності виготовлення СТО з однонаправленого композиційного матеріалу необхідно насамперед визначити товщину, ширину, довжину та механічні властивості матеріалу стрічки в залежності від діючого на неї навантаження.

Сумарні напруження, що діють в СТО, визначаються за формулою

$$\sigma_{\text{сум}} = \sigma_{\text{рід}} + \sigma_{\text{пл}} + \sigma_{\text{смп}} + \sigma_{\text{мп}} + \sigma_{\text{уст}} + \sigma_{\text{зг}} \leq \frac{\sigma_{\sigma}}{n}, \quad (1)$$

де $\sigma_{\text{рід}}$ – напруження від ваги рідини над плунжером;

$\sigma_{\text{пл}}$ – напруження від ваги плунжера та вантажу;

$\sigma_{\text{смп}}$ – напруження від ваги стрічки в рідині;

$\sigma_{\text{мп}}$ – напруження від дії сил тертя СТО об внутрішні стінки підйомних труб;

$\sigma_{\text{уст}}$ – напруження, що виникають від протитиску на усті свердловини;

$\sigma_{\text{зг}}$ – максимальні згинаючі напруження, що виникають в стрічці при намотуванні на барабан ДНУ.

Напруження в стрічці від ваги рідини визначається величиною максимальної ваги рідини над плунжером і визначаються за формулою

$$\sigma_{\text{рід}} = \frac{P_{\text{max}}}{b \cdot \delta} = \frac{\rho_p \cdot g \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{\text{мп}}^2}{4} - b \cdot \delta \right) \cdot h_{\text{max}}}{b \cdot \delta}, \quad (2)$$

де ρ_p – густина рідини, кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

$d_{\text{мп}}$ – внутрішній діаметр підйомних труб, м;

b, δ – відповідно ширина і товщина стрічки, м;

h_{max} – максимальна глибина спуску плунжера, м.

Напруження від ваги плунжера з вантажем визначаються за формулою

$$\sigma_{nl} = \frac{P_{nl}}{b \cdot \delta} = \frac{m_{nl} \cdot g}{b \cdot \delta}, \quad (3)$$

де m_{nl} – маса плунжера, кг.

Напруження від ваги стрічки в рідині визначаються за формулою

$$\sigma_{cmp} = \frac{q_{cmp} \cdot l}{b \cdot \delta} \cdot \frac{\rho_{cmp} - \rho_p}{\rho_{cmp}}, \quad (4)$$

де q_{cmp} – вага 1 м стрічки, Н/м;

l – довжина стрічки в свердловині, рівна максимальній глибині спуску плунжера h_{max} , м;

ρ_{cmp} – густина матеріалу стрічки, кг/м³.

Напруження від дії сил тертя СТО об внутрішні стінки підйомних труб визначаються за формулою

$$\sigma_{mp} = \frac{q_{mp} \cdot H_p}{\delta}, \quad (5)$$

де q_{mp} – сила тертя на довжині 1 м, Н/м;

$H_p = h_{max}$ – висота стовпа рідини, м.

Напруження, що виникають від протитиску на усті свердловини, визначаються за формулою

$$\sigma_{yct} = \frac{P_{yct} \cdot f_{nl}}{b \cdot \delta}, \quad (6)$$

де P_{yct} – тиск на усті свердловини, МПа;

f_{nl} – площа поперечного перерізу плунжера, м².

Максимальні згинаючі напруження, що виникають в стрічці при намотуванні на барабан ДНУ

$$\sigma_{zr} = \frac{E_{cmp} \cdot \delta \cdot k}{(1 - \mu^2) \cdot r}, \quad (7)$$

де E_{cmp} – модуль пружності матеріалу стрічки, Па;

k – поправочний коефіцієнт, $k=0,38-0,40$;

μ – коефіцієнт Пуассона;

r – радіус барабана ДНУ, м.

