

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ В ЗАДАЧАХ НЕРУЙНІВНОГО КОНТРОЛЮ

УДК 681.51

DOI:10.31471/1993-9981-2021-2(47)-83-95

### МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПІДГРІВНИКА З ПРОМІЖНИМ ТЕПЛОНОСІЄМ

*М. І. Горбійчук, М. І. Козуляк, В. М. Гарасимів*

*Інститут інформаційних технологій, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15; e-mail: kafatp@ukr.net*

Шляхові підігрівачі є одним із елементів технологічного обладнання на нафтових та газоконденсатних родовищах та при транспортуванні нафти, нафтопродуктів і природного газу. Встановлено, що для м'якого підігріву в'язких нафтопродуктів, а також уникнення гідратуутворення при дроселюванні природного газу, з метою подальшого транспортування трубопроводами до місця збору, переробки і споживання, доцільно застосувати шляхові підігрівачі з проміжним теплоносієм (водою), яка нагрівається при спалюванні попутного (комерційного) газу і передає тепло технологічному потоку через теплообмінну поверхню. Значна частина наукових публікацій присвячена підвищенню ефективності роботи таких апаратів із застосуванням різноманітних технологічних новацій по рекуперації тепла димових газів, а також застосуванням якісних систем регулювання. На основі аналізу підігрівника як об'єкта автоматизації встановлено основні вхідні, збурювальні чинники та вихідні параметри контролю та регулювання і розроблено інформаційну структуру підігрівника як кібернетичної системи. Ґрунтуючись на рівняннях матеріального та теплового балансу апарату розроблено математичну модель динаміки процесу підігріву технологічних потоків, яка включає диференціальні рівняння теплового балансу продуктового теплообмінника, проміжного теплоносія, димових газів у газоході, що утворились при спалюванні газу. Система рівнянь доповнена рівняннями теплопередачі через дві поверхні теплообмінну від води до цільового продукту та від димових газів проміжному теплоносію. Проведено лінеаризацію нелінійних складових розробленої моделі в околі робочої точки. На основі отриманого математичного опису підігрівника синтезовано структурну схему моделі, яка показує взаємозв'язки вхідних параметрів, керувальної дії та вихідних змінних у відхиленнях від базової точки робочого режиму.

**Ключові слова:** непрямий підігрів, кібернетична модель, теплопередача, енергетичний баланс, система управління.

Путевые подогреватели один из элементов технологического оборудования на нефтяных и газоконденсатных месторождениях и при транспортировке нефти, нефтепродуктов и природного газа. Установлено, что для мягкого подогрева вязких нефтей и нефтепродуктов, а также во избежание гидратообразования при дроселировании природного газа, с целью дальнейшей транспортировки по трубопроводам к месту сбора, переработки и потребления, целесообразно применить путевые подогреватели с промежуточным теплоносителем (водой), которая нагревается при сжигании попутного (коммерционного) газа и передает тепло технологическому потоку через теплообменную поверхность. Значительная часть научных публикаций относится к повышению эффективности работы таких аппаратов с применением различных технологических новацій по рекуперации тепла дымовых газов, а также применением качественных систем регулирования. На основании анализа подогревателя как объекта автоматизации установлены основные входные, возмущающие факторы и выходные параметры контроля и регулирования и разработана информационная структура подогревателя как кибернетической системы. Основываясь на уравнениях материального и теплового баланса аппарата разработана математическая модель динамики процесса подогрева технологических потоков, которая включает дифференциальные уравнения теплового баланса продуктового теплообменника, промежуточного теплоносителя, дымовых газов в газоходе, образовавшихся при сжигании газа. Система уравнений дополнена уравнениями теплопередачи через две поверхности теплообмена от воды к целевому продукту и от дымовых газов к промежуточному теплоносителю. Проведено линейризацию нелинейных составляющих разработанной модели в окрестности рабочей точки. На основании

полученного математического описания подогревателя синтезировано структурную схему модели, которая показывает взаимосвязи входных параметров, управляющего действия и выходных переменных в отклонениях от базовой точки рабочего режима.

