

ВИЗНАЧЕННЯ АМПЛІТУДИ КОЛИВАНЬ ТИСКУ В ЗМІШУВАЧІ ЕРЛІФТА

Стегнієнко А.П., канд. техн. наук, доц.,
Седуш В.С., асистент

Донецький національний технічний університет

На основі гідравлічного рівняння кількості руху потоку рідини отримано аналітичне співвідношення для визначення амплітуди коливань тиску в змішувачі ерліфта в залежності від його геометричних і експлуатаційних параметрів.

It is obtained analytical correlation for determining the amplitude of pressure vibrations in a mixer of air-lift depending on its geometrical and operational parameters on the basis of hydraulic equation the quantity of liquid's stream movement.

Проблема та її зв'язок з науковими і практичними задачами.

При проектуванні ерліфтних установок найбільш відповідальним елементом, що визначає їх експлуатаційні параметри, є підйомний трубопровід. Тому розрахунок ерліфта (за всіма різноманітностями його особливостей) в основному зводиться до визначення параметрів цього трубопроводу. Оскільки робота ерліфта супроводжується коливаннями транспортованого середовища, остільки в практиці експлуатації, прагнучи уникнути викидання стисненого повітря через вхідний переріз, до змішувача приєднується приймальний трубопровід. Діаметр цього трубопроводу вибирається за умов забезпечення транспортних швидкостей у відношенні твердої фракції, а довжина виходячи з максимального розмаху коливань тиску. При цьому вплив приймального трубопроводу на статичні та динамічні характеристики ерліфта до розгляду не приймались, вважаючи його незначним. Однак, дослідження цього питання доводить, що вплив опору приймального трубопроводу на розхідні характеристики і, як буде виявлено нижче, на параметри коливань доволі істотний.

Таким чином, схеми ерліфта, що фактично експлуатуються, де що відрізняються від розрахункової його моделі.

Аналіз досліджень та публікацій. Одною з причин автоколивань в ерліфті [1,4] є наявність додатних та від'ємних сил опору при русі водоповітряного середовища. Додатні сили опору, що виникають

завдяки випереджаючому руху газоподібної фази відносно рідинної, обумовлюють корисну роботу по підніманню рідини або гідросуміші. Від'ємні сили опору уявляють собою джерело втрат енергії. Співвідношення цих сил змінюється з часом, що призводить до коливань динамічного заглиблення в підйомному трубопроводі. В свою чергу, це визначає розмах коливань тиску в змішувачі.

Проведені експериментальні спостереження за зміною параметрів коливань тиску в змішувачі при всіляких геометричних параметрах приймальних трубопроводів виявили, що при однаковому заглибленні ерліфта із зменшенням гідравлічного опору приймального трубопроводу зменшується і розмах коливань [2].

Постановка задачі. Таким чином, приймаючи до уваги вищеведене, потрібно встановити в аналітичній формі залежність для визначення максимальної амплітуди коливань тиску в змішувачі із врахуванням геометричних характеристик приймального трубопроводу та основних експлуатаційних параметрів ерліфта.

Викладення матеріалу та результати. Для визначення максимальної амплітуди A_p коливань тиску в змішувачі ерліфта використаємо гідравлічне рівняння кількості руху для потоку рідини [3], котре в проекціях на довільну вісь має вид:

$$\alpha_0 \rho Q (V_{2z} - V_{1z}) = G_z + T_{oz} + R_z + P_z, \quad (1)$$

де α_0 – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу швидкостей по живому перерізу; ρ – густина середовища; Q – витрати середовища; V_{1z}, V_{2z} – проекції векторів середніх швидкостей у початковому та кінцевому перерізах потоку рідини; G_z – проекція сили ваги; T_{oz} – проекція сили тертя рідини об стінки; R_z – проекція сили реакції бокових стінок, що обмежують потік рідини; P_z – проекція сили гідродинамічного тиску, який діє на торцеві перерізи рідинного тіла.

Максимальну амплітуду коливань знайдемо по зменшенню реакції з боку рухомої маси у підйомній трубі ерліфта на масу середовища в приймальному трубопроводі. Для цього визначимо величину зовнішнього тиску ΔP_z , необхідного для розігнання маси середовища в приймальному трубопроводі до значення швидкості V_{max} . Це положення сприйняте як відправне, оскільки в роботах [4, 5] показано, що в експлуатаційній зоні режимів миттєві значення швидкостей, відповідних вершині від'ємного напівперіоду коливань тиску в змішувачі, близькі до максимальних:

$$V_{\max} = \frac{Q_{\max}}{S_{\text{пр}}}, \quad (2)$$

де Q_{\max} – виробність ерліфта, що відповідає вершині розхідної характеристики; $S_{\text{пр}}$ – площа поперечного перерізу трубопроводу.

