

Наука – виробництву

УДК 622.691.4

РОЗРАХУНОК БУГЕЛЬНОГО З'ЄДНАННЯ МОБІЛЬНИХ КАМЕР ЗАПУСКУ І ПРИЙОМУ ОЧИСНИХ ПРИСТРОЇВ ГАЗОПРОВІДІВ

В.П.Гончар, Я.В.Дорошенко, В.І.Холодов, Т.І.Смоляк

УкрНДІгаз, 61125, м. Харків, Червоношкільна набережна, 20, тел. (0572) 509600, 200229,
e-mail: it11266@online.kharkov.ua

ДК "Укртрансгаз", 01001, м. Київ, Кловський узвіз, 9/2, тел. (044) 4612041,
e-mail: utg@ugp.viaduk.net

Предложена методика расчета коэффициента запаса прочности винтов, напряжений смятия и среза бугельного соединения мобильных камер запуска и приема очистных устройств.

Proposed is the method of evaluating screw's safety factor and bearing and shearing stresses at hoop connections of mobile chambers for launching and intake of cleaning devices.

Мобільні камери призначені для забезпечення пропуску поточних пристроїв через газопроводи, які не були обладнані при будівництві стаціонарними камерами, в тому числі газопроводи-відводи та газопроводи з нерівнопрохідною арматурою. Це здебільшого газопроводи, що були побудовані понад 20 років тому. В газотранспортній системі України таких газопроводів налічується приблизно 20% при загальній довжині мережі 35,2 тис. км.

Мобільні камери забезпечують надійність і швидкість під'єднання пристрою до газопроводу та безперервність очистки або діагностики газопроводу. Камера запуску складається з таких основних частин: корпус, вузол стикування, піддон, візок. Одним торцем корпус приварюється до вузла стикування. Другий торець закривається кінцевими затвором. Кінцевий затвор приєднується за допомогою бугельного з'єднання. Бугельне з'єднання складається з двох секцій, які стягуються гвинтами. Секції стаціонарного бугельного з'єднання спираються на колеса.

Надійність роботи мобільних камер залежить від працездатності бугельного з'єднання, а саме: напружень розтягу гвинтів, напружень зминання і зрізу бугельного з'єднання.

Розрахункова схема бугельного з'єднання зображена на рисунку.

$$\vec{N}_1 = -\vec{N}_2, \quad (1)$$

$$\vec{f}_1 = -\vec{f}_2, \quad (2)$$

$$|\vec{N}_1| = |\vec{N}_3|, \quad (3)$$

$$|\vec{f}_1| = |\vec{f}_3|. \quad (4)$$

Умова рівноваги бугеля у вигляді суми проєкцій на вісь y всіх сил, що діють на бугель,

$$\sum N_{1y} + \sum N_{3y} - (\sum f_{1y} + \sum f_{3y}) = F, \quad (5)$$

де $\sum N_{1y}$ – проєкція на вісь y суми питомих реакцій N_1 ;

інші доданки розшифровуються аналогічно першому.

З врахуванням (3) і (4)

