

УДК 532.517:539.3

І.І. Юдін, В.М. Турик

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна

Гідропружні явища в теплообмінних апаратах

Робота виконана на прохання ТОВ «ЕКОМ» з метою дослідження та формулювання експертного висновку стосовно можливої причини аварії, що сталася у трубних решітках двох кожухотрубних теплообмінних апаратів виробництва WTK (Італія), тип DPE 1400, які були встановлені в якості випарників теплонасосної установки. Встановлено, що узгоджена фірмою-виробником та замовником зміна кута підключення вхідного патрубку потоку води до теплообмінного апарату з початковою метою зниження його гідравлічного опору натомість призвела до порушення розрахункової гідравлічної схеми обтікання трубного пучка через невісесиметричність його компоновки. Як результат, в частині пучка труб з максимальною відстанню між проміжними опорами, яка опинилась в зоні найбільш несприятливого режиму обтікання, виникли резонансні гідропружні вібрації та руйнування труб з неприпустимим потраплянням води до фреонового тракту теплообмінного апарата. З'ясовано причину резонансних автоколивань трубок: вони збуджуються завдяки турбулентним пульсаціям потоку та періодичним відривом вихорів від поверхонь труб з частотами, близькими до частот власних коливань трубок, причому зона синхронізації частот виявилась досить широкою і складає 0,9–1,3. Отримано значення критичних швидкостей обтікання трубок з урахуванням інтерференції обтікання суміжних трубок, гідродинамічних та пружнодеформівних особливостей взаємодії рідини та трубок. Результати розрахункового аналізу показали повну відповідність з даними математичного моделювання робочих процесів теплообмінників на підставі програми AVOGADRO {Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association («ТЕМА»), USA}.

Дослідження проведено на прохання ТОВ «ЕКОМ» відносно причин аварії, що сталася у трубних решітках двох кожухотрубних теплообмінників виробництва WTK (Італія), тип DPE 1400, які були встановлені в якості випарників у теплонасосній установці. З'ясовано наступне.

Запропонована фірмою-виробником за згодою замовника зміна положення вхідного та вихідного патрубків водяного тракту з горизонтального бічного на вертикальне верхнє відносно корпусу теплообмінника з початковою метою зниження його гідравлічного опору спричинила порушення розрахункової гідравлічної схеми обтікання трубного пучка через невісесиметричність його компоновки: орієнтації вхідного потоку води відносно прийнятої конфігурації трубного пучка з формату обтікання «трикутник» при поперечному кроці до формату «повернутий трикутник». Без необхідного коригування розрахунків і конструктивних параметрів трубної решітки з перегородками це призвело до утворення надзвичайно несприятливих, з точки зору небезпеки виникнення гідропружних вібрацій труб, гідродинамічних умов обтікання частини пучка труб, особливо у звуженому сегментному проході трубної перегородки з

трубами максимального прольоту між проміжними опорами довжиною $l = 0,516 \text{ м}$.

Розрахунок середньої швидкості v_0 поперечного обтікання найбільш «небезпечних», відповідно до наведених вище причин, трубок показав, що величина v_0 досягає $4,3 \text{ м/с}$. Ця величина значно перевищує верхню границю рекомендованого діапазону швидкостей води $0,5 \div 1,6 \text{ м/с}$ для запобігання неприпустимих вібраційних навантажень на трубки кожухотрубних теплообмінників. Отримана величина середньої швидкості відповідає числу Рейнольдса $Re_0 \approx 34400$, обчисленому за зовнішнім діаметром трубки $d_0 = 7,94 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ при параметрах нормального робочого режиму теплообмінника. Оскільки це значення знаходиться в діапазоні чисел Рейнольдса $300 < Re < 130000$, то робимо висновок: структура потоку безпосередньо за циліндричною трубкою є квазіламінарним слідом з нестійкою вихровою доріжкою [1]. Як відомо [1, 2], відповідне число Струхаля, яке виражає безрозмірну частоту відриву вихорів у вихрових доріжках за поодинокую циліндричною трубкою складає $Sh = fd_0/v_0 \approx 0,2 \div 0,21$, звідки частота пульсацій тиску, обумовлених періодичним відривом вихорів від трубки та утворенням нестійкої вихрової доріжки, дорівнює $f \approx 107 \div 113 \text{ Гц}$. Для класичних шахових трубних пучків відносного кроку $s_1/d_0 \leq 2,0$ вихроутворення відбувається в обмеженому міжтрубному просторі, що призводить до зменшення масштабу вихорів та відповідного зростання числа Струхаля. В досліджуваному нами випадку при $s_1/d_0 = 1,5$ число Струхаля мало б становити $Sh = 0,6$ [2] і, відповідно, $f \approx 322 \text{ Гц}$. Але аналізуючи структуру течії при нестандартній (нерозрахунковій) компоновці трубної решітки формату «повернутий трикутник», вважаємо за можливе у першому наближенні прийняти частоту відриву вихорів, яка відповідає числу $Sh = 0,45$ згідно з даними [2], що дає частоту відриву вихорів $f \approx 242 \text{ Гц}$.

