

Розрахунковий ресурс роботи до допустимої товщини стінки:

$$\tau_{\text{ресурс}} = \frac{\delta_{\text{ст.ном.}} - \delta_{\text{допуст.}}}{w} = \frac{24 - 18,5}{0,196} = 28,6 \text{ років.}$$

Залишковий ресурс: $\tau_{\text{залишк.рес.}} = 28,6 - 25 = 3,6 \text{ років} > 2$.

Висновок: Контроль згинів 426x24 в наступний ППР не обов'язковий. Це означає, що 14 згинів не потрібно піддавати контролю. А це складає 12,4% від загальної кількості елементів системи і відповідною витратою часу на проведення цього контролю.

Висновки

1. На даному етапі найбільш прийнятним є прогнозування зносу трубопроводів з використанням регресійних залежностей, що будуються за вимірами товщини стінок трубопроводів.

2. Отримані залежності для прогнозування зносу окремих елементів з точністю 9%. При прогнозуванні

зносу елементів трубопроводів технологічних систем, які не мають замірів, точність розрахунку дорівнює 10%.

3. При прогнозуванні зносу трубопроводів другого контуру АЕС для окремих елементів можна використовувати лінійну залежність. При об'єднанні елементів у групи потрібно використовувати експоненційну залежність. Максимальна похибка визначення прогнозованої товщини стінки за отриманими рівняннями дорівнює 10,4%

Література

1. Pipe breck causes Авария на АЭС Сарри [Текст] // Атомная техника за рубежом. - 1987. - № 10. - С. 43.
2. Secondary Piping Rupture Accident of Mihama Power Station, Unit 3 [Текст] // The nuclear industrial Safety Agency (Japan). - 2005. - 116 p.
3. Кастнер В., Защита трубопроводов от коррозионной эрозии [Текст] / Хофнер Х., Реснер Р. // Атомная техника за рубежом. - 1993. - Т.3, вып. 4. - С. 286-294.
4. Спеллер Ф. Н. Коррозия железа, ее причины и предупреждение [Текст]. - Л.-М.: ОНТИ НКТП, 1936. - 420 с.

УДК 004.942:621.644

ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНА МОДЕЛЬ ТЕЧІЇ ВОДИ У ТРУБОПРОВОДІ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

В. Г. Неня

Кандидат технічних наук, доцент
Кафедра інформатики*
E-mail: nenja_vg@sumdu.edu.ua

Ю. В. Парфененко

Аспірант
Кафедра електроніки та комп'ютерної техніки*
E-mail: yuliyar86@list.ru

*Сумський державний університет
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, Україна, 40007
Контактний тел.: (0542) 78-07-99

Запропоновано математичну модель для визначення температури потоку, параметрів води на виході з труби та втрат тиску на тертя в залежності від температури на вході

Ключові слова: математичне моделювання, теплоносій, параметри, система теплопостачання

Предложена математическая модель для определения температуры потока, параметров воды на выходе из трубы и потерь давления на трение в зависимости от температуры на входе

Ключевые слова: математическое моделирование, параметры, теплоноситель, система теплоснабжения

Authors propose a mathematical model for determination of temperature of stream, parameters of water on an exit from a pipe and losses of pressure on a friction depending on a temperature on an entrance in a pipe

Key words: mathematical modeling, heat-transfer agent, parameters, heat supply system

1. Вступ

За останнє сторіччя широкого розповсюдження набув спосіб централізованого теплопостачання за до-

помогою трубопровідних систем. Загострення енергетичної кризи, необхідність раціонального використання енергоносіїв, проведення обґрунтованої тарифної політики на теплову енергію для споживачів, і деякі

інші чинники вимагають виконання все більш точного моделювання систем подачі і розподілу теплової енергії та прийняття обґрунтованих рішень.

2. Постановка проблеми

На цей час в галузі моделювання режимів роботи централізованого тепlopостачання клас задач моделювання систем подачі та розподілу теплової енергії теплоносія є важливим та практично значимим як при розробці систем керування та автоматизації, так і при розробці програм оптимізації систем тепlopостачання населених пунктів. При транспортуванні теплоносія частина його теплової енергії втрачається через теплову ізоляцію [1], в результаті чого змінюються фізичні параметри води. Неврахування цього факту знижує точність моделювання.

