



ЯКІСТЬ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ОБСАДНИХ КОЛОН: ПРОБЛЕМИ ТА СПОСОБИ ЇХ ВИРІШЕННЯ

Я. Б. ДАНИЛЯК, Л. М. КІЙКО

Міцність і герметичність обсадної колони більші за все залежить від міцності й герметичності її різьбових з'єднань. Параметри згвинчування, які нормуються та піддаються контролю (умовний натяг, крутний момент, кількість обертів) — непрямі і не дозволяють гарантовано оцінити якість з'єднання. Застосувавши загальну та безмоментну теорію деформації оболонок обертання, автори пов'язали між собою умовний радіальний тиск по серединній поверхні, умовний осьовий натяг та контактний тиск. Використавши встановлену раніше функціональну залежність, вони розробили методику контролю величини контактних тисків за амплітудою ультразвукових коливань, що пройшли через зону спряження або відбилися від неї.

Strength and tightness of the casing column primarily depends on the strength and tightness of its threaded joints. Spinning-up parameters, which are normed and controlled (conditional tightness, torque, number of turns) are indirect, and do not provide a guaranteed evaluation of the joint quality. Applying the general and zero-moment theories of deformation of the shells of revolution, the authors correlated the conditional radial pressure over the median surface, conditional axial tightness and contact pressure. Using the earlier established functional dependence, they developed a procedure to control the value of contact pressures by the magnitude of ultrasonic oscillations, which have passed through the mating zone or have been reflected from it.

Безаварійна провідка та експлуатація нафтових і газових свердловин у значній мірі залежить від надійності їх кріплення. Обсадні колони виконують такі функції: забезпечують стійкість стовбура свердловини у рухомих та нестійких породах; ізолюють проникні горизонти з різними видами флюїдів і тисками; виключають витік продукту, що добувається, у навколосвердловинний простір, що особливо важливо для газу; пов'язують свердловину з гирловим (фонтанна арматура) і противикидним обладнанням.

Із сказаного вище випливають дві основні проблеми до обсадної колони — міцність і герметичність. Під *міцністю* розуміють здатність колони сприймати без руйнування зовнішні навантаження — як механічні, так і температурні. Міцнісні характеристики переважно визначаються границею текучості, змінюючим навантаженням і опором розриву самих труб і їх з'єднань. Величини цих параметрів встановлюють під час розрахунку компонок обсадної колони [1] для конкретної свердловини — залежно від потенціальних навантажень (осьових, надлишкового тиску і т. п.).

Герметичність обсадної колони полягає в непроникності її стінок і з'єднань для рідин і газів. Цей фактор особливо важливий для газових свердловин, оскільки газ навіть при малих тисках здатний проходити через самі незначні несущі частини. Присутність сірководню і вуглекислого газу сприяє прискоренню цього процесу. Витік газу, як показує практика, у більшості випадків приводить до виявлення газу за колоною з наступним утворенням грифону навколо гирла.

Втрата герметичності переважно спостерігається у різьбових з'єднаннях. Причиною цього за даними роботи [2] є: неякісне нарізання різьби, особливо в підгоночних патрубках і перевідниках; недостатнє закріплення труби у муфті; згвинчування різьбових з'єднань з перекосом їх осей; дія навантажень розтягу, що перевищують допустимі; відсутність необхідного контролю крутного моменту під час зборки.

Крім того, негерметичність з'єднання може бути наслідком забрудненості різьби, її заїдання в результаті забруднення, необережної посадки труби в муфту, пошкодження різьби, швидкого згвинчування, надмірного затягування. Одночасно з втратою герметичності всі ці фактори спричиняють зниження міцнісних характеристик різьбового з'єднання, тобто саме різьбове з'єднання залишається найбільш уразливою ланкою обсадної колони.

Підвищити його надійність можна за рахунок удосконалення конструкції; дотримання технології виготовлення і зборки труб; забезпечення якісного контролю труб перед зборкою, в процесі зборки та після зборки, особливо різьбових з'єднань.

Щодо конструкції, то найбільш поширеними є з'єднання СОТ з трапецеїдальною різьбою. Різьба такого профілю добре витримує навантаження розтягу, забезпечує добре згвинчування (без перекосів і заїдань), потребує меншої кількості обертів (швидкість згвинчування в порівнянні з трикутною різьбою зростає в 1,7 рази [3]). Міцність на розтяг забезпечується малим (у межах від 3 до 6°, а інколи — і від'ємним) кутом нахилу сторони профілю, що виключає появу радіальної складової.



