

КОРЕКТУВАННЯ ПАСПОРТНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГВИНТОВОГО НАСОСА ДО УМОВ РОБОТИ У СВЕРДЛОВИНІ

В.С. Бойко, Т.С. Веклин

*ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727137,
e-mail: drill@nupg.edu.ua*

Паспортну (заводську) характеристику гвинтового насоса знімають в заводських умовах на прісній воді і враховують тільки витікання рідини через лінію дотику гребеня спіралі гвинта з внутрішньою поверхнею обойми. Метою роботи є розроблення методу коректування паспортної характеристики гвинтового насоса на основі розгляду конструктивного оформлення (двогвинтовий насос) і механізму його роботи в термодинамічних умовах нафтової свердловини на етапі підготовки його до опускання у свердловину, щоб промисловому працівникові без додаткових втрат забезпечити заданий технологічним режимом дебіт свердловини. Коректування виконано шляхом урахування усадки нафти (чи водонафтової суміші), наповнення порожнин насоса рідиною за вмісту вільного газу в продукції та в'язкості рідини (різна в'язкість нафти і прісної води), а вплив в'язкості на витрату витікання віднесено до запасу в продуктивній характеристиці. Розраховано вміст вільного газу на вході в насос, сепарацію газу на вході через трубне і затрубне газові числа та об'ємний витратний газоміст потоку з урахуванням в компоновці зануреного агрегата. Вплив в'язкості і кількості обертів гвинта враховано через об'ємний коефіцієнт корисної дії устаткування. Метод коректування подано в доступній для практичного використання формі.

Ключові слова: занурений гвинтовий свердловинний насос, термобаричні умови експлуатації насоса у свердловині, коректування паспортної характеристики.

Паспортная (заводская) характеристика винтового насоса снимается в заводских условиях на пресной воде и учитывает только утечки через линию соприкосновения гребня спирали винта с внутренней поверхностью обоймы. Целью работы является разработка метода корректировки паспортной характеристики винтового насоса путем рассмотрения конструктивного оформления (двухвинтовой насос) и механизма его работы в термодинамических условиях нефтяной скважины на этапе подготовки к спуску в скважину, чтобы позволить промисловому работнику без дополнительных потерь обеспечить заданный технологическим режимом дебит скважины. Корректировка выполнена по подаче с учётом усадки нефти (или водонефтяной смеси), наполнения полостей насоса жидкостью при наличии свободного газа в продукции и вязкости жидкости (разная вязкость нефти и пресной воды), а влияние вязкости на расход утечки отнесено к запасу в продуктивной характеристике. Рассчитано содержание свободного газа на входе в насос, сепарацию газа на входе через трубное и затрубное газовые числа и объёмный расходное газосодержание потока с учётом в компоновке погруженного агрегата. Влияние вязкости и числа оборотов винта учтено через объёмный коэффициент полезного действия оборудования. Метод корректировки представлен в доступной для практического использования форме.

Ключевые слова: погруженный винтовой скважинный насос, термобарических условиях эксплуатации насоса в скважине, корректировки паспортной характеристики.

The passport (plant) specification of a screw pump is measured at a plant in fresh water and calculates only the leakage through the contact line of the edge of the screw spiral with the inner surface of the screw holder. The aim of this research is to develop the adjustment methods for passport specification of a screw pump based on the study of two-screw pump engineering and its operation under thermodynamic conditions of oil well in order to provide the predetermined process conditions of the well yield for an industrial worker without additional losses. The adjustment is done through the delivery of oil shrinkage (or oil-and-water mixture), filling of pump pots with fluid if free gas exists in products as well as fluid viscosity (different oil and fresh water viscosity). The viscosity effect on the leakage fluid is referred to the reserves of productive specifications. The free gas composition at the pump entering, gas separation on entering through tubular and annular gas numbers and volume gas content of the stream using two types of screw (lower and upper) with the immersed assembly were calculated. The viscosity effect and screw rotation number was taken into account through the volume efficiency of the equipment. The adjustment method is given in the practical use.

Key words: immersed screw oilwell pump, thermobaric conditions of pump operation in the well, adjustment of passport specifications.