3. Аналіз попередніх досліджень

В залежності від зовнішньої температури теплогенеруючі підприємства підтримують у мережі температуру, що відповідає визначеному температурному графіку. Фрагмент одного із них, запозичений із роботи [2], показано на рис. 1. Він показує, що вода, як теплоносіє, надходить у мережу з температурою T_1 , а повертається з температурою T_2 . Перепад температури створюється за рахунок втрат теплової енергії через ізоляцію трубопроводів та підтримання нормативної температури в опалюваних приміщеннях. Існуюча на сьогоднішній день методика розрахунку та проектування теплових мереж [1,3,4] передбачає виконання на першому етапі гідравлічних розрахунків теплових мереж, а на другому – теплових розрахунків. Таким чином, виконується, по суті, один крок наближення вирішення складної нелінійної задачі теплогідравлічного розрахунку теплових мереж.

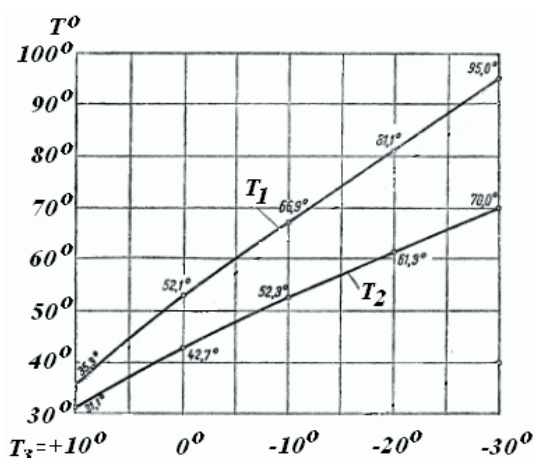


Рис. 1. Температурний графік роботи котельної

У зв'язку з тим, що теплові процеси більш інерційні, ніж гідравлічні, теплотехнічні параметри у відповідності до даного підходу визначаються для теплотехнічної практики з достатньою точністю. При проведенні розрахунків загальноприйнятим є використання

середніх значень температури теплоносія. У роботі [6] такого параметра як температура теплоносія немає навіть серед вихідних даних. Однак такий підхід впливає на точність визначення усіх інших параметрів (насамперед техніко-економічних), тому не відповідає потребам сьогодення. Так, виконання гідравлічних розрахунків за умови середньої температури, дає розбіжність у визначенні потужності у половину відсотку на одній трубі за рахунок розбіжності у значеннях густини рідини при відмінності температури у десять градусів. Результатом може бути нераціональний підбір насоса та визначення неточних даних енергетичного аудиту.

В роботі [6] запропоновано розглядати течію у трубі системи тепlopостачання на основі моделі системи з розподіленими параметрами, а не системи із зосередженими параметрами, як це традиційно застосовується [4,5]. Для температури потоку та тиску у трубі рекомендується використовувати для опису потоку у одній трубі функції $T(Q^T, p, l)$ та $p(Q^T, T, l)$, оскільки, фактично, іншого вибору немає – на практиці вимірюються лише витрата рідини, тиск та температура. Параметри потоку на виході із труби можна визначити із пари інтегральних рівнянь [6]:

$$p_2 = p_1 - \int_0^L \varphi(Q^T, p(l), T(l), l) dl, \quad (1)$$

$$T_2 = T_1 - \int_0^L \psi(Q^T, p(l), T(l), l) dl. \quad (2)$$

Автор даної моделі А.П. Меренков передбачав розглядати її реалізацію або як систему інтегральних рівнянь, або як сукупність підсистем відносно вузлових значень параметрів, що виступають як граничні умови, які постійно уточнюються на підставі законів збереження. Скористаємося іншим підходом і побудуємо такі апроксимації підінтегральних функцій φ та ψ , які дозволять звести задачу до алгебраїчного виду.