Таке з'єднання може залишатись непроникним для газу за залишкового тиску, рівного границі текучості тіла труби [3], завдяки певному нормованому натягу, утворюваному під час догвинчування з'єднання. З цієї точки зору, якщо зважати, що ефективність різьбових з'єднань під час дії зовнішніх факторів (надлишкового тиску, осьового навантаження) знижується, то, очевидно, за оптимальний ступінь навантаження елементів різьбового з'єднання слід приймати максимально допустимий. Як правило, величина діаметрального натягу, що забезпечує герметичність різьби, достатньо велика — до 0,8 мм (різьба ОТТМ, «Батресс»). Але для певних умов (наприклад, для родовищ з високоагресивними флюїдами — сірководнем в поєднанні з вуглекислим газом та ін.) — нормований натяг має бути значно меншим — 0,18...0,26 мм («Екстрем Лайн») і практично забезпечує тільки міцність з'єднання.

Отже, за оптимальних умов згвинчування на серединній поверхні торця труби повинні виникати окружні напруження, які дорівнюють границі текучості. Ефективний натяг, за якого ця умова виконується, називають оптимальним [3]. Розрахувавши його за відомими залежностями і знаючи натяг припрацювання (або експериментально, виходячи з [1]), можна знайти оптимальне значення умовного натягу A . Натяг припрацювання необхідно враховувати: експерименти показують, що він може досягати половини умовного значення A , і, як наслідок ефективний натяг і фактичне напруження в з'єднанні будуть в два рази менші, ніж передбачувані за умовним натягом. Це також стосується й визначення величини крутного моменту згвинчування.

Співвідношення між ефективним натягом A_e і натягом припрацювання A_n дозволяє оцінити якість нарізання різьби згвинчуваної пари: чим більший натяг припрацювання, тим більше відхилення параметрів різьби (конусності, профілю, кроку, діаметра, висоти витків, шорсткості) від нормованих. Отже, у разі значного A_n для припрацювання різьбової пари, тобто до повного спряження згвинчуваних поверхонь, необхідні достатньо великі крутні моменти. Витрачена на це робота є марною і ніяк не впливає на якість з'єднання, оскільки тільки під час подолання ефективного натягу вона переходить в енергію пружної деформації елементів різьби, що забезпечує міцність і герметичність з'єднання. Якщо врахувати, що умовний натяг

$$A = A_n + A_e \quad (1)$$

обмежений, як і обмежений прикладений крутний момент, то стає очевидним, що у разі значних відхилень параметрів різьби з'єднання не може мати необхідну якість — енергія деформації буде

незначною. Це ще раз підтверджує необхідність ретельного контролю параметрів різьби і селективного підбору різьбових пар за оптимальним умовним натягом. Під час наступних згвинчуваннях комбінації різьбових елементів можуть змінюватись, оскільки натяг припрацювання буде зменшуватись.

Оцінити співвідношення натягів A_n і A_e , а, отже, і якість з'єднання, частково дозволяє спостереження за зміною величини прикладеного моменту: на етапі припрацювання він нестабільний і змінюється стрибкоподібно, а після повного спряження труби і муфти спостерігається лінійна залежність $M = f(A)$. Конкретна величина крутного моменту, необхідна для якісного догвинчування з'єднання, залежить від багатьох чинників: застосовуваного мастила і покриття, типу різьби і точності її виготовлення, чистоти спряжених поверхонь, діаметра спряження тощо. У загальному вигляді розрахункова формула має вид:

$$M_{кр} = psR_{тр}f, \quad (2)$$

де p — тиск на поверхні спряження; s — площа контактної поверхні; $R_{тр}$ — радіус тертя; f — коефіцієнт тертя.

Для вирішення цієї задачі визначилось два підходи: один враховує умовну площу контакту труби з муфтою, умовний радіальний тиск і приведений коефіцієнт тертя, другий — номінальну площу контакту труби з муфтою, номінальний контактний тиск і коефіцієнт тертя. В обох випадках розрахункові формули досить громіздкі, потребують складних обчислень і незручні на практиці. Але основним є те, що всі автори вказують на суттєві розбіжності між розрахунковими і експериментальними значеннями крутних моментів (розрахункові дані переважно завищені). Тому, очевидно, найбільш обґрунтованими є рекомендації, що базуються на результатах експериментів. У цьому одноставні і вітчизняні, і закордонні спеціалісти — у стандартах Американського нафтового інституту (АНІ) рекомендується здійснювати пробне згвинчування декількох труб з кожної окремої партії і таким чином визначати оптимальну величину крутного моменту, яка може суттєво відрізнятись від поданих у стандарті значень. При цьому мінімальний момент повинен бути не менше 75 %, а максимальний — не більше 150 % від прийнятої його оптимальної величини. Такий широкий діапазон розсіяння обумовлений перш за все відхиленнями параметрів різьби, навіть якщо вони знаходяться в допустимих межах. Якщо згадані відхилення перевищують допустимі, момент змінюється майже непередбачено. Наприклад, під час згвинчування з'єднань з великими відхиленнями по конусності, що спричиняють зменшення діаметральних натягів на ве-