Вступ

Видобування нафти щороку істотно ускладнюється, що пояснюється разом і з іншими причинами також потребою переходити на об'єкти із важковидобувними запасами, в т.ч. із запасами високов'язкої нафти. Декілька родовищ із високов'язкою нафтою маємо в Україні. Це зумовило пошуки і створення нових технологій механізованого видобування нафти, зок-

рема із застосуванням гвинтових насосів. Такі свердловинні насоси виявились ефективними для піднімання на поверхню в'язких рідин, високов'язких емульсій.

Аналіз сучасних досліджень

На деяких вітчизняних родовищах випробовуються устаткування гвинтових насосів як сервісна послуга на конкретних свердловинах.

Інформація про коректування паспортної (заводської) характеристики насосів до термобаричних умов у свердловинах відсутня. Паспортна характеристика насосів знімається в заводських умовах на прісній воді, а продукція свердловин характеризується більшою щодо в'язкістю прісної води, наявність вільного газу в різній кількості, що зумовлює зміну характеристики насоса. Для промислового працівника важливо перед опусканням насоса у свердловину знати цю зміну, щоб без додаткових втрат забезпечити заданий технологічним режимом дебіт свердловини.

Виокремлення невирішених питань

Невирішеним питанням є відсутність методу коректування паспортної характеристики гвинтового насоса до термобаричних умов у свердловині на етапі підготовки його до опускання у свердловину.

Формулювання цілей статті

Мета виконання даної роботи – розробити метод коректування паспортної характеристики гвинтового насоса на основі розгляду конструктивного оформлення (двогвинтовий насос) і механізму його роботи в термодинамічних умовах свердловини.

Висвітлення основного матеріалу

Основним елементом у системі гвинтовонасосної експлуатації нафтових свердловин є гвинтовий насос, приводом якого слугує або занурений електродвигун, розміщений нижче насоса, або наземний привод із застосуванням колони насосних штанг [2].

Робочим органом гвинтового насоса є однозахідний черв'ячний гвинт (ротор), який обертається в обоймі, що являє собою двозахідну гвинтову поверхню.

Гвинт виготовлено зі сталі або з титанового стопу, а обойма здебільшого розміщена в сталевому корпусі і заповнена еластомером. Намагаючись усунути обмеження, створені відносно швидким хімічним або механічним руйнуванням полімеру на вибої (наприклад, у свердловинах із високою температурою на вибої або високим вмістом ароматичних речовин у видобуваній нафті, високою концентрацією CO_2 чи H_2S) розроблено суцільно металеві гвинтові насоси. Ущільнення в металевих насосах досягається тільки завдяки мінімальному робочому зазору між ротором і статором (тобто потрібні мінімальні заводські допуски), інакше такий зазор створює великі протікання (проковзування) рідини.

Принцип дії гвинтового насоса полягає в наступному. При роботі насоса статор приєднаний до насосно-компресорних труб (НКТ) і залишається нерухомим, а ротор здійснює складний рух, тобто обертається навколо свого центра, а вісь гвинта (вісь гвинтової лінії) здійснює планетарний рух у зворотному напрямку. Гвинт і обойма по своїй довжині утворюють ряд послідовно замкнених порожнин, оскільки гребінь спіралі гвинта по всій довжині перебуває в неперервному

дотику з обоймою. Ці порожнини під час обертання гвинта пересуваються від входу в насос до виходу з нього. При цьому кожна порожнина спочатку сполучається з областю входу в насос і заповнюється перепомпованою рідиною (нафтою або водонафтовою сумішшю) чи газоводонафтовою сумішшю (за наявності вільного газу) при термобаричних умовах на вході, а відтак, переміщуючись вздовж осі насоса до тих пір, поки не стане замкнутою. На виході із насоса вона з'єднується із областю нагнітання, переміщуючись, зменшується, і рідина виштовхується в піднімальній трубі.

Ряд непроникних ізольованих порожнин при обертанні гвинта (ротора) переміщуються від входу в насос до його виходу, «змушують» рідину і вільний газ рухатися в напрямі вздовж насоса від всмоктувального отвору до вихідного отвору.

Перепад тиску між виходом і входом забезпечує необхідний тиск для піднімання рідини на поверхню.