Будемо вважати, що приймальний трубопровід має вертикальну орієнтацію, а його геометрична вісь є віссю проєкцій головних векторів сил, що діють на масу середовища в цьому трубопроводі. Додатний напрямок осі Z співпадає з напрямком вектора середньої швидкості потоку в кінцевому перерізі приймального трубопроводу. Нехтуючи стискуваністю середовища та деформацією приймального трубопроводу, швидкість середовища в кінцевому перерізі, як і в будь-якому іншому, за умовами повинна досягти максимального значення, тобто

$$V_{2z} = V_{\max} \quad (3)$$

Вектори швидкостей рідини на підході до початкового (вхідного) перерізу перпендикулярні осі Z . Тому маємо

$$V_{1z} = 0 \quad (4)$$

Сила ваги в розрахунок не приймається, оскільки вона компенсується силою ваги відповідного стовпа середовища з боку зумпфу ерліфта.

Головний вектор сил реакцій бокових стінок приймального трубопроводу має напрямок, перпендикулярний осі Z . Отже

$$R_z = 0 \quad (5)$$

Проекцію головного вектора сил опору, враховуючи турбулентний характер середовища в приймальному трубопроводі ерліфта, подамо в формі Дарсі-Вейсбаха:

$$T_{oz} = \lambda \frac{l_{\text{пр}} V_{\max}^2}{2d_{\text{пр}}} \rho S_{\text{пр}} \quad (6)$$

де λ – коефіцієнт гідралічного тертя;

$l_{\text{пр}}$, $d_{\text{пр}}$ – відповідно довжина та діаметр приймального трубопроводу.

Проекція сили гідродинамічного тиску може бути визначена за залежністю:

$$P_z = \Delta P_3 S_{\text{пр}}$$

або, враховуючи, що $\Delta P_3 = A_p$, маємо:

$$P_z = A_p S_{\text{пр}} \quad (7)$$

Таким чином, приймаючи до уваги результати (3 - 7), а також від'ємний знак проекції сил опору, рівняння (1) набуває вигляду:

$$\alpha_0 \rho Q_{\max} V_{\max} = A_p S_{\text{пр}} - \lambda \frac{l_{\text{пр}} V_{\max}^2}{2d_{\text{пр}}} \rho S_{\text{пр}},$$

Якщо далі з врахуванням (2), а також простої залежності між $S_{\text{пр}}$ та $d_{\text{пр}}$ для колового перерізу, запровадити необхідні перетворення, то отримуємо остаточний вираз для визначення максимальної амплітуди коливань тиску в змішувачі ерліфта:

$$A_p = 1,62 \frac{\rho Q_{\max}^2}{d_{\text{пр}}^4} \left(\alpha_0 + 0,5\lambda \frac{l_{\text{пр}}}{d_{\text{пр}}} \right) \quad (8)$$

Висновки і використання результатів.

Проведені розрахунки за формулою (8) амплітуди коливань тиску дають задовільну збіжність результатів для гірничих ерліфтів. Слід відзначити також, що похибка результатів порівняння розрахункових та експериментальних даних залишається незначною і при зменшенні гідравлічного опору приймального трубопроводу.

Отриманий результат може бути використаний як на стадії проектування, так і під час експлуатації гірничих ерліфтів.

Список джерел.

1. Логвинов Н.Г. Экспериментальное исследование периодических процессов в эрлифтах. «Разработка месторождений полезных ископаемых», Респ. межвед. науч.-техн. сб., вып. 17, Техніка, Киев, 1969.
2. Логвинов Н.Г., Стегниенко А.П. Исследование влияния гидравлического сопротивления хвостового трубопровода на эксплуатационные параметры эрлифта. М., 1977. Рукопись депонирована в ЦНИЭИУголь, № 924-77Деп.
3. Чугаев Р.Р. Гидравлика. «Энергия», Л., 1970.
4. Логвинов Н.Г. Автоколебания в эрлифтах. «Разработка месторождений полезных ископаемых». Респ. межвед. науч.-техн. сб. Вып. 13, Техніка, Киев, 1968.
5. Хьялмарс. Происхождение неустойчивости в эрлифтных насосах. Труды американского общества инженеров-механиков, серия Е «Прикладная механика», № 2, 1973.

Рекомендовано к печати д.т.н. проф. Малеевым В.Б.