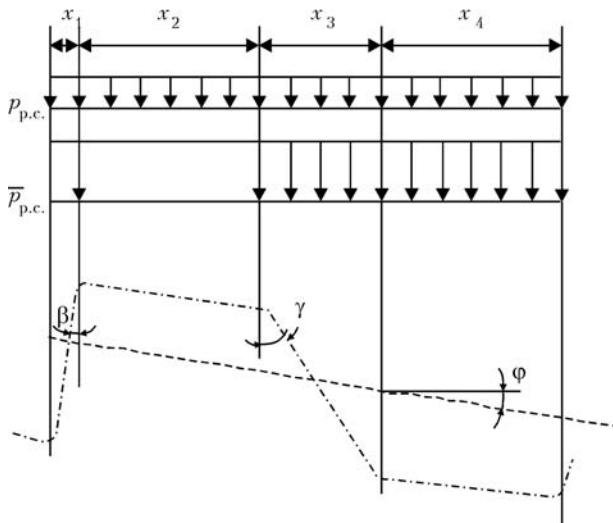


Рис. 1. Схема визначення контактних тисків в різьбі

ликій довжині зачеплення, крутний момент не зменшується, а навпаки, помітно зростає, і для з'єднань одного типорозміру, згвинчених з однаковим натягом, величини крутних моментів можуть відрізнитись більше, ніж в два рази. Очевидно, це пов'язано із зміною умов тертя на верхній контактній поверхні спряжених елементів [3].

З викладеного вище випливає, що гарантувати якість згвинчування, використовуючи в якості інформативних непрямі параметри (осьовий натяг, крутний момент, число обертів), неможливо. Це підтверджується і експериментами [3]: зовні згвинчені за всіма правилами з'єднання негерметичні за мінімальних або нульових тисків. Отже, необхідний принципово новий підхід до контролю якості згвинчування, який міг би дати необхідні гарантії, тобто необхідно контролювати прямі параметри, які визначають якість з'єднання.

З іншого боку, найбільш поширеним для труб нафтового сортаменту залишається руйнування елементів різьбового з'єднання, а для обсадних труб — вихід труби із зачеплення з різьбою муфти. Зрозуміло, що сила роз'єднання труби з муфтою залежить від величини натягу, створеного під час згвинчування з'єднання. При цьому помічено, що із збільшенням натягу під час згвинчування кінцевих різьбових з'єднань труб їх герметичність підвищується. Отже, на величину руйнуючої сили суттєво впливає якість зборки елементів з'єднання у процесі його згвинчування.

Беручи до уваги, що величина натягу обмежена, а також те, що з натягом пов'язані не тільки герметичність, але й міцність різьбових з'єднань, можна зробити висновок: питання герметичності і міцності пов'язані з напружено-деформованим станом елементів різьби з'єднань, який визначається умовами їх згвинчування.

Умови згвинчування різьбових з'єднань обсадних труб у кінцевому варіанті визначаються тільки

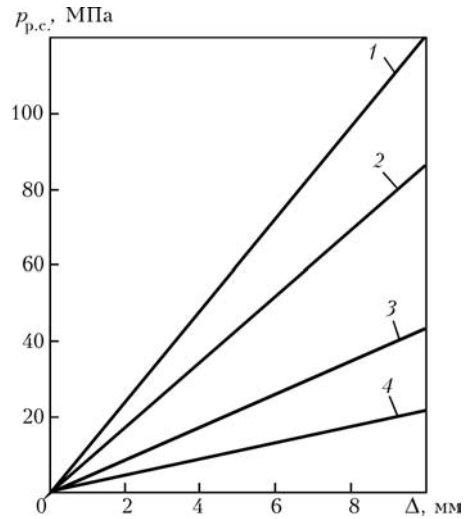


Рис. 2. Залежність умовного радіального тиску у перерізі різьби від натягу

величиною радіальних деформацій спряжених з натягом елементів. У цій роботі досліджено зміну деформацій по довжині ділянки спряження труби з муфтою, а також розподіл деформацій натягу між трубою і муфтою, за яким виявляють напружений стан елементів з'єднання (рис. 1). Теоретичним підґрунтям для досліджень є застосування моментної теорії деформації оболонок обертання.