Одногвинтовий насос за принципом дії відноситься до об'ємних насосів. Він має однозахідний гвинт із внутрішнім діаметром d , який обертається у двозахідній обоймі, при цьому довжина кроку гвинта t у два рази є меншою довжини кроку обойми T [3]. Контактна лінія на довжині кроку обойми утворює одну замкнуту порожнину, яка при обертанні гвинта на один оберт переміщується на довжину кроку обойми в напрямі до виходу із насоса. Вісь гвинта у своєму крайньому положенні розміщена на відстані l від осі обойми. Крайнє положення осі окремих перерізів гвинта має відхилення від осі обойми, рівне $2l$. Якщо умовно розріжемо поперечний переріз гвинта на дві половини і розмістимо їх по обидві сторони перерізу обойми, то отримаємо площу потоку $F = 4ld$.

Помноживши цю площу на величину осьового переміщення рідини, рівну довжині кроку обойми τ , отримаємо об'єм однієї замкнутої порожнини $V_n = FT = 4ld\tau$.

Частота обертання гвинта n визначає число тих порожнин, котрі переміщуються до місця виходу із насоса за одиницю часу, а тоді теоретичне об'ємне хвилинне подавання гвинтового насоса становитиме

$$Q'_T = 4ldTn \quad (1)$$

і теоретичне об'ємне добове подавання

$$Q_T = 5760ldTn, \quad (2)$$

де $5760 = 4 \cdot 1440$.

Фактичне (дійсне) подавання Q насоса, яке вимірюють на поверхні, є меншим від теоретичного подавання Q_T . Відношення дійсного подавання до теоретичного називають коефіцієнтом подавання насоса [2]:

$$\alpha_n = \frac{Q}{Q_T}. \quad (3)$$

Коефіцієнт подавання α_n (або в технічній гідромеханіці гідромашин і гідропривода [3] інакше об'ємний коефіцієнт корисної дії насоса η_0), на відміну від гідромеханіки гідромашин, враховує окрім витікання рідини через лінію

дотику гребеня спіралі гвинта з внутрішньою поверхнею обойми (посадку гвинта в обоймі – з натягом чи без натягу або із зазором між металевими поверхнями гвинта і обойми, характеристики полімерного покриття обойми та величину напору) також стосовно до роботи у свердловині ступінь наповнення ізольованих порожнин відпомповуваною рідиною чи газоводо-нафтовою сумішшю (за наявності вільного газу в нафті або в суміші нафти і води) та усадку рідини.

Характеризуючи вплив цих трьох чинників відповідними коефіцієнтами і враховуючи незалежність їх спільної дії, записуємо коефіцієнт подавання α_n як добуток:

$$\alpha_n = \alpha_{\text{вит}} \alpha_{\text{ус}} \alpha_{\text{нап}}, \quad (4)$$

де $\alpha_{\text{вит}}$, $\alpha_{\text{ус}}$, $\alpha_{\text{нап}}$ – коефіцієнти, які враховують вплив витікання рідини, усадки рідини і наповнення порожнин насоса рідиною.

Гвинтовий насос за принципом дії аналогічний об'ємному, а за способом передавання енергії рідині – роторному. Характеристикою об'ємно-роторних насосів (на відміну від характеристики лопатевих насосів) називають здебільшого залежність тиску p_n , що створюється насосом (або напором), від його подавання Q при постійній частоті обертання вала [3]. Оскільки ідеальне (теоретичне) подавання визначається його робочим об'ємом ($4IDT_{\text{гн}}$) і частотою обертання n (при $\alpha_n=1$), то характеристика насоса в системі координат $p_n - Q$ зображається вертикальною лінією [3].

Дійсне подавання насоса відрізняється від ідеального для нестисливої рідини на величину витікання через зазор робочих камер. Тоді дійсна характеристика буде виражатися похилою прямою. При цьому, чим досконаліший насос, тим ближчою буде ця пряма до ідеальної характеристики (тим більша «жорсткість» характеристики). Саме у такому вигляді характеристики роторних насосів використовуються споживачами і подаються в каталогах.

Водночас при виконанні розрахунків гідравлічних систем із використанням характеристик насосів останні подають так само, як і характеристика лопатевих насосів – у вигляді залежності тиску p_n (або напору H_n) від подавання Q . У такій системі координат ідеальне подавання зображається горизонтальною прямою, а фактичне подавання з урахуванням витікань – похилою прямою.