4. Постановка задачі

Транспортування та розподіл теплової енергії здійснюється за допомогою трубопровідних мереж. Для зменшення втрат енергії застосовують ізоляцію трубопроводів матеріалами з малими значеннями коефіцієнту теплопровідності. Незважаючи на це в трубопроводах мають місце втрати теплової енергії, за рахунок чого знижується її температура та змінюються її фізичні властивості, а саме густина, коефіцієнти питомої теплоємності та кінематичної в'язкості, які визначають характер течії води у трубопроводі. Модель системи транспортування та розподілу теплової енергії складається із моделей окремих ділянок мережі, тому у першу чергу необхідно побудувати модель для однієї окремо взятої труби. Таким чином приходимо до наступної постановки прямої задачі моделювання гідродинаміки трубопроводу: в залежності від величини втрат теплової енергії Q^T у трубі довжиною L , діаметром d , при об'ємній витраті Q^T визначити розподіл температури T потоку вздовж труби та втрати тиску на подолання тертя потоку по внутрішній її поверхні.

5. Матеріали та результати досліджень

5.1. Модель рідини. Вода, як носій теплової енергії і як середовище, що рухається у трубопроводі, характеризується питомою теплоємністю c , густиною ρ та кінематичним коефіцієнтом в'язкості ν . Дані властивості для води достатньої вивчені, їх залежності від температури наводяться у літературі у вигляді табличних даних [7,8]. Таке представлення не є зручним для використання у комп'ютерних програмах моделювання, тому отримуємо їх апроксимації аналітичними залежностями.

Для дослідження систем централізованого теплопостачання скористаємося тим фактом, що у даних системах за умови гарячого водопостачання температура не повинна бути меншою 60°C. Для найбільш застосовуваних температурних графіків функціонування систем теплопостачання верхня межа складає 95°C.

За даних умов найпростішими залежностями, що дозволяють визначити параметри води у відповідності до її температури при малому тиску (у тому розумінні, що він не впливає на розглядувані властивості), є наступні:

$$c(T) = (1.008 - 5.716 \cdot 10^{-4} T + 1.082 \cdot 10^{-5} T^2 - 6.62 \cdot 10^{-8} T^3 + 1.765 \cdot 10^{-10} T^4) \cdot 4186, \quad (3)$$

$$\rho(T) = (1.022 - 1.717 \cdot 10^{-4} T - 2.602 \cdot 10^{-6} T^2) \cdot 1000, \quad (4)$$

$$\nu(T) = (0.851e^{-0.03T} + 0.195) \cdot 10^{-6}, \quad (5)$$

де $c(T)$ – залежність теплоємності води, Дж/(кг·град); $\rho(T)$ – залежність густини води, кг/м³; $\nu(T)$ – залежність коефіцієнта кінематичної в'язкості, м²/с від температури відповідно. В усіх формулах температура підставляється у градусах Цельсія. Дані апроксимації (3)-(5) отримані методом найменших квадратів. Відносна середня квадратична похибка складає менше 1%.

5.2. Теплова модель труби. Теплова модель труби та течії теплоносія у ній складається із двох частин. Перша частина призначена для визначення втрат теплової енергії через ізольовану поверхню труби. У даній роботі вона не розглядається. Зазначимо, що за визнаною методикою [9,10] обчислюються втрати теплової енергії через бокову поверхню труби довжиною один метр – так звані погонні втрати Q_{is1}^T . Тоді втрати теплової енергії Q_{is}^T через усю бокову поверхню труби елементарної довжини dL визначаються за формулою:

$$dQ_{is}^T = Q_{is1}^T dL. \quad (6)$$

Причому потрібно враховувати, що для двотрубно-го виконання системи теплопостачання погонні втрати теплової енергії залежать від параметрів розташованої поруч труби.