Виконуючи необхідні підстановки та нехтуючи відносно невеликою величиною напружень від дії сил тертя, визначаємо з рівняння (1) максимальні допустимі навантаження на тяговий орган ДНУ

$$P_{max} = \left(\frac{\sigma_g}{n} - \rho_{cmp} g h_{max} \frac{\rho_{cmp} - \rho_p}{\rho_p} - \frac{E_{cmp} \delta k}{(1 - \mu^2) r} \right) \times \\ \times b \delta - m_{nl} g - P_{yct} \frac{\pi d_{mp}^2}{4}. \quad (8)$$

Допустима висота підйому рідини

$$h_{max} = \left(\left(\frac{\sigma_g}{n} - \rho_{cmp} g h_{зан} \frac{\rho_{cmp} - \rho_p}{\rho_{cmp}} - \frac{E_{cmp} \delta k}{(1 - \mu^2) r} \right) \times \right. \\ \left. \times b \delta - m_{nl} g - P_{yct} \frac{\pi d_{mp}^2}{4} \right) \cdot \frac{1}{\rho_p g \left(\frac{\pi d_{mp}^2}{4} - b \delta \right)}. \quad (9)$$

де $h_{зан}$ – глибина занурення плунжера під рівень рідини, м.

Дослідимо залежність допустимої висоти підйому рідини від поперечних розмірів стрічки b і δ . Товщина стрічки 1; 2; 3; 3,5; 4; 4,5; 5 мм.

Для розрахунків приймаємо: $n=2$; $h_{зан}=500$ м; $\rho_p=900$ кг/м³; $k=0,4$; $r=1$ м; $m_{nl}=100$ кг; $P_{yct}=1$ МПа.

Максимально можлива ширина стрічки залежить від внутрішнього діаметра підйомних труб і визначається за формулою

$$b = \sqrt{d_{mp}^2 - \delta^2} - \sum \Delta, \quad (10)$$

де Δ – сума допусків на розмір труб і співвісність різьб, які зменшують внутрішній діаметр, м.

В таблиці 2 наведено значення максимальної ширини стрічки для різних діаметрів підйомних труб.

Графічна залежність максимального напору ДНУ від товщини стрічки для різних діаметрів підйомних труб представлена на рисунку 2. При побудові графічних залежностей прийнята мінімальна ширина стрічки $b=35$ мм.

З рисунка 2 видно, що існує оптимальна товщина стрічки, при якій досягається максимальний напір. Так, для сталевих стрічок оптимальна товщина становить близько 3 мм, а для вуглепластикових – близько 5 мм. Зміна товщини стрічки відносно оптимальної знижує несучу здатність стрічки за рахунок зниження допустимого навантаження розтягу. НКТ меншого діаметра мають більшу висоту підйому рідини, що пояснюється швидким збільшенням ваги рідини в порівнянні з вантажопідйомністю СТО.

На практиці переважно застосовують стрічки з розмірами поперечного перерізу 30×3; 30×4,5; 35×3; 35×4,5; 45×2; 45×3; 55×2 та 55×3 мм.

Графічна залежність максимального напору ДНУ від товщини стрічки для різних радіусів барабана представлена на рисунку 3. При побудові графічних залежностей прийнятий найбільш розповсюджений діаметр НКТ – 73×5,5 мм та мінімальна ширина стрічки $b=35$ мм.

Таблиця 2 – Максимально можлива ширина стрічки для різних діаметрів підйомних труб

D_{mp} , мм	δ_{mp} , мм	d_{mp} , мм	Δ , мм	δ , мм	b , мм	Остаточно прийняте b , мм
48	4	40,3	1,2	1	39,09	35
				2	39,05	
				3	38,99	
				3,5	38,95	
				4	38,90	
				4,5	38,85	
60	5	50,3	1,8	5	38,79	45
				1	48,49	
				2	48,46	
				3	48,41	
				3,5	48,38	
				4	48,34	
73	5,5	62	1,8	4,5	48,30	55
				5	48,25	
				1	60,19	
				2	60,17	
				3	60,13	
				3,5	60,10	
73	7	59	1,8	4	60,07	55
				4,5	60,04	
				5	60,00	
				1	57,19	
				2	57,17	
				3	57,12	
89	6,5	75,9	1,8	3,5	57,10	70
				4	57,06	
				4,5	57,03	
				5	56,99	
				1	74,09	
				2	74,07	
89	8	72,9	1,8	3	74,04	70
				3,5	74,02	
				4	73,99	
				4,5	73,97	
				5	73,94	
				1	71,09	
102	6,5	83,6	2,2	2	71,07	80
				3	71,04	
				3,5	71,02	
				4	70,99	
				4,5	70,96	
				5	70,93	
114	7	100,3	2,4	1	81,39	90
				2	81,38	
				3	81,35	
				3,5	81,33	
				4	81,30	
				4,5	81,28	
				5	81,25	
				1	97,90	
				2	97,88	
				3	97,86	
				3,5	97,84	
				4	97,82	
				4,5	97,80	
				5	97,78	