Такі характеристики з урахуванням витікань називають паспортними (або заводськими). Оскільки зазори малі і протяжні, а в'язкість рідини зазвичай значна, режим руху рідини в цих зазорах, як правило, ламінарний (за дослідними даними критерій Рейнольдса потоку рідини в зазорах з рухомими і нерухомими гвинтами відповідає ламінарному режиму), тому при не дуже високих тисках для витікань справедливим є закон опору Пуазейля (об'ємна витрата витікань) [4, 5]:

$$q_{\text{вит}} = \frac{2\pi R \delta^3 \Delta p}{12\mu l_{\text{щ}}}, \quad (5)$$

де R – зовнішній радіус ротора;
 $2\pi R$ – довжина щілини (зазору);
 δ – розкриття (ширина) зазору;
 Δp – перепад тиску на виході і на вході в зазор;
 μ – динамічний коефіцієнт в'язкості рідини;
 $l_{\text{щ}}$ – глибина щілини.

Якщо подати ширину зазору δ при заданому тиску двома доданками: установленого зазору δ_0 і зумовленого зазору δ_x , який виникає внаслідок дії тиску рідини, то ширина зазору під час роботи насоса буде $\delta = \delta_0 + \delta_x$. Для жорстких обойм $\delta_x = 0$, а $\delta = \delta_0$. У випадку натягу в парі гвинт-обойма установлений зазор $\delta_x < 0$ і ширина зазору при роботі насоса $\delta = \delta_x - \delta_0$, а витікання буде проявлятися тільки тоді, коли $(\delta_x - \delta_0) > 0$ [4].

Витрата витікання є обернено пропорційною динамічному коефіцієнту в'язкості рідини. У свердловині в'язкість нафти (чи водонафтової емульсії) є більшою в'язкості прісної води, то цей вплив відносимо до запасу в продуктивній характеристиці.

Ізольовані порожнини насоса заповнюються рідиною за температури $T_{\text{вс}}$ і тиску $p_{\text{вс}}$ на вході в насос. За таких умов подавання рідини становить $Q(p_{\text{вс}})$. На поверхні рідини розгазовується й охолоджується, її об'єм зменшується, тобто відбувається усадка. Тоді коефіцієнт, який враховує усадку рідини,

$$\alpha_{\text{ус}} = \frac{Q}{Q(p_{\text{вс}})} = \frac{1}{b(p_{\text{вс}})}, \quad (6)$$

де $b(p_{\text{вс}})$ – об'ємний коефіцієнт рідини за тиску $p_{\text{вс}}$.

Для водонафтової суміші, якщо нехтувати відносним рухом фаз, об'ємний коефіцієнт становитиме

$$b(p_{\text{вс}}) = b_n(p_{\text{вс}})(1 - n_b) + b_b(p_{\text{вс}})n_b, \quad (7)$$

де $b_n(p_{\text{вс}})$, $b_b(p_{\text{вс}})$ – об'ємні коефіцієнти відповідно нафти і води (визначаються експериментально або розраховуються залежно від тиску всмоктування $p_{\text{вс}}$, а так як вони майже не залежать від температури, то впливом останньої нехтують);

$$n_b = \frac{Q_b}{Q_n + Q_b} - \text{обводненість продукції свердловини};$$

Q_n , Q_b – витрати відповідно нафти і води.

Ступінь наповнення кожної порожнини насоса рідиною при всмоктуванні залежить від вмісту вільного газу в ній.

На нафтових промислах застосовується електрогвинтовий насос із двома гвинтами, які

обертаються в одному напрямку від одного електродвигуна, але один із них має правий напрям спіралі, а другий – лівий. При цьому верхній гвинт подає рідину згори вниз, а нижній – знизу угору (така схема врівноважує осьові навантаження), відповідно в насосі є два окремі входи для рідини (приймальні сітки) і спільний вихід. Відповідно дебіт свердловини Q розподіляється між нижнім і верхнім насосами відповідно на Q_1 і Q_2 , а також і вільний газ.