Друга частина пов'язана із визначенням зменшення температури води, яке зумовлене вищевказаним фактором втрат тепла через ізольовану бокову поверхню. Оскільки зміна втрат теплової енергії вздовж труби підпорядковується лінійній залежності, то зміна властивостей води також має таку закономірність завдяки лінійній залежності теплової енергії від температури. В силу визначених залежностей питомою теплоємності

та густини рідини від температури (3) та (4) при лінійній апроксимації підінтегральної функції у (2) для визначення температури води T_2 на виході із труби, через яку протікає об'ємна витрата Q^T маємо наступну формулу:

$$T_2 = T_1 - \frac{Q_{is}^T}{c(T) \cdot \rho(T) \cdot Q^T}. \quad (7)$$

У даній формулі індексами 1 позначені параметри води на вході, а індексом 2 – на виході, Q^T – об'ємна витрата.

Відносно температури T_2 дане рівняння є нелінійним і не має прямого розв'язку. Рішення можна отримати лише чисельно методом послідовних наближень. Якщо за початкове наближення вибрати значення близьке до температури на вході у трубу T_1 , то метод Ньютона дозволяє із квадратичною швидкістю збіжності процесу наближень визначити рішення із наперед заданою точністю. Коефіцієнти k_c та k_p уточнюються в процесі ітерацій.

Гідравлічна модель. Приймаємо, що течія теплоносія є усталеною, її характер вважаємо однорозмірним [6, 11]. За цих умов справедливим є рівняння нерозривності із якого знаходимо швидкість потоку у трубі, яка є однаковою у всіх перерізах:

$$V = \frac{Q^T}{\pi \cdot d^2 / 4}. \quad (8)$$

У кожному з перерізів труби число Рейнольдса буде мати значення, яке визначається кінематичним коефіцієнтом в'язкості, значення якого $\nu(T)$ від температури визначається за формулою (5):

$$Re_T = \frac{V \cdot d}{\nu(T)} \quad (9)$$

Для поточної розрахункової точки для турбулентного режиму течії коефіцієнт гідравлічного тертя будемо визначати за наступною формулою:

$$\lambda_T = 0,11 \left(\frac{D}{d} + \frac{68}{Re_T} \right)^{0,25}, \quad (10)$$

або для ламінарного режиму за формулою:

$$\lambda_T = \frac{64}{Re_T}. \quad (11)$$

Для визначення втрат напору рідини, що витрачається на подолання тертя вздовж елементарної ділянки труби, будемо визначати за формулою:

$$dh_T = \lambda_T \cdot \frac{dl}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (12)$$

Тоді втрати тиску, як звичайно, визначаються залежністю $dp_T = \rho_T \cdot g \cdot dh_T$, в якій залежність густини від температури підкоряється формулі (4). Для зміни тиску маємо наступну залежність:

$$dp_T = \rho(T) \cdot g \cdot \frac{\lambda_T}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \cdot dl. \quad (13)$$

Втрати тиску в трубі визначимо шляхом інтегрування даної залежності вздовж труби:

$$\Delta p_{1-2} = \int_0^L dp_T = \int_0^L \rho_T g \frac{\lambda_T \cdot V^2}{d \cdot 2g} dl = \frac{g \cdot V^2}{d \cdot 2g} \int_0^L \rho_T \cdot \lambda_T \cdot dl =$$

$$= \frac{V^2 L}{2d} \int_0^L (\rho_1 + k_p l) \cdot (\lambda_1 + k_\lambda l) \cdot dl .$$

Остаточно отримуємо:

$$\Delta p_{1-2} = \frac{V^2}{2dg} \left[(\rho_1 \lambda_1 L) + \left(\rho_1 \frac{\lambda_2 - \lambda_1}{2} L \right) + \left(\frac{\rho_2 - \rho_1}{2} \lambda_1 L \right) + (\rho_2 - \rho_1) (\lambda_2 - \lambda_1) \frac{L}{3} \right] \quad (14)$$

5.3. Теплогідрравлічні розрахунки

У формулі (14) перший доданок будемо називати членом нульового порядку, другий та третій – першого, а четвертий – другого. Обчислення їх значень для усіх варіантів обчислювального експерименту показало, що членами першого та другого порядків можна знехтувати при виконанні розрахунків для однієї окремо взятої труби. При моделюванні розгалужених трубопроводних мереж реальних систем теплопостачання члени першого порядку необхідно враховувати, оскільки обчислення сумарних втрат тиску на подолання тертя має накопичувальний характер, і отримане уточнення може мати суттєве значення для енергетичного та економічного аналізу.