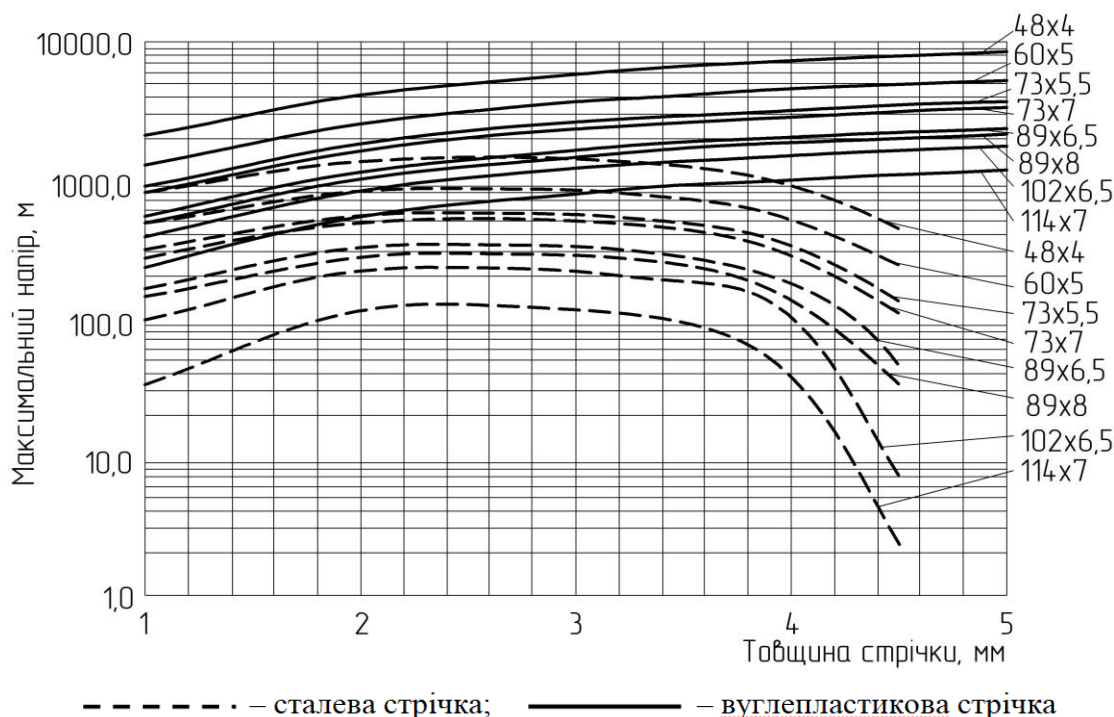


Рисунок 2 – Графічна залежність максимального напору ДНУ від товщини стрічки для різних діаметрів підйомних труб