Під оболонкою в механіці деформованого тіла розуміють тіло, один із розмірів якого значно менше ніж два інших. Приймаючи трубу або муфту за оболонку обертання, необхідно урахувати особливості такої оболонки і з'ясувати, наскільки суттєво ці особливості впливають на прогини, що визначаються за допомогою загальної теорії деформації циліндричних оболонок.

Перша особливість полягає в тому, що зовнішня поверхня труби не є гладкою. Наявність різьби у трубі чи муфті визначає, по-перше, величину розрахункової товщини стінки оболонки; по-друге, схему навантаження оболонки зовнішнім (внутрішнім) тиском. Висота різьби, наприклад, за ГОСТ 632-64, складає від 10 до 30 % номінальної товщини стінки труби. Приймаючи товщину за виступами або за западинами різьби, можна у першому випадку збільшувати, а у другому — зменшувати товщину стінки. Очевидно, найдоцільніше товщину стінки труби в нарізаній частині приймати по лінії середнього діаметру різьби.

Правомірність такого підходу до визначення розрахункової товщини стінки різьбової ділянки труби підтверджується геометрично: загальний об'єм западин дорівнює об'єму виступів.

Використання загальної теорії деформації оболонок обертання для знаходження напруженого стану елементів різьби дозволяє визначити умов-

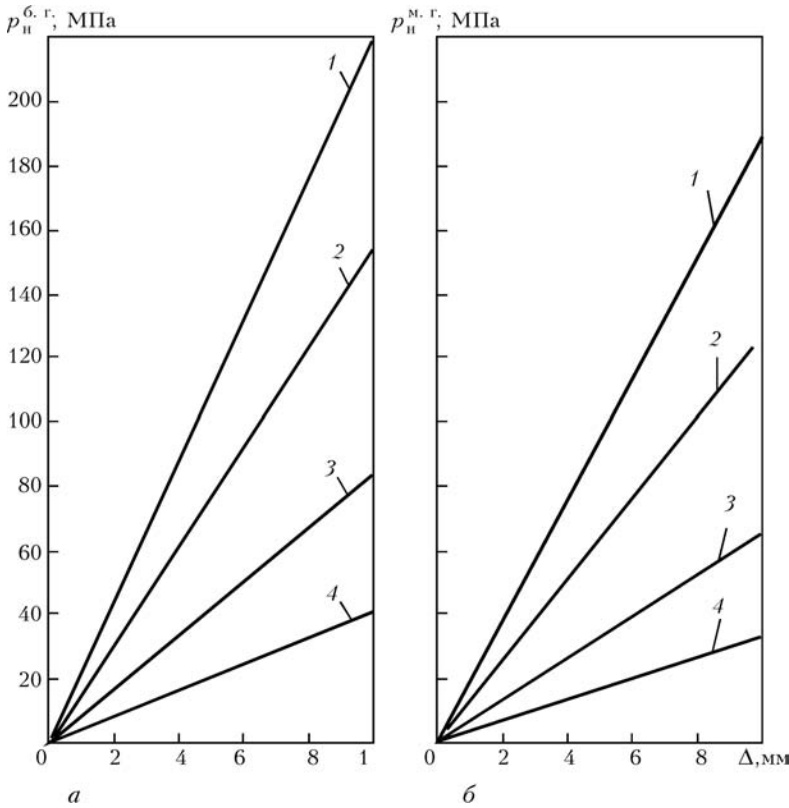


Рис. 3. Контактні тиски на більшій (а) і меншій (б) гранях витків різьби

ний радіальний тиск у з'єднанні (по серединній поверхні):

$$P_{p.c} = \frac{\Delta E \delta_{t0} \delta_{m0}}{R_{t0}^2 \delta_{m0} \xi_t(x) K_t(x) + R_{m0}^2 \delta_{t0} \xi_m(x) K_m(x)}, \quad (3)$$