За результатами теплогідрравлічних розрахунків, виконаних за таких умов: труби прокладені у ґрунті із температурою 4⁰С, мають теплову ізоляцію товщиною 80 мм із матеріалу з коефіцієнтом теплопровідності 0,12 Вт/м, на вході температура теплоносія – 55, 75 та 95⁰С, труба довжиною 100 м, швидкість потоку у трубі 1 м/с (однаковий динамічний напір), діаметри труб 50, 100 та 250 мм, наводимо результати на рис. 2,3.

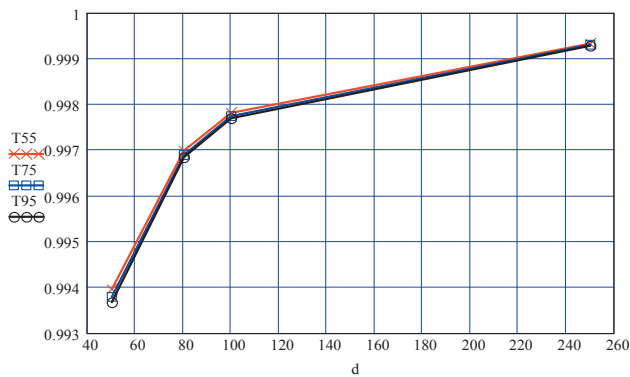


Рис. 2. Відносна зміна температури на виході із труби

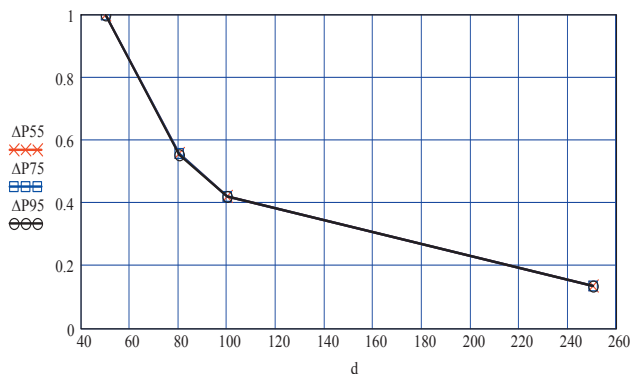


Рис. 3. Відносна зміна втрат тиску на подолання тертя у трубах

Зазначимо, що від довжини труб відносні результати не залежать, у зв'язку з тим, що втрати теплової енергії лінійно залежать від довжини труби та теплової енергія лінійно залежить від температури. Відносно, у порівнянні з температурою на вході у трубу, зменшення температури труби на її виході, розраховане за формулою (7), не залежить від температури води як теплоносія і має більше значення для труб меншого діаметра. Відносні, у порівнянні з трубою мінімального розглядуваного діаметру, втрати тиску на подолання тертя у трубах, розраховані за формулою (14) з урахуванням неізотермічності течії, при різних температурах однакові, вони більші для труб менших діаметрів.

Висновки

Розроблено математичну модель теплогідрравлічного розрахунку течії теплоносія у трубопроводі системи теплопостачання. Запропоновано підхід, згідно з яким дана модель розглядається як система із розподіленими параметрами, що описується двома інтегральними рівняннями. Для підінтегральних функцій запропоновані апроксимації, що дозволили звести задачу до алгебраїчної.

Дослідження отриманої моделі показали, що для виконання теплогідрравлічних розрахунків у окремій трубі можна застосовувати традиційну методику. Для виконання розрахунку мережі теплопостачання необхідно враховувати зміну температури води як теплоносія за рахунок втрат теплової енергії через ізоляцію труби та на підтримання необхідної температури у опалюваних будівлях.

Відносна зміна температури на виході із труб різного діаметра до температури на їх вході однакова, для труб більшого діаметру вона менша. При зменшенні діаметра трубопроводу відносні втрати тиску на подолання тертя у трубах зростають і не залежать від температури.

Запропоновану математичну модель неізотермічної течії теплоносія доцільно застосовувати при розробці програмних засобів моделювання трубопроводних систем централізованого теплопостачання.