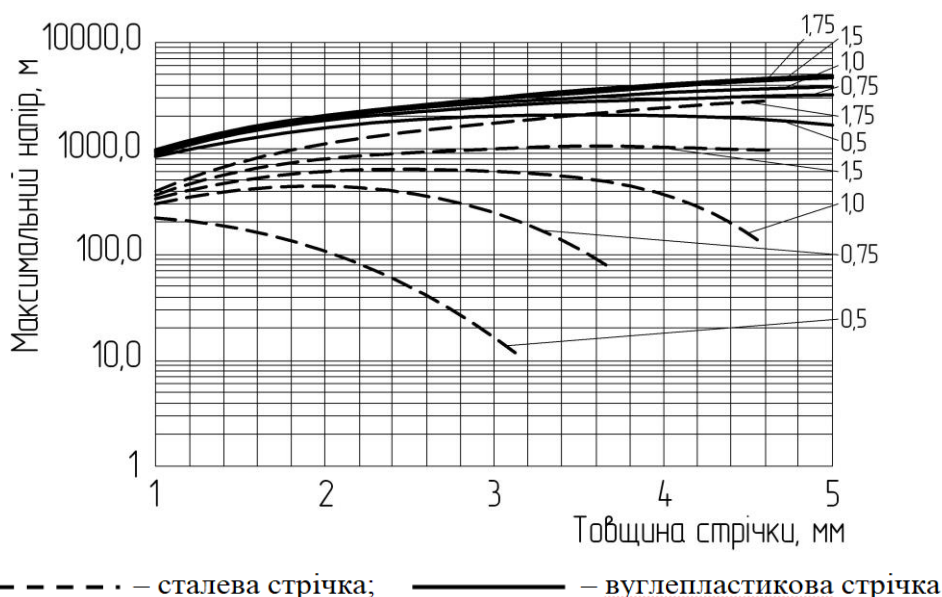


Рисунок 3 – Графічна залежність максимального напору ДНУ від товщини стрічки для різних радіусів барабана для намотування СТО

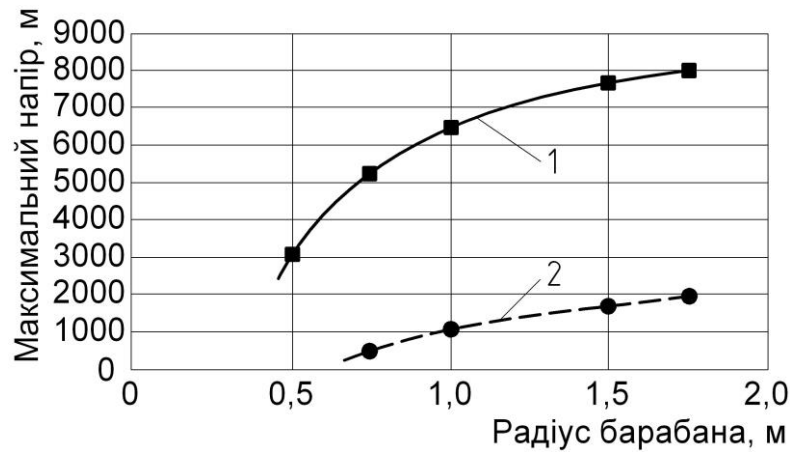
Для сталевих стрічок оптимальний діаметр барабана становить 2,0 м при товщині стрічки 3,0 мм, для стрічки з вуглепластику оптимальний діаметр барабана 1,5 м при товщині стрічки близько 5 мм. Діаметр барабана суттєво впливає на максимальну висоту підйому рідини, особливо при великій товщині стрічки.

Збільшення діаметра барабана ДНУ дозволяє збільшити глибину підйому рідини зі свердловини (рис. 4).

Визначимо міцнісні характеристики матеріалу, з якого виготовляється СТО, залежно від діючого на нього навантаження. Межа витривалості матеріалу стрічки визначається за формулою

$$\sigma_e = \left[\frac{P_{дон}}{b \cdot \delta} + \frac{E_{стп} \cdot \delta \cdot k}{(1 - \mu^2) \cdot r} \right] \cdot n. \quad (11)$$

У таблиці 3 наведені результати розрахунків σ_e за формулою (11) для сталевих та вугле-



1 – вуглепластикова стрічка; 2 – сталева стрічка

Рисунок 4 – Графічна залежність максимального напору ДНУ від радіусу барабана для намотування СТО

Таблиця 3 – Значення межї витривалості матеріалу для різних розмірів стрічки та допустимих навантажень

Розміри стрічки, мм		Межа витривалості матеріалу стрічки, МПа при допустимому навантаженні, кН		
Товщина	Ширина	30	60	80
Сталева стрічка				
3,0	35	1165	-	-
3,5	35	1341	1390	-
4,5	35	1699	1738	1763
3,0	45	1152	-	-
3,5	45	1330	1368	-
4,5	45	1691	1721	1740
3,0	55	1144	-	-
3,5	55	1323	1355	-
4,5	55	1686	1710	1726
3,0	70	1136	-	-
3,5	70	1317	1341	-
4,5	70	1680	1699	1712
Середнє значення		1400	1540	1735
Вуглепластикова стрічка				
3,0	35	814	871	909
3,5	35	932	981	1013
4,5	35	1173	1211	1236
3,0	45	801	845	875
3,5	45	921	959	984
4,5	45	1165	1194	1214
3,0	55	793	829	854
3,5	55	914	945	966
4,5	55	1159	1183	1200
3,0	70	785	814	833
3,5	70	907	932	948
4,5	70	1154	1173	1186
Середнє значення		960	995	1020