**Ключевые слова:** непрямой подогрев, кибернетическая модель, теплопередача, энергетический баланс, система управления.

Track heaters are one of the technological equipment's elements of oil and gas condensate deposits during the transportation of oil, oil products and natural gas. It was found that it is advisable to use line heaters with an intermediate heat carrier (water), which is heated during combustion associated (commercial) gas and transfers heat to the process flow through the heat exchange surface for soft heating of viscous oils and oil products to avoid hydrate formation during throttling of natural gas, with the aim of further transportation through pipelines to the place of collection, processing and consumption. A significant part of scientific publications relates to improving the efficiency of such devices with the use of various technological innovations for heat recovery from flue gases, as well as the use of high-quality control systems. On the basis of the analysis of the heater as an object of automation, the main input, disturbing factors and output parameters of control and regulation were established, and the information structure of the heater as a cybernetic system was developed. Based on the equations of the material and heat balance of the apparatus, the mathematical model of the dynamics of the process of heating technological streams has been developed, which includes the differential equations of the heat balance of the product heat exchanger, intermediate heat carrier, flue gases in the gas duct formed during gas combustion. The system of equations is supplemented by equations of heat transfer through two heat exchange surfaces from water to the target product and from flue gases to an intermediate heat carrier. The linearization of the nonlinear components of the developed model in the vicinity of the operating point is carried out. Based on the obtained mathematical description of the heater, a block diagram of the model was synthesized, which shows the relationship of input parameters, control action and output variables in deviations from the base point of the operating mode.

**Key words:** indirect heating, cybernetic model, heat transfer, energy balance, control system.

### Вступ.

Нагрівачі непрямого типу з водяною ванною (Indirect Water Bath Heaters) в основному використовуються в нафтовій і газовій промисловості для нагрівання робочих середовищ [1]. Механізм теплопередачі відбувається опосередковано через ванну (ємність), на відміну від нагрівання безпосередньо полум'ям або піччю. Використання ванни сприяє рівномірному нагріванню та зменшує ймовірність появи гарячих ділянок. Гарячі ділянки часто виникають у нагрівачах з прямим підігрівом димовими газами в результаті накопичення відкладень на стороні робочої рідини. Якщо його не контролювати, це накопичення може стати джерелом деградації технологічної рідини та може призвести до розривів, вибухів та витоків. Через непрямий характер нагрівачів ризик небезпеки значно нижчий (горючі потоки ізольовані) порівняно з нагрівачами з прямим підігрівом, тому їх можна використовувати у небезпечних зонах, де безпека викликає занепокоєння.

"Непряма" назва походить від того факту, що жарова труба занурена у ванну, яка забезпечує нагрівання через проміжне

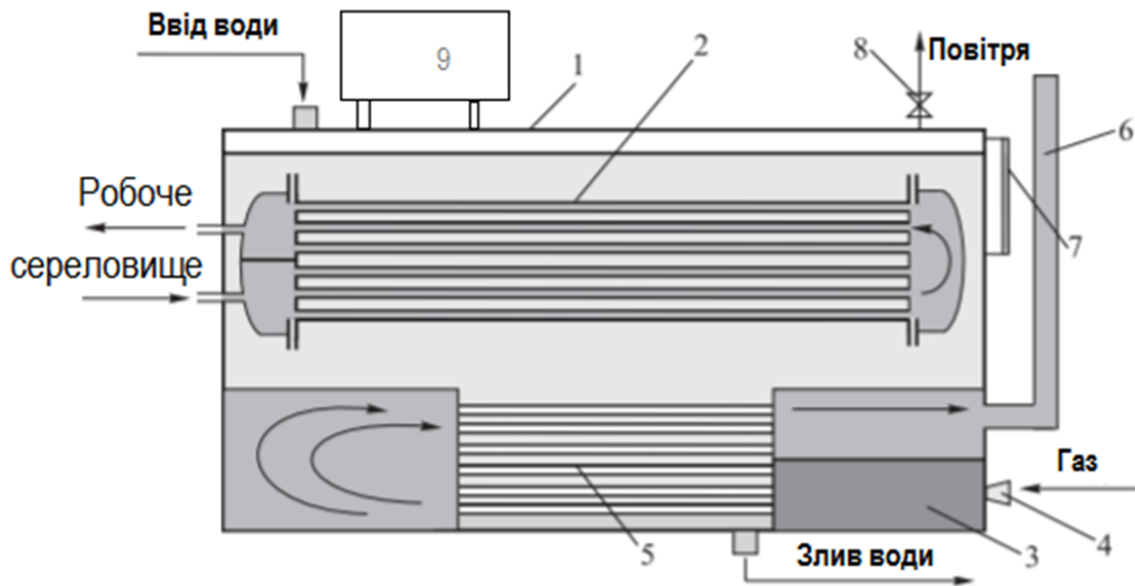
середовище зануреного пучка труб, що містить технологічний потік. Зазвичай теплоносієм є вода, але залежно від клімату та вимог до нагріву це також може бути масло (здатне нагрівати технологічні рідини до більш високих температур) або суміш води та гліколю (використовується в холодному кліматі для зниження температури замерзання). Типова схема нагрівача показана на рис. 1