Коливання трубок в теплообміннику збуджуються завдяки турбулентним пульсаціям потоку, відривом вихорів та в результаті гідропружної взаємодії трубок з потоком. Відомо, що вібрації із значними амплітудами виникають у тих випадках, коли сили збудження коливань перевищують сили демпфування коливань трубок, що знаходяться у рідинному середовищі. При частоті відриву

вихорів, близькій до частоти власних коливань труби f_n , відбувається синхронізація частот, причому зона синхронізації частот досить широка [2]. У середньому вона має діапазон $f_s/f_n \approx 0,9 \div 1,3$.

Враховуючи складність геометричних характеристик та структури течії теплоносія в реальній трубній решітці теплообмінника, зазвичай розрахунки носять наближений характер. Тому для підвищення достовірності отриманих результатів щодо частот власних коливань при гідропружних вібраціях трубок та критичних швидкостей, за яких з'являються ці вібрації, розрахунковий аналіз було виконано у відповідності до двох відомих методик, прийнятих у світовій практиці. Вони дали практично однаковий результат.

Перша методика базується на фундаментальних роботах школи академіка А.А. Жукаускаса (Інститут фізико-технічних проблем енергетики Національної Литовської Академії наук) [1, 2]. Друга є основною в Сполучених Штатах Америки і має назву Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association («ТЕМА»), USA [3].

Згідно з даними [1, 2], при перших двох коливальних формах поодинокі прямої трубки, кінці якої спираються в проміжних перегородках (константа $D = 9,87; 39,48$ [2, с. 296]), частоти власних коливань трубки дорівнюють відповідно $f_n \approx 47$ та 189 Гц. Тоді максимальні амплітуди коливань трубки виникають при значеннях критичної швидкості $v_c = 2,5 \cdot f_n \cdot d_0 \approx 0,94$ та $3,78$ м/с. Однак для пучків трубок з урахуванням взаємного впливу сусідніх трубок на гідродинаміку течії, зміни приєднаних мас рідини та умов демпфування коливань, значення критичних швидкостей при кінцевих значеннях реально можливого діапазону логарифмічного декременту $\tilde{\delta} = 0,1 \div 0,3$ складатимуть відповідно $v_{c1} \approx 0,81$ м/с та $v_{c2} \approx 1,4$ м/с. Порівняння отриманих значень критичної швидкості з величиною $v_0 = 4,3$ м/с для потоку води у звуженому сегментному проході трубної перегородки з трубами максимального прольоту з усією очевидністю показує неминучість гідропружних вібрацій трубок з максимальною амплітудою, що й призводить до руйнування трубок. Подібний висновок дає й частотний аналіз, якщо враховувати діапазон захоплення частот $f_s/f_n \approx 0,9 \div 1,3$. Так, на верхній межі діапазону при частоті власних коливань трубок пучка $f_n = 189$ Гц отримаємо частоту відриву вихорів $f \approx 246$ Гц, а

прийняв співвідношення $f_s/f_n \approx 1,28$, маємо $f \approx 242$ Гц, що повністю відповідає наведеному вище значенню числа Струхаля $Sh = 0,45$ згідно з даними [2] при точно тій самій частоті відриву вихорів $f \approx 242$ Гц.

Висновки:

1. При виготовленні теплообмінників не враховано вимог забезпечення вільних від трубок зон входу та виходу теплоносія для зменшення градієнтів швидкості потоку між його віссю та периферією.

2. Зміна гідравлічної схеми апаратів, а також виявлені істотні звуження виробником апаратів сегментних проходів внутрішніх перегородок призвели до багаторазового (більше, ніж у 5 разів) перевищення допустимої швидкості потоку, що мало наслідком не тільки збільшення втрат напору до $\Delta p = 170$ кПа замість задекларованих виробником $\Delta p = 80$ кПа, а й аварійну ситуацію через появу неприпустимої амплітуди коливань під дією вібраційних навантажень.

3. Частотний аналіз гідропружних коливань трубок в теплообміннику, які синхронно збуджені турбулентними пульсаціями потоку через відриви вихорів при поперечному обтіканні трубок, підтверджує наявність аварійної ситуації при зміні положень вхідного та вихідного патрубків водяного тракту з горизонтального на вертикальне відносно трубного пучка теплообмінника без необхідного коригування конструктивних параметрів трубної решітки

Список використаних джерел

1. Справочник по теплообменным аппаратам: В 2 т. Т.1 / Пер. с англ., под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. — 560 с.

2. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках / А.А. Жукаускас. — М.: Наука, 1982. — 472 с.

3. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association («ТЕМА»), USA.