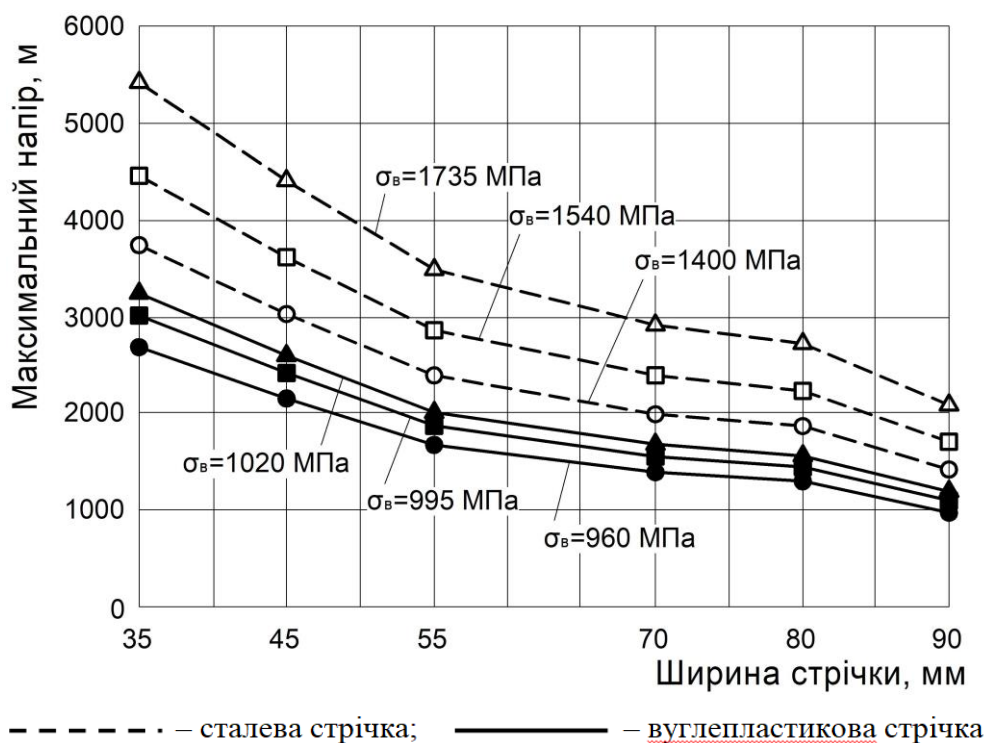


Рисунок 5 – Графічна залежність максимального напору ДНУ від ширини стрічки

пластикового СТО, отримані при діаметрі барабана ДНУ, рівному 2,0 м, товщині стрічки 3-4,5 мм, ширині стрічки 35-70 мм та допустимому навантаженні 30-80 кН.

З таблиці 3 видно, що для забезпечення надійної роботи СТО межа витривалості матеріалу стрічки σ_v при навантаженні $P_{дон}=30$ кН повинна становити 1400 МПа та 960 МПа, при навантаженні $P_{дон}=60$ кН — 1540 МПа та 995 МПа, при навантаженні $P_{дон}=80$ кН — 1735 МПа та 1020 МПа для сталі та для вуглепластика відповідно. При цьому розраховані значення σ_v для стрічок з вуглепластика вдвічі менші за значення, наведені в таблиці 1.

З врахуванням міцнісних характеристик матеріалу стрічки та прийнятих значень ширини стрічки в залежності від діаметра НКТ (табл. 2) будемо графічну залежність максимального напору ДНУ від ширини стрічки для різних значень межі витривалості σ_v (рис. 5). При побудові графічних залежностей прийнята товщина стрічки $\delta=3,0$ мм для сталевих і $\delta=5,0$ мм для вуглепластикових СТО.