Кількість вільного газу на вході в насос, зведена до стандартних (чи нормальних) умов, можна визначити як різницю між кількістю газу, що виділяється із нафти за стандартних умов, і кількістю газу $V_{гр}$, розчиненого в нафті (розчиненням у воді нехтуємо) в термобаричних умовах на вході в насос (можна встановити лабораторним аналізом розгазування проб нафти або розрахунково оцінити за законом Генрі). Тоді кількість вільного газу за стандартних умов опишеться виразом:

$$V_{го} = G_0 Q_{но} - V_{гр} = V_{но} [G_0 - \alpha_p (p_{вх} - p_0)] \quad (8)$$

і зведена до термобаричних умов на вході в насос (за законом Клапейрона-Менделєєва) матиме вигляд:

$$V_{г} = \frac{V_{го} p_0 z_{гвх} T_{вх}}{z_{го} T_0 p_{вх}} =$$

$$= [G_0 - \alpha_p (p_{вх} - p_0)] \frac{Q_{н} z_{гвх} T_{вх} p_0}{b_{н} z_{го} T_0 p_{вх}}, \quad (9)$$

де G_0 – експлуатаційний газовий фактор;
 $Q_{но}$ – кількість нафти за стандартних умов,
 $Q_{но} = Q_{н} / b_{н}$;
 $Q_{н}$ – кількість нафти за умов на вході в насос;

α_p – коефіцієнт розчинності газу в нафті;

$z_{го}, z_{гвх}$ – коефіцієнти стисливості газу як функція тиску і температури відповідно за стандартних (p_0, T_0) і термобаричних умов на вході в насос ($p_{вх}, T_{вх}$).

Як відношення кількості газу $V_{г}$ до кількості нафти $Q_{н}$ за термобаричних умов у точці його визначення дістаємо газове число, котре характеризує газоміст на вході в нижній насос,

$$R_{г} = \frac{V_{г}}{Q_{н}} = [G_0 - \alpha_p (p_{вх} - p_0)] \frac{z_{гвх} T_{вх} p_0}{b_{н} z_{го} T_0 p_{вх}}, \quad (10)$$

а також газове число, яке віднесено до об'єму рідини Q_p (дорівнює сумі об'ємів нафти $Q_{н}$ і води $Q_{в}$):

$$R_p = \frac{V_{г}}{Q_p} = \frac{V_{г}}{Q_{н}} \frac{Q_{н}}{Q_{н} + Q_{в}} = R_{г} (1 - n_{в}). \quad (11)$$

Отже, чим більшим є тиск на вході в насос $p_{вх}$, тим менші газові числа $R_{г}$ і R_p , а також чим більша об'ємна частка води $n_{в}$, тим менше газове число R_p .

Сепарація газу на вході в насос характеризується коефіцієнтом сепарації σ_c – відношенням об'єму вільного газу $V_{гз}$, який надходить у затрубний простір, до всього об'єму вільного газу $V_{г}$ за термодинамічних умов на вході в насос:

$$\sigma_c = \frac{V_{гз}}{V_{г}} = \frac{V_{гз}}{V_{г}} \frac{Q_p}{Q_p} = \frac{R_3}{R_p} \quad (12)$$

або

$$\sigma_c = \frac{V_{гз}}{V_{г}} = \frac{V_{г} - V_{гтр}}{V_{г}} = 1 - \frac{V_{гтр} Q_p}{V_{г} Q_p} = 1 - \frac{R'}{R_p}, \quad (13)$$

звідки

$$R'_1 = R_p (1 - \sigma_c) = R_{г} (1 - n_{в}) (1 - \sigma_c), \quad (14)$$

де R_3 – затрубне газове число, котре характеризує витрату вільного газу $V_{гз}$, що надходить у затрубний простір, як частку від усієї кількості вільного газу на вході в насос $V_{г}$,

$$R_3 = \frac{V_{гз}}{V_{г}}; \quad (15)$$

$V_{гтр}$ – витрата вільного газу, який надходить безпосередньо в насос і далі – в насосно-компресорні труби;