$$2\sum N_{1y} - 2\sum f_{1y} = F. \quad (6)$$

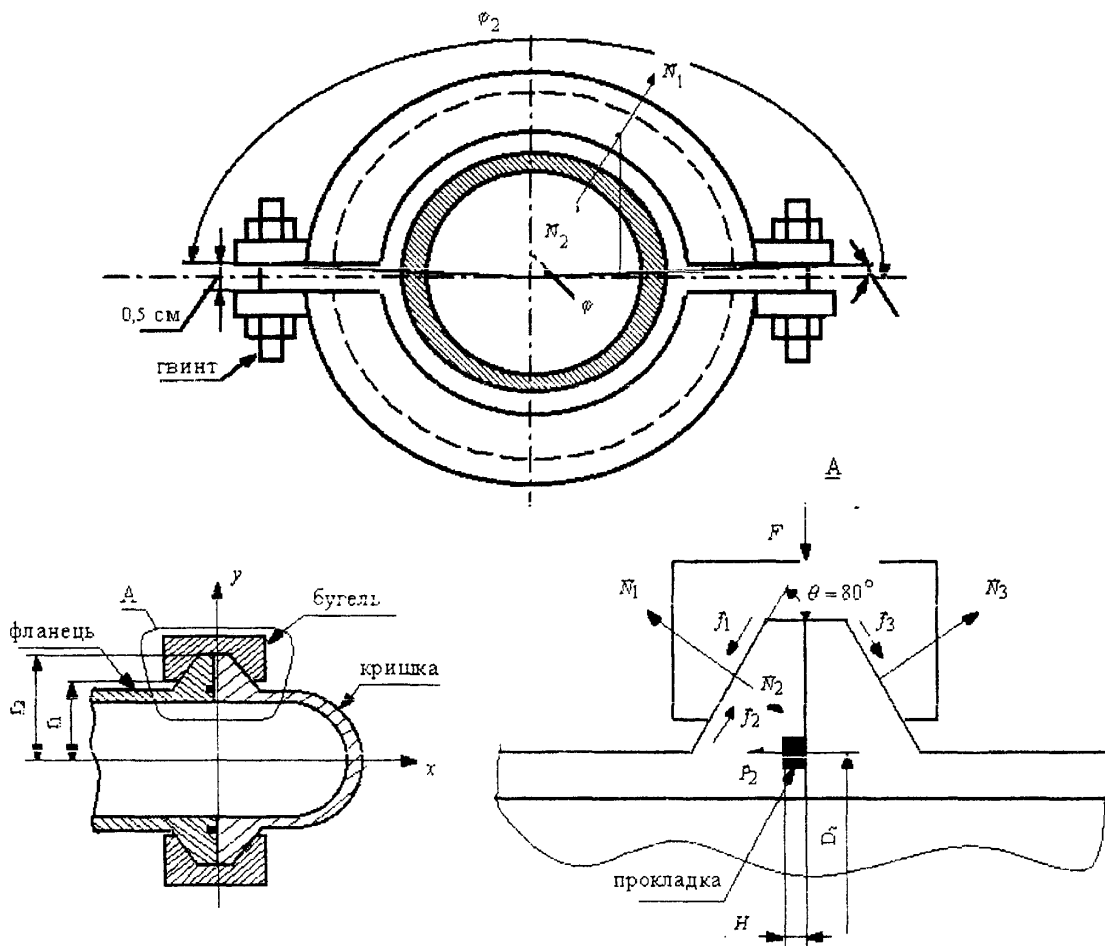
Умова рівноваги фланця у вигляді суми проєкцій на вісь x всіх сил, що діють на фланець,

$$2\sum N_{2x} + 2\sum f_{2x} = P_2 \pi D_2 + \frac{\pi D_2^2}{4} P_{роб}, \quad (7)$$

де: D_2 – середній діаметр контактної площі прокладки, м;

$P_{роб}$ – тиск газу в корпусі, Па.

Проєкції питомих сил і реакцій, взятих у довільній точці на місці контакту бугеля з фланцем на осях x і y ,



\vec{N}_1 – питома реакція, що діє на бугель з боку фланця; \vec{N}_2 – питома реакція, що діє на фланець з боку бугеля; \vec{P}_2 – питома реакція, що діє на фланець з боку стисненої прокладки; \vec{N}_3 – питома реакція, що діє на бугель з боку кришки; \vec{f}_1 – питома сила тертя бугеля об фланець; \vec{f}_2 – питома сила тертя фланця об бугель; \vec{f}_3 – питома сила тертя бугеля об кришку

Розрахункова схема бугельного з'єднання

$$N_{1y} = N_1 \cos \theta \sin \varphi, \quad (8)$$

$$f_{1y} = -f_1 \sin \theta \sin \varphi, \quad (9)$$

$$N_{2x} = N_2 \sin \theta, \quad (10)$$

$$f_{2x} = f_2 \cos \theta. \quad (11)$$

Перейдемо в рівняннях (6) і (7) до інтегрального обчислення

$$2 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\eta}^{r_2} N_{1y} r d\varphi dr - 2 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\eta}^{r_2} f_{1y} r d\varphi dr = F, \quad (12)$$

$$2 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\eta}^{r_2} N_{2x} r d\varphi dr + 2 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\eta}^{r_2} f_{2x} r d\varphi dr = \quad (13)$$

$$= P_2 \pi D_2 + \frac{\pi D_2^2}{4} P_{роб}.$$

У формулах (12) і (13) межі інтегрування: кут φ , що змінюється в межах від φ_1 до φ_2 , і радіус r , що змінюється від η до r_2 , представлені на рисунку.