де Δ — ефективний радіальний натяг при згинчуванні різьбового з'єднання, пов'язаний з умовним (осьовим) натягом A (див. формулу (1)) співвідношенням $\Delta = A \tan \varphi$, φ — кут нахилу лінії середнього діаметру різьби до осі труби (муфти);

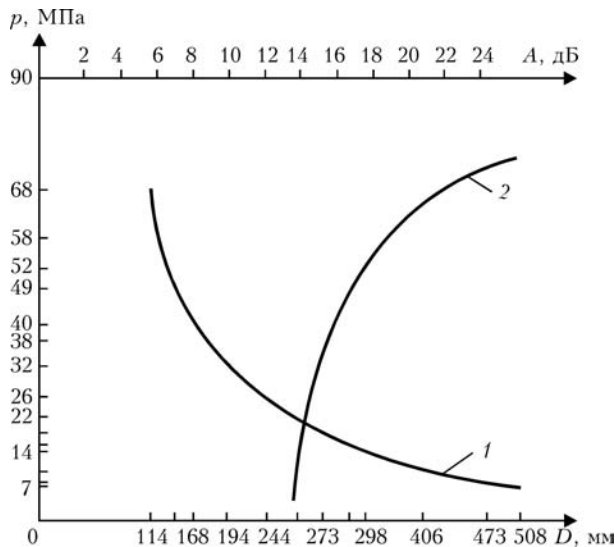


Рис. 4. Залежність амплітуди УЗК від контактних тисків у різьбових з'єднаннях обсадних труб з муфтами

E — модуль пружності матеріалу труб; δ_{t0} , δ_{m0} — відповідно розрахункові товщини стінки труби і муфти в перерізі різьби $x = 0$; R_{t0} , R_{m0} — відповідно радіуси серединної поверхні труби і муфти; $\xi_t(x)$, $\xi_m(x)$ — відповідно функції довжини різьби у труби і муфти; $K_t(x)$, $K_m(x)$ — відповідно функції відносної жорсткості труби і муфти.

На рис. 2 показана розрахункова залежність умовного радіального тиску у перерізі різьби від натягу для з'єднання різних типорозмірів обсадних труб, а на рис. 3 — графіки умовних контактних тисків, що виникають на більшій (а) і на меншій (б) гранях витків різьби. На рисунках пряма 1 відповідає обсадній трубі діаметром 114 мм з товщиною стінки 6 мм, пряма 2 — відповідно 146 та 8 мм, пряма 3 — відповідно 219 та 8 мм, пряма 4 — відповідно 324 та 9 мм.

Наявність різьби визначає схему навантаження оболонки. Щоб застосувати загальну теорію циліндричної

оболонки, прийняли спрощення: тиск на бокових гранях витків різьби замінили його радіальною складовою, спрямованою перпендикулярно до умовної (серединної) поверхні різьби.

Умовний контактний тиск на більшій ($p_n^{б.г.}$) та на меншій ($p_n^{м.г.}$) гранях витка різьби визначали з залежностей:

$$p_n^{б.г.} = 1,8 p_{г.с.}, \quad p_n^{м.г.} = 1,42 p_{н.с.}, \quad (4)$$

де $p_{г.с.}$, $p_{н.с.}$ — відповідно горизонтальна та нормальна складова умовного радіального тиску в перерізі різьби (див. рис. 2)

Реальний контактний тиск, що виникає на бокових гранях різьби, набагато перевищує умовний радіальний тиск. На практиці основним, визначаючим фактором герметичності зборки різьбових з'єднань обсадних труб є величина реальних контактних тисків на спряжених поверхнях.

Авторами розроблена методика контролю контактних тисків на спряжених поверхнях. Ця методика базується на встановленій раніше функціональній залежності між величиною контактних тисків і амплітудою ультразвукових коливань (УЗК) [4].

На рис. 4 крива 1 показує залежність контактних тисків, які виникають на спряжених поверхнях різьби у з'єднаннях, згинчених з регламентованим крутним моментом, від типорозмірів обсадних труб, крива 2 — величини амплітуди A УЗК, які пройшли через різьбове з'єднання, від

