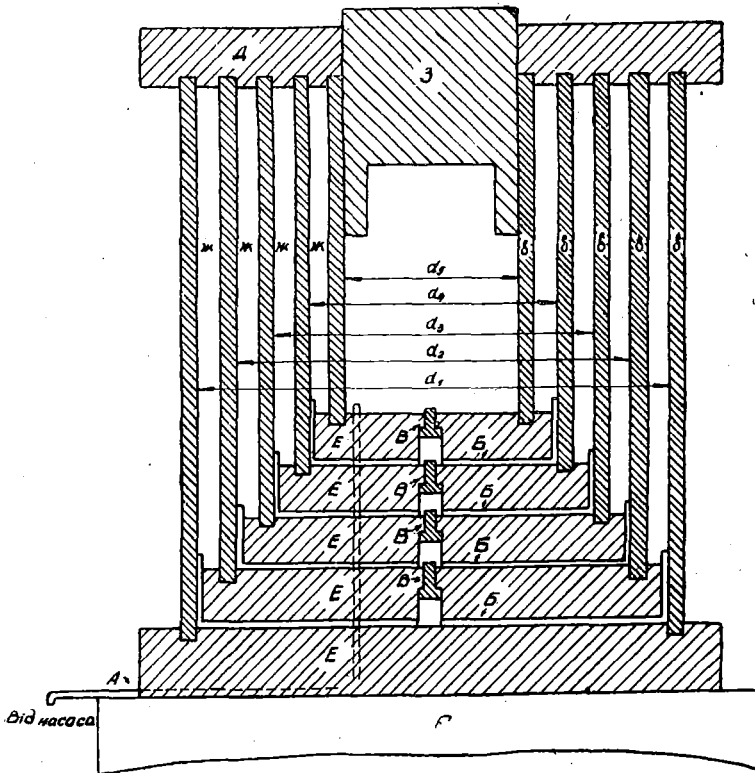


ДО ПИТАННЯ ПРО ПРОЕКТУВАННЯ НАДПОТУЖНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСІВ

В. И. ЗАЯРНИЙ

Логічним висновком застосування принципу сумішених посудин при проектуванні є утворення гідравлічних пресів надвисокого тиску.



Мал. 1.

Уявимо, що у гідравлічному пресі на заміну одного товстостінного циліндра робиться декілька сумішених тонкостінних циліндрів, між стінками яких автоматично знижується або підвищується тиск — в залежності від величини тиску у внутрішньому циліндрі.

Схема конструкції циліндричної частини такого преса, розроблена автором, показана на мал. 1.

- де: « δ » — товщина стінки циліндрів,
 «А» — маслопровід від насоса,
 «Б» — маслопроводи від внутрішніх циліндрів до зовнішніх,
 «В» — клапани, які передають тиск з внутрішнього циліндра — зовнішнім,
 «Г» — станина преса,
 «Е—Д» — верхня і нижня плити циліндрів,
 «Ж» — рідинні зони між циліндрами,
 «З» — поршень циліндра передаючий тиск.

Скористувавшись безмоментною теорією можна одержати допускний тиск « q_{g_n} » для n -ного циліндра:

$$q_{g_n} = q_{g_1} \left(1 + \frac{r_1}{r_2} + \frac{r_1}{r_3} + \dots + \frac{r_1}{r_n} \right). \quad (1)$$

Прийmemo слiдуючі дані: товщина стiнок сумiщених цилiндрiв постійна і дорiвнює « δ », кiлькiсть цилiндрiв « n » = 5, рiдiуси вiдповiдних цилiндрiв рiвнi:

$$r_1 = 18.\delta, r_2 = 16.\delta, r_3 = 14.\delta, r_4 = 12.\delta, r_5 = 10.\delta.$$

При цих умовах допускний тиск у п'ятому циліндрі буде рівний: $q_{g_5} = 0,373[\sigma]$ і в першому циліндрі дорівнює $q_{g_1} = 0,0555[\sigma]$.

При одиничному тонкостінному циліндрі, який має радіус « $r_{5'}$ » = $10.\delta$ допускний тиск « q'_{g_5} » буде рівний: « q'_{g_5} » = $0,1.[\sigma]$.

Таким чином, у даному прикладі при п'яти тонкостінних суміщених циліндрах допускний тиск на 373% більший, ніж у тонкостінному одиночному циліндрі.