Підставляючи значення (8)–(11) в рівняння (12) і (13), одержимо

$$2 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\eta}^{r_2} N_1 r \cos \theta \sin \varphi d\varphi dr - \quad (14)$$

$$- 2 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\eta}^{r_2} f_1 r \sin \theta \sin \varphi d\varphi dr = F,$$

$$2 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\eta}^{r_2} N_2 r \sin \theta d\varphi dr + 2 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\eta}^{r_2} f_2 r \cos \theta d\varphi dr = \quad (15)$$

$$= P_2 \pi D_2 + \frac{\pi D_2^2}{4} P_{роб}.$$

Проведемо інтегрування

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma}, \quad (24)$$

$$2N_1 \cos \theta (\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2) \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} - 2f_1 \sin \theta (\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2) \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} = F, \quad (16)$$

$$2N_2 \sin \theta (\varphi_2 - \varphi_1) \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} + 2f_2 \cos \theta \times (\varphi_2 - \varphi_1) \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} = P_2 \pi D_2 + \frac{\pi D_2^2}{4} P_{роб} \quad (17)$$

з урахуванням

$$f = f_1 = f_2 = kN_1 = kN_2 = kN, \quad (18)$$

де k – коефіцієнт тертя сталі об сталь без змащення.

Спростимо вирази (16), (17)

$$N(\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2)(r_2^2 - r_1^2) \times (\cos \theta - k \sin \theta) = F, \quad (19)$$

$$N(\varphi_2 - \varphi_1)(r_2^2 - r_1^2)(\sin \theta + k \cos \theta) = P_2 \pi D_2 + \frac{\pi D_2^2}{4} P_{роб}. \quad (20)$$

Із системи рівнянь (19) і (20) знаходимо F

$$F = \frac{\left(P_2 \pi D_2 + \frac{\pi D_2^2}{4} P_{роб} \right)}{(\varphi_2 - \varphi_1)} \times \frac{(\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2)(\cos \theta - k \sin \theta)}{(\sin \theta + k \cos \theta)}. \quad (21)$$

P_2 у виразі (21) залежить від ε – відносної деформації стиску прокладки

$$\varepsilon = \frac{d - H}{d}, \quad (22)$$

де: d – діаметр перерізу прокладки, м;
 H – глибина канавки під прокладку у фланці, м.

Значення P_2 для кільця круглого перерізу знаходиться за графіком залежності P_2 від ε [1]. Напруження розтягу у гвинті

$$\sigma = \frac{4 \cdot F}{Z \pi d_1^2}, \quad (23)$$

де: Z – кількість гвинтів;

d_1 – внутрішній діаметр різьби гвинта М39, м.

Запас міцності

де σ_T – межа текучості для матеріалу гвинта – сталь 20, [2].

В камерах запуску та прийому є по два бугельних з'єднання: $D_y 700$ і $D_y 500$ мм. В цих з'єднаннях застосовуються однакові гвинти М39. Напруження розтягу σ , яке залежить від D_y – середнього діаметра контактної площі прокладки – більше в бугельному з'єднанні $D_y 700$, а тому необхідно розрахувати гвинт $D_y 700$. Розрахунок гвинта бугельного з'єднання $D_y 500$ мм не потрібний.

Для перевірки бугельного з'єднання на зминання необхідно визначити напруження зминання, яке обчислюється за формулою

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \sum N_{2x} + 2 \sum f_{2x}}{F_{зм}}. \quad (25)$$

З врахуванням рівняння (7) отримуємо

$$\sigma_{зм} = \frac{P_2 \pi D_2 + \frac{\pi D_2^2}{4} P_{роб}}{F_{зм}}, \quad (26)$$

де $F_{зм}$ – площа зминання

$$F_{зм} = \pi(r_2^2 - r_1^2). \quad (27)$$

Умова міцності

$$\sigma_{зм} < [\sigma_{зм}], \quad (28)$$

де $[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження зминання матеріалу бугеля, фланця і кришки – сталь 20 [2].

Фланець і кришка бугельного з'єднання мають по два зубці.

Внаслідок неточностей при виготовленні навантаження від напруження зрізу може сприймати один з двох зубців. За запас міцності прийемо, що навантаження сприймає більш тонкий зубець біля торця фланця (кришки).

Площа зрізу

$$F_{зр} = 2\pi r_1 v, \quad (29)$$

де v – товщина основи зубця, м.