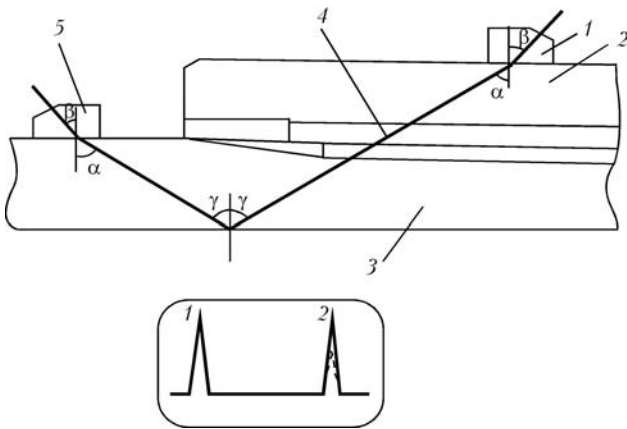


Рис. 5. Схема контролю контактних тисків і дефектограма

контактного тиску. Зрозуміло, що регламентований крутний момент, як і контактний тиск на спряжених поверхнях, різні для різних типорозмірів труб. Отже, величина амплітуди для якісних з'єднань різних діаметрів також буде різною, як це наглядно показано на рис. 4. Крива 1 отримана за результатами розрахунків, проведених за методикою розрахунку номінальних контактних тисків, описаної в роботі [3].

Згідно з розробленою методикою, контроль контактних тисків здійснюють дзеркально-тінювим методом за роздільною схемою.

Суть її (рис. 5) полягає в тому, що УЗК, випромінювані п'єзоперетворювачем (ПЕП) 1 з кутами призми β , під кутом α вводяться із зовнішньої поверхні муфти 2 у область перших ниток різьби 4.

Відбиті від внутрішньої поверхні труби 3, УЗК приймаються другим похилим ПЕП 5.

За величиною амплітуди прийнятого імпульсу 2 (у т. ч. шляхом порівняння її величини з амплітудою зондувального імпульсу 1) оцінюють величину контактного тиску у спряженні.

Висновки

Міцність і герметичність різьбового з'єднання обсадної колони визначається величиною ефективного натягу, з яким зібрано з'єднання.

У різьбовому з'єднанні між ефективним натягом та контактним тиском має місце лінійна залежність.

Розроблена методика контролю якості різьбових з'єднань, яка базується на встановленій раніше функціональній залежності між величиною контактного тиску на спряжених поверхнях і амплітудою ультразвукових коливань.

Обсадная колонна должна удовлетворять условиям прочности и герметичности. Наиболее уяз-

вимы в этом плане резьбовые соединения. Их прочность и герметичность, прежде всего, определяется величиной натяжения, с которым собрано соединение. Оптимальным считается такое эффективное натяжение A_y , при котором касательные напряжения на срединной поверхности торца трубы достигают предела текучести. Согласно (1), эффективное натяжение A_e собственно и определяющее качество соединения, составляет лишь часть условного натяжения хотя нормируют как раз последний. Следовательно, гарантировать качество соединения, контролируя непрямые параметры (условный натяг, крутящий момент, число оборотов) невозможно. Показано, что условия свинчивания резьбовых соединений обсадных труб в конечном счете определяются прямым параметром — величиной радиальных деформаций сопряженных с натягом элементов. Используя моментную теорию деформаций оболочек вращения, авторы исследовали распределение деформаций как вдоль сопряжения трубы с муфтой, так и в поперечном сечении соединения. Применив общую теорию деформации оболочек вращения для определения напряженного состояния элементов резьбы, определили условное радиальное давление в соединении (по срединной поверхности, формула (3)) и увязали его с условным натягом и контактными давлениями на сопряженных поверхностях. Разработанная авторами методика контроля контактных давлений в зоне сопряжения на сопряженных поверхностях основана на установленной ими же функциональной зависимости между величиной контактных давлений и амплитудой ультразвуковых колебаний, прошедших через зону сопряжения или отраженных от нее (рис. 5). Поскольку нормированные параметры сборки (условный натяг, крутящий момент, число оборотов) различны для разных типоразмеров соединений, то и контролируемый параметр — величина амплитуды — для качественных соединений разных типоразмеров тоже будет различной (рис. 4).

1. Мамедов А. А. Предотвращение нарушений обсадных колонн. — М.: Недра, 1990. — 240 с.
2. Щербюк Н. Д., Якубовський Н. В. Резьбовые соединения труб нефтяного сортамента и забойных двигателей. — М.: Недра, 1974.
3. Билык С. Ф. Герметичность и прочность конических резьбовых соединений труб нефтяного сортамента. — М.: Недра, 1981. — 352 с.
4. Разработать и внедрить технические средства и методики неразрушающего контроля труб нефтяного сортамента в условиях буровой на предприятиях Мингазпрома: Звіт по ДКР (пром.інж.) / Івано-Франківськ, 1988. — 65 с.