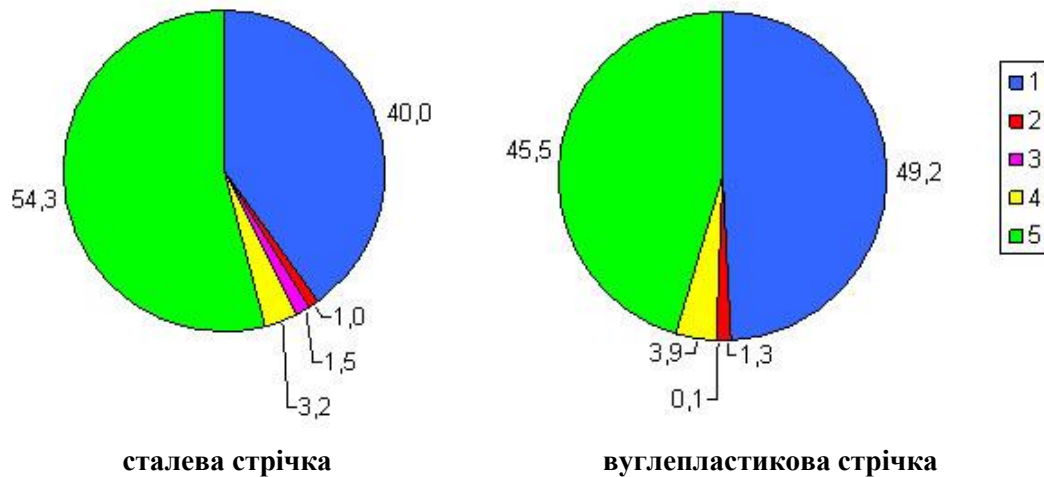
З рисунка 5 видно, що сталеві стрічки забезпечують підйом рідини з глибини 1500 – 4500 м, а вуглепластикові з глибини 1000 – 3000 м. Враховуючи, що розрахована межа міцності для вуглепластикової стрічки вдвічі менша за дійсне значення σ_v (табл. 1), глибина підйому рідини буде значно більшою.

При аналізі максимальних напружень, що виникають в стрічковому тяговому органі ДНУ, викликає інтерес розподіл складових максимального напруження згідно рівняння (1). На рисунку 6 представлені кругові діаграми відсоткового розподілу складових максимальних напружень в сталевій та вуглепластиковій стрічках при вище отриманих їх оптимальних параметрах. Напруження від дії сил тертя СТО об внутрішні стінки підйомних труб при побудові діаграм не враховувались через невелику їх величину.

Максимальні напруження для сталевих СТО найбільше залежать від згинаючих напружень при намотуванні на барабан установки (54,3%), далі – від ваги рідини над плунжером (40%). Максимальні напруження для вуглепластикових СТО найбільше залежать від ваги рідини над плунжером (49,2%), далі – від згинаючих напружень при намотуванні на барабан (45,5%). Напруження від ваги стрічки в рідині складають 1,5% та 0,1% відповідно для сталевих та вуглепластикових СТО.

Висновки

Завдяки високій межі витривалості, малому модулю пружності та малій густині вуглепластик може використовуватися для виготовлення стрічкового тягового органу довгоходової насосної установки.



сталева стрічка

вуглепластикова стрічка

1 – напруження від ваги рідини над плунжером; 2 – напруження від ваги плунжера та вантажу; 3 – напруження від ваги стрічки в рідині; 4 – напруження, що виникають від протитиску на усті свердловини; 5 – максимальні згинаючі напруження, що виникають в стрічці при намотуванні на барабан ДНУ

Рисунок 6 – Діаграма відсоткового розподілу складових максимальних напружень в стрічковому тяговому органі ДНУ

Оптимальні значення геометричних параметрів СТО: товщина стрічки 2-3 мм та 4-5 мм для сталі та вуглепластику відповідно; ширина стрічки залежить від діаметру НКТ і становить 35-90 мм; довжина стрічки для сталі складає 1500-4500 м, для вуглепластику - 1000-3000 м.

Діаметр барабана, на який намотується СТО, суттєво впливає на максимальну висоту підйому рідини, особливо при великій товщині стрічки. Оптимальний діаметр барабана для намотування СТО становить для сталевих стрічок 2,0 м при товщині стрічки 3,0 мм та 1,5 м при товщині стрічки близько 5 мм для стрічки з вуглепластику.