Напруження зрізу

$$\tau_{зр} = \frac{2 \sum N_{2x} + 2 \sum f_{2x}}{F_{зр}}. \quad (30)$$

З врахуванням рівняння (7) отримуємо

$$\tau_{зр} = \frac{P_2 \pi D_2 + \frac{\pi D_2^2}{4} P_{роб}}{F_{зр}}. \quad (31)$$

Умова міцності

$$\tau_{зр} < [\tau_{зр}], \quad (32)$$

де $[\tau_{зр}]$ — допустиме напруження зрізу матеріалу фланця і кришки — сталь 20 [2].

Таким чином, використовуючи наведену вище методику, можна провести розрахунки запасу міцності гвинтів, напружень змінання та зрізу бугельного з'єднання мобільних камер запуску та прийому очисних пристроїв.

Література

1. Голубев А. И., Кондаков Л. А. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник. — М.: Машиностроение, 1986.
2. Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя. — М.: Машиностроение. — Т.1. — 1982.

УДК 621.791

РОЗРОБКА ПРАКТИЧНИХ РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ МІЦНОСТІ ПРОМИСЛОВИХ ТРУБОПРОВОДІВ

В.Ю.Чернов, Л.С.Шлапак

ІФІТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422)
e-mail: public@ifdtung.if.ua

Разработаны научно обоснованные практические рекомендации для повышения технологической прочности промышленных трубопроводов, состоящие в выборе оптимального технологического варианта сварки с использованием термокинетических диаграмм свариваемых сталей, на которые нанесены оптимальные области для обеспечения ударной вязкости и кривые охлаждения с указанием достигаемой при этом твердости, что гарантирует получение необходимых механических свойств сварных соединений при отсутствии вероятности образования холодных трещин в широком интервале температур (до -60°C).

Developed scientifically proved practical recommendations for increase technological the durabilities of industrial pipelines, which consist in a product to optimum technical variant welding with use thermo-kinetics of the diagrams welded (cooked) steels, on which put optimum areas for maintenance of shock viscosity and curve coolings with a designation achieved thus of hardness, which guarantee receptions necessary mechanical from service properties welded connections because of absence of probability of formation (education) of cold cracks in a wide interval of temperatures (up to -60°C).

Забезпечення довговічності й надійності промислових трубопроводів значною мірою визначається раціональним вибором конструкційних матеріалів спільно з оптимальними варіантами технологічних умов монтажної зварювання.

Відсутність науково обґрунтованих критеріїв вибору технологічних варіантів зварювання при негативних температурах ускладнює розробку оптимальної технології і найчастіше призводить до невиправданого і значного подорожчання монтажу трубопроводів через здійснення додаткових заходів (попереднього і післязварювального нагрівання, теплоізоляції монтажних стиків та ін.).

Аналіз літературних джерел і результати власних досліджень свідчать, що для оцінки технологічного варіанта зварювання і визначення обґрунтованих умов для попередження утворення тріщин варто застосовувати показник σ_{pmin} , що характеризує опір сталі утворенню холодних тріщин. Параметр σ_{pmin} залежить від хімічного складу основного і наплавленого металу, режиму зварювання і температури середовища. Його доцільно використовувати як критерій тріщиностійкості при виборі технології зварювання трубопроводів при низьких температурах повітря. Авторами даної ро-

боти встановлено, що технологічний варіант зварювання кореневих швів трубопроводів з низьколегованих сталей звичайної і підвищеної міцності, який забезпечує показник $\sigma_{pmin} > 300 \text{ МПа}$, дає змогу одержати зварні з'єднання з високою тріщиностійкістю (при $[H]_{диф} < 5 \text{ см}^3/100\text{г}$). Для промислових і магістральних нафтопроводів $\varnothing 114...512 \text{ мм}$ і з товщиною стінки до 16 мм критичне значення σ_{pmin} при низьких температурах (до -60°C) дорівнює 360...400 МПа. Крім того, встановлено, що режим підігріву монтажних стиків, який виключає появу тріщин при зварюванні в зимовий період, необхідно вибирати, виходячи з тривалості охолодження металу шва від 300 до $100^{\circ}\text{C} - t_{100}^{300}$ (рис. 1). Зі збільшенням тривалості охолодження металу шва від 300 до 100°C підвищується виділення водню в навколишню атмосферу і знижується його вміст у зварному з'єднанні. Так, підвищення температури підігрівання на 60...80 $^{\circ}\text{C}$ при зварюванні в умовах негативних температур порівняно зі звичайними умовами призводить до однакової тривалості охолодження наплавленого металу в інтервалі від 300 до 100°C , що сприяє зменшенню вмісту водню в зварних швах нижче критичного і запобігає утворенню холодних тріщин.