R'_1 – трубне газове число,

$$R'_1 = \frac{V_{гтр}}{V_{г}}. \quad (16)$$

Сепарація газу на вході в насос залежить від багатьох чинників (від форми входу в насос, витрати рідини, в'язкості рідини, густин газу і рідини, діаметра газових бульбашок, їх взаємодії, обводненості продукції та ін.) [2], а тому коефіцієнт сепарації вільного газу встановлюють на основі дослідних даних. Оскільки приймальні сітки обох насосів розміщені на невеликій відстані між собою і на зовнішній (твірній) поверхні насосів, як і в електровідцентровому насосі, то в першому наближенні для розрахунку коефіцієнта сепарації газу використовуємо відповідну експериментальну формулу І. Т. Міщенко [2]:

$$\sigma_c = \frac{1}{1 + 0,75 \frac{Q_p}{F'_3 v_{арх}}}, \quad (17)$$

де Q_p – об'ємна витрата рідини на вході в насос за тиску $p_{вх}$ і температури $T_{вх}$, м³/с;

F'_3 – площа поперечного перерізу затрубного (кільцевого) простору між експлуатаційною (обсадною) колоною та зануреним насосом, м²;

$v_{арх}$ – відносна швидкість, м/с, газових бульбашок у рідині, яку розраховують залежно від витратно-об'ємного вмісту води в продукції $n_{в}$ (обводненості продукції) і зенітного кута нахилу свердловини на ділянці розміщення зануреного агрегата α_3 , градуси,

$$v_{арх} = 0,02 + 0,000105 \alpha_3^{2,25} \text{ за } n_{в} \leq 0,5; \quad (18)$$

$$v_{арх} = 0,17 + 0,000105 \alpha_3^{2,25} \text{ за } n_{в} > 0,5. \quad (19)$$

Для покращення сепарації вільного газу на валах насоса доцільно також встановити відцентровий газосепаратор, коефіцієнт сепарації якого $\sigma_{гс} \approx 0,6-0,8$. Тоді загальний коефіцієнт сепарації буде

$$\sigma_{\text{заг}} = 1 - (1 - \sigma_c)(1 - \sigma_{\text{гс}}). \quad (20)$$

Аналогічно розраховується сепарація газу на вході у верхній насос, тільки замість R_r слід прийняти R_z замість $Q_p - Q_{p2} = Q_p/2$.

Коефіцієнт наповнення насос, в результаті визначається через об'ємний газовміст потоку β :

$$\alpha_n = 1 - \beta = 1 - \frac{R(z)}{1 + R(z)}, \quad (21)$$

де газове число $R(z)$ розраховується через трубне газове число R'_1 на певній глибині z розміщення нижнього насоса і через R'_2 для верхнього насоса.

При переміщенні замкнутих порожнин вздовж осі насоса тиск у них ступінчасто зростає від тиску всмоктування до тиску нагнітання пропорційно шляху, пройденому ними в об'ємі [4].

Теоретичне подавання насоса Q_T при постійній швидкості обертання гвинта не залежить від створюваного тиску p_n і є величиною постійною, а графічно на координатній площині $Q_T - p_n$ представляється прямою лінією, паралельною осі p_i [4]. За наявності витікань залежність $Q - p_n$ із застосуванням тиску p що раз більше спадає аж до нуля при деякому максимальному тиску. Відповідно крива корисної потужності

$$N = p_n Q \quad (22)$$

спочатку зростає, переходить через максимум, а відтак спадає [4]. Потужність привода визначається за загальним коефіцієнтом корисної дії (ККД) [6]

$$\eta = \eta_0 \eta_m \eta_r, \quad (23)$$

де η_0, η_m, η_r – відповідно об'ємний, механічний і гідравлічний ККД устаткування (насоса).

Механічний ККД характеризує втрати енергії на перемагання тертя гвинта до внутрішньої поверхні об'єми, вала в підшипниках, сальниках, частинах муфти, а гідравлічний ККД окремо не виділяють, часто приймають за одиницю, так як гідравлічні втрати в насосах, які створюють високі тиски, звичайно малі порівняно з двома іншими видами втрат [2]. При особливо високих частотах обертання вала коефіцієнт η_r не можна приймати рівним одиниці, оскільки гідравлічні втрати проявляються при переміщуванні рідини і русі її в трубах з гвинтоподібною поверхнею. Визначити його можна так [4].

$$\eta_r = \frac{\eta}{\eta_0 \eta_m}. \quad (24)$$

У літературі рекомендується приймати об'ємний коефіцієнт рівним 0,7-0,9, механічний – 0,75-0,85, гідравлічний – 0,6-0,7, а загальний ККД знаходиться в межах 0,4-0,7 [1].