Для дальшого порівняння візьмемо прес з монолітним циліндром, який має такі дані: товщина стінки циліндра дорівнює п'яти товщинам кожного з тонкостінних циліндрів, ($\delta_1 = 5\delta$), внутрішній радіус товстостінного циліндра дорівнює ($r_b = 10.\delta$) і, значить, зовнішній радіус ($r_n = 15.\delta$), допускне напруження, аналогічно попередньому, дорівнює « $[\sigma]$ » внутрішній тиск дорівнює « q_b », зовнішній тиск — « q_n », « r » — віддаль до точки, в якій шукається напруження. Підставляючи прийняті позначення у відому формулу для визначення напружень в товстостінних циліндрах, одержимо нормальне напруження в тангенціальному напрямі « σ_t ».

$$\sigma_t = \frac{q_b r_b^2 - q_n r_n^2}{r_n^2 - r_b^2} + \frac{(q_b - q_n) r_b^2 r_n^2}{r^2 (r_n^2 - r_b^2)}. \quad (2)$$

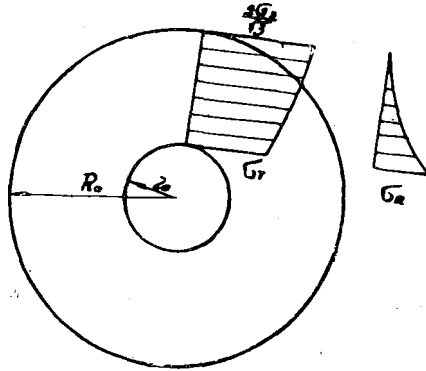
При $r = r_n$, $q_n = 0$, пам'ятаючи, що $r_n = 1,5r_b$, та прирівнюючи нормальне напруження в товстостінному циліндрі (у тангенціальному напрямі) допускному напруженню, одержимо максимальне σ_t

$$\sigma = \frac{q_{g_b} (r_n^2 + r_b^2)}{\delta_1 (r_n + r_b)}.$$

Звідки допускний внутрішній тиск при підстановці прийнятих позначень буде дорівнювати:

$$q_{g_b} = \frac{\delta_1 [\sigma] (r_n + r_b)}{r_n^2 + r_b^2} = 0,384 [\sigma] \quad (2')$$

Порівнюючи допускний тиск для суміщених тонкостінних циліндрів та для товстостінного циліндра, бачимо, що допускний тиск для тонкостінних циліндрів відрізняється тільки на $\frac{(0,384 - 0,373) \cdot 100}{0,384} = 2,86\%$ від допускного тиску в товстостінному циліндрі.



Мал. 2.

З наведеного очевидно, що в необхідних випадках можна з допомогою тонкостінних циліндрів досягти в пресах такої потужності, як і при товстостінному циліндрі (на думку автора, це особливо доцільно тоді, коли по технологічному процесу потрібна одночасно диференційована потужність, як, наприклад, в компресорах).

Перейдемо до аналізу товстостінних циліндрів.

Відомо, що після автофретування у внутрішніх слоях труби (одиночного циліндра) може бути напруження стиску, що дорівнює межі пружності та, якщо вважати, що межа пружності не змінюється у наслідок появи залишкових деформацій, то при цьому пружний опір труби збільшиться в два рази, порівнюючи з опором неавтофретованої труби з того ж матеріалу та тих же розмірів.

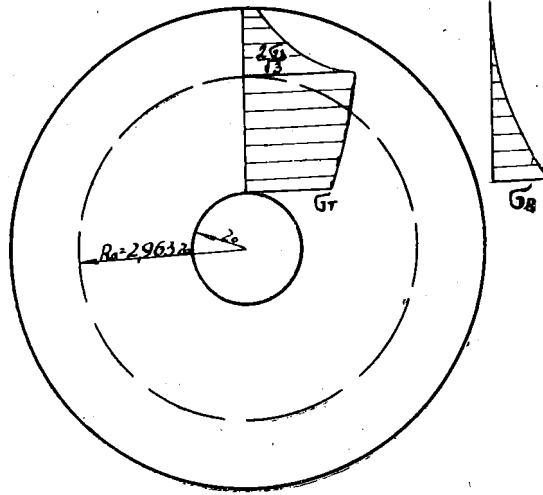
Однак існує межа для автофретування. Припустимо одиночний циліндр автофретований до межі, цебто по товщині $R_0 = 2,963r_0$. (Мал. 2). При цьому найбільший внутрішній тиск не перевищить