Література

1. Єнін П.М. Теплопостачання (Частина I «Теплові мережі та споруди») : навчальний посібник / П.М. Єнін, Н.А. Швачко. – К. : Кондор, 2007. – 244с.
2. Дюскін В.К. Тепловой и гидравлический режим водяного отопления. / В.К. Дюскін. – М.,Л. : Из-во Минкомхоза РСФСР, 1950. – 148 с.
3. Водяные тепловые сети. Справочное пособие по проектированию / [Беляйкина И.В., Витальев В.П, Громов Н.К. и др] ; под ред. Н.К. Громова, Е.П.Шубина.- М. : Энергоатомиздат, 1988. – 376 с.
4. Зингер Н.М. Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных систем / Н.М. Зингер. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 320 с.

5. Хасилев В.Я. Методы и алгоритмы расчета тепловых сетей / В.Я. Хасилев, А.П. Меренков. – М. : Энергия, 1978. – 176 с.
6. Меренков, А.П. Теория гидравлических цепей / А.П. Меренков, В.Я. Хасилев. – М. : Наука, 1985. – 235 с.
7. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам жидкостей и газов / Н.Б. Варгафтик. – М. : Наука, 1972. – 720 с.
8. Рид Р. Свойства газов и жидкостей : Справочное пособие / Р. Рид, Дж. Праусниц, Т. Шервуд ; [пер. с англ. Б.И.Соколова.]. – Л. : Химия, 1982.- 592 с.
9. Новиков И. И. Прикладная термодинамика и теплопередача / И.И. Новиков, К.Д. Воскресенский. – М. : Атомиздат, 1977. – 352 с.
10. Копко В.М. Теплоизоляция трубопроводов теплосетей / В.М. Копко. – Минск : Технопринт, 2002. – 160 с.
11. Альтшуль А. Д. Гидравлические сопротивления / А.Д. Альтшуль. – М. : Недра, 1982. – 224 с.

В ході розрахункового дослідження виконаний аналіз характеристик міцності пластини пластинчастого насоса. Визначений діапазон зміни висоти вільного кінця пластини, при якому зберігається її міцність. Математична модель реалізована у модулі COSMOSWorks, вбудованому в SolidWorks

Ключові слова: модель, пластина, моделювання, COSMOSWorks

В ходе расчётного эксперимента выполнен анализ характеристик прочности пластины пластинчатого насоса. Определен диапазон изменения высоты свободного конца пластины, при котором сохраняется ее прочность. Математическая модель реализована в модуле COSMOSWorks, встроенном в SolidWorks

Ключевые слова: модель, пластина, моделирование, COSMOSWorks

In the article the results of calculation experiment for the analysis of durability of plate of the plate pump are presented. The range of free end of plate height is determined. The mathematical model is realized by facilities of module COSMOSWorks, which built-in in SolidWorks

Key words: model, plate, simulation, COSMOSWorks

УДК 621.65, 004.942

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК МІЦНОСТІ ПЛАСТИНЧАСТОГО НАСОСУ ЗАСОБАМИ COSMOSWORKS

О.В. Алексенко

Кандидат технічних наук, доцент*

Контактний тел.: 067-910-43-08

E-mail: olga_tat@opm.sumdu.edu.ua

К.А. Омеляненко

Аспірант*

*Кафедра інформатики

Сумський державний університет

вул. Римського-Корсакова 2, м. Суми, Україна, 40007

Контактний тел.: 066-474-52-06

E-mail: center_kit@opm.sumdu.edu.ua

1. Вступ

Конкурентоспроможність продукції залежить від її якості та собівартості. Ці показники формуються на стадії проектування та забезпечуються в процесі виготовлення. Машини з меншими масо-габаритними показниками є більш рентабельними у виготовленні.

Таким чином, актуальною є проблема проектування машин з найменшими габаритами при виконанні умов міцності та надійності елементів конструкції. Вирішити цю задачу та підвищити якість проектування, не витрачаючи багато часу на аналіз варіантів конструктивного виконання, дозволяє використання сучасних САЕ-модулів.