У роторних насосах ККД в основному визначається процесами, які відбуваються в зазорах між ротором і статором, і залежить від тиску насоса p_n , кутової швидкості ω вала і динамічного коефіцієнта в'язкості рідини μ . Згідно із загальною теорією роторних гідромашин, розробленою

В. В. Мішке, ККД та його складові η_0 і η_m є функціями безрозмірного критерію подібності режимів роботи роторних машин, який називають критерієм ізогональності або числом Зоммерфельда-Мішке, [3]

$$\sigma = \frac{p_n}{\mu \omega}. \quad (25)$$

За теорією Мішке об'ємний ККД η_0 зменшується по прямій, а механічний ККД η_m зростає за збільшення σ . В області великих σ відбувається витіснення змазки із поверхні тертя, виникає сухе тертя, внаслідок чого η_m починає падати. Загальний ККД насоса зростає за збільшення σ і, досягнувши максимуму при деякому оптимальному σ , в подальшому зменшується.

Паспортні характеристики гвинтових насосів знімаються на воді, тому їх потрібно перерахувати на рідину (на нафту) з іншою в'язкістю. Якщо в насосі жорстка об'єма, то витрату $Q_{в1}$ витікання рідини з динамічним коефіцієнтом в'язкості μ_1 відносно витрати Q_v витікання рідини з динамічним коефіцієнтом μ можна записати у вигляді [4]:

$$Q_{в1} = Q_v \frac{\mu}{\mu_1}, \quad (26)$$

а тоді подавання

$$Q_1 = Q_T - Q_{в1} = Q_T - Q_v \frac{\mu}{\mu_1}. \quad (27)$$

Оскільки теоретичне подавання

$$Q_T = \frac{Q}{\eta_0}, \quad (28)$$

$$Q_v = (1 - \eta_0) Q_T, \quad (29)$$

то

$$Q_1 = \frac{Q}{\eta_0} \left[1 - (1 - \eta_0) \frac{\mu}{\mu_1} \right], \quad (30)$$

а при одночасній зміні числа обертів

$$Q_1 = \frac{Q n_1}{n \eta_0} \left[1 - (1 - \eta_0) \frac{n \mu}{n_1 \mu_1} \right]. \quad (31)$$

Висновки

Вперше розроблено метод коректування паспортної (заводської) характеристики свердловинного зануреного гвинтового насоса стосовно усадки відпомповуваної рідини, наявності вільного газу на вході в насос і в'язкості рідини та числа обертів гвинта. Це уможливило промисловому працівникові підготувати насос до термобаричних умов у свердловині і без додаткових втрат забезпечити заданий технологічним режимом дебіт свердловини. Подальші роботи в даному напрямку пов'язуються з відпрацюванням методу в конкретних умовах.

Література

- 1 Молчанов Г. В. Машины и оборудование для добычи нефти и газа: учебник для вузов / Г. В. Молчанов, А. Г. Молчанов. – М: Недра, 1984. – 464 с.
- 2 Бойко В. С. Технологія видобування нафти / В. С. Бойко. – Івано-Франківськ: Нова Зоря, 2012. – 827 с.
- 3 Башта Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др.; 2-е изд. перераб. – М: Машиностроение, 1982. – 423 с.
- 4 Ибатулов К. А. Гидравлические машины и механизмы в нефтяной промышленности: монография / К. А. Ибатулов. – М: Недра, 1972. – 288 с.
- 5 Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа: учебник для вузов / Л. Г. Лойцянский; Изд. 4-е, перераб. и дополн. – М: Наука, 1973. – 848 с.
- 6 Емцев Б. Т. Техническая гидромеханика: учебник для вузов / Б. Т. Емцев. – М: Машиностроение, 1978. – 463 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
19.09.16*

*Рекомендована до друку
професором **Тарком Я.Б.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
професором **Світлицьким В.М.**
(ТОВ «Нафтогазовий центр», м. Київ)*