$$p_{\max} = 1,155 \sigma_s = \frac{2\sigma_s}{\sqrt{3}},$$

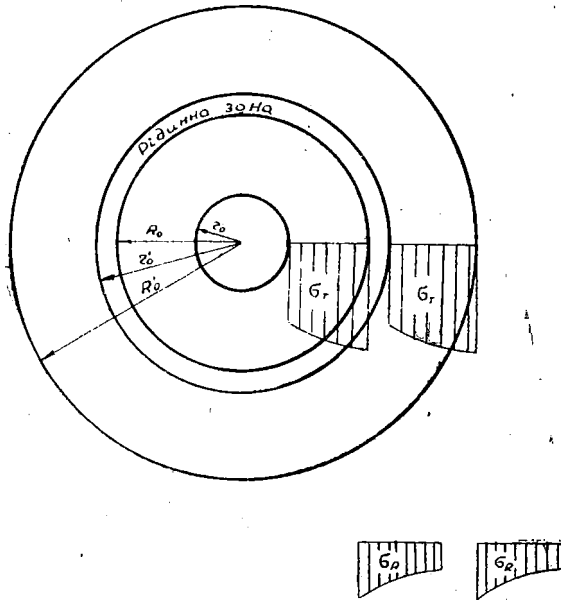
де σ_s — межа текучості.

Якщо необхідно ще збільшити внутрішній тиск, то слід уявити ще деяку пружну область навколо пластичної здеформованої області (мал. 3). Але вже відомо, що це поведе тільки до меншої імовірності розриву автофретованого циліндра, а не до збільшення тривкості. Запропонування автора щодо влаштування «суміщених циліндрів» з саморегулюванням напружень в стінках дозволить збільшити внутрішній тиск порівняно з граничним внутрішнім тиском в автофретованому до межі одиночному циліндрі. Для цього збільшений проти граничного внутрішній тиск, якому не може протистояти одиночний автофретований циліндр, диференціюється таким чином, щоб кожен з суміщених автофретованих циліндрів працював на різницю тисків між окремими автофретованими суміщеними циліндрами (мал. 4). Різниця тисків повинна бути не вища допускного тиску для кожного суміщеного циліндра. При диференційованому тиску нормальне напруження в танген-

ціальному напрямку (σ_t) буде зменшуватися відповідно зменшенню різниці тиску в суміжних зонах, порівнюючи з тиском у внутрішній зоні одиночного автофретованого циліндра, що і дозволить сприйняти більший внутрішній тиск. Враховуючи складний напружений стан на



Мал. 3.



Мал. 4.

внутрішній поверхні одиночного автофретованого циліндра, ми уявляємо, що при зростанні тиску буде зростати і зведене напруження по третій теорії тривкості, яке є функцією і від « σ_t » і від « σ_k », де « σ_k » — нормальне напруження в радіальному напрямку. Для сумішеного циліндра, складеного з автофретованих циліндрів, є можливість розподілити внутрішній тиск таким чином, щоб при збільшенні « σ_k » залиши-

лась постійною величина « σ_1 ». Таким чином, зведене напруження по 3-й теорії « σ_{r_3} » стане функцією тільки від « σ_k », що з повною очевидністю показує доцільність застосування суміщених циліндрів при надвисоких тисках.

На заключення підкреслимо основні положення.

1. Запропонований автором засіб підвищення граничної підйомності товстостінних циліндрів є найбільш ефективним в пристосуванні для надвисоких тисків, а не для тисків звичайного порядку, для яких найбільш доцільним є, як відомо, засіб автофретування.

2. Запропонований засіб не виключає автофретування і побудований на принципі доцільного перерозподілення внутрішнього тиску між суміщеними циліндрами.

Саморегулювання напружень у стінках суміщених циліндрів здійснюється так:

Простір між циліндрами заповнюється рідиною, в якій, у всіх зонах, автоматично підвищується тиск відповідно тиску у внутрішньому циліндрі, утворюючи протитиск на суміщені циліндри з зовнішньої сторони таким чином, щоб в жодному з суміщених циліндрів, в тому числі і у внутрішньому, на який безпосередньо передається тиск, напруження не перевищили прийнятні за допускні.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ridler A., *Hidraulisches Hochdruckpresse und Progeverfahren* E. V. d. 4. B. 45, S. 584/590 und 621/626, 1901.

2. Коган Е. М., К расчету составных оболочек, работающих по принципу Губера, *Труды Московского института химического машиностроения*, № 3, 1935.