СТО з вуглепластику мають значний запас міцності по витривалості у порівнянні з сталевими стрічками. Межа витривалості матеріалу стрічки σ_v при навантаженні $P_{дон}=80$ кН становить 1735 МПа для сталеві стрічки та 1020 МПа для вуглепластикові стрічки. Максимальні напруження, що виникають у вуглепластикових стрічках, найбільше залежать від ваги рідини над плунжером та від згинаючих напружень при намотуванні на барабан установки.

Література

1. Персиянцев М.Н. Добыча нефти в осложненных условиях. М.: ООО «НедраБизнесцентр», 2000. 653 с.: ил. ISBN 5-8365-0052-5
2. Копей І.Б. Перспективи використання гідравлічного привода штангового глибинного насоса. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2021. № 4(81). С. 71-81.

3. Храмов Р.А., Корнев Б.П. Сравнение характеристик приводов длинноходовых насосных установок с гибким тяговым органом. *Нефтяное хозяйство*. 1995. №8. С. 42-45.

4. Храмов Р.А., Халлиулин Ф.Х. Опыт эксплуатации длинноходовых насосных установок с гибким тяговым органом. *Нефтяное хозяйство*. 1995. №8. С. 55-56.

5. Храмов Р.А., Крылов Н.И. Технология процесса изготовления ленточного тягового органа для длинноходовой насосной установки. *Нефтяное хозяйство*. 1995. № 8. С. 46-48.

6. Храмов Р.А. Длинноходовые насосные установки для добычи нефти. М.: Недра, 1996.

7. Krechkovska H., Kopey B., Vakun B., Kopey I. Peculiarities of fatigue cracks growth in steel and composite sucker rods. Book of abstracts. ECF23. Madeira. 2022. (27 June – 02 July 2022). P. 451. ISBN: 9788831482189.

8. Криворучко Д.В., Осадчий И.О., Колесник В.А. Исследование свойств волокнистых полимерных композиционных материалов. *Сучасні технології в машинобудуванні*. 2014, вип. 9. С. 74-82. ISSN: 2078-7499.

References

1. Persiyantsev M.N. Dobyicha nefiti v oslozhnennyih usloviyah. M.: ООО «Nedra-Biznestsentr», 2000. 653 p. ISBN 5-8365-0052-5 [in Russian]
2. Kopei I.B. Perspektivy vykorystannia hidravlichnoho pryvoda shtanhovoho hlybynnoho nasosa. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh*

rodovyshch. 2021. No 4(81). P. 71-81. [in Ukrainian]

3. Hramov R.A., Kornev B.P. Sravnenie harakteristik privodov dlinnohodovyih nasosnyih ustanovok s gibkim tyagovym organom. *Neftyanoe hozyaystvo.* 1995. No 8. P. 42-45. [in Russian]

4. Hramov R.A., Halliulin F.H. Opyit ekspluatatsii dlinnohodovyih nasosnyih ustanovok s gibkim tyagovym organom. *Neftyanoe hozyaystvo.* 1995. No 8. P. 55-56. [in Russian]

5. Hramov R.A., Kryilov N.I. Tehnologiya protsessa izgotovleniya lentchnogo tyagovogo organa dlya dlinnohodovoy nasosnoy ustanovki. *Neftyanoe hozyaystvo.* 1995. No 8. P. 46-48. [in Russian]

6. Hramov R.A. Dlinnohodovyie nasosnyie ustanovki dlya dobyichi nefi. M.: Nedra, 1996. [in Russian]

7. Krechkovska H., Kopey B., Bakun B., Kopey I. 502 Peculiarities of fatigue cracks growth in steel and composite sucker rods. Book of abstracts. ECF23. Madeira. 2022. (27 June – 02 July 2022). P. 451. ISBN: 9788831482189.

8. Krivoruchko D.V., Osadchiy I.O., Kolesnik V.A. Issledovanie svoystv voloknistyih polimernyih kompozitsionnyih materialov. *Suchasni tekhnologii v mashynobuduvanni.* 2014, Vol. 9. P. 74-82. ISSN: 2078-7499. [in Russian]