Складається підігрівач з таких основних вузлів: блок нагріву (призначений для передачі тепла від продуктів згорання до продукту, який нагрівається); блок підготовки палива; система автоматики і безпеки.

Шляховий підігрівач (рис.1) — це апарат прямокутної або циліндричної форми заповнений теплоносієм. У ванну 1 занурені теплообмінні труби 2, по яким протікає нафта, що нагрівається, або інша рідина чи газ. У нижній частині корпусу 1 встановлені жарові труби 5 газоходу, що теж омиваються теплоносієм. На вході газоходу розміщені пальники з форсунки газу 4. До корпусу 1 також примикають вихлопна труба 6, покажчик рівня води 7 і патрубок з краном 8 для скидання газу, що виділився з води, в атмосферу. На верху ванни може знаходитися також розширювальний бачок 9.

Тепло згорання паливного газу, що поступає в камеру 3 через форсунку 4, передається через жарові труби 5 воді. Від нагрітої води тепло передається трубам 2 і далі через їх стінки робочому потоку, що нагрівається. У результаті організації нагріву за описаною технологією температура нагріву не може бути більш +100°C (реально <+95°C), якщо теплоносієм - прісна вода.

Оскільки передача тепла протікає через стінки в два етапи, к.к.д. сучасних шляхових підігрівачів складає близько 80%, але є нижчим ніж в печах прямого нагріву. Пучок жарових труб часто замінюють прямокутним П-подібним каналом. Для потужніших підігрівачів таких каналів є два з двома форсунками для подачі паливного газу і відповідно двома димоходами.



1 — корпус (ванна); 2 — теплообмінні труби; 3 — камера згорання газу; 4 — форсунка газу; 5 — жарові труби (газохід); 6 — димохід; 7 — показчик рівня води; 8 — кран для скидання газу; 9- розширювальний бак.

**Рисунок 1 – Шляховий підігрівач**

#### **Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

Оскільки к.к.д. нагрівача непрямого нагріву складає 70-80%, що є суттєво нижчим ніж при прямому нагріві, то основні напрямки досліджень спрямовані на підвищення ефективності роботи нагрівача з проміжним теплоносієм. В літературі представлені такі основні напрямки покращення роботи нагрівача:

- покращення процесу спалювання (застосування нових типів горілок та форсунок);
- утилізація тепла вихідних димових газів (зовнішні теплообмінники - рекуператори, підігрів повітря на спалювання);
- застосування для підігріву додаткових сторонніх джерел енергії (геліо- та сонячні системи);
- синтез ефективних систем керування підігрівником і процесом спалювання газу.

Слід відмітити, що останні роботи стосуються власне підвищення ефективності нагрівачів даного типу для підігріву газу і

практично відсутні дослідження по застосуванню їх на нафтових промислах для підігріву нафти. Покращення роботи нагрівачів нафти практично залишається поза увагою, оскільки основним паливом тут виступає попутний нафтовий газ (ПНГ), і він практично не збирається і не транспортується до газопереробних заводів із-за розосередженості свердловин та обладнання на значній території та значним затратам. ПНГ на сьогодні в основному використовується для технологічних потреб по нагріву нафти для покращення процесу сепарації, а надлишок спалюється на факельному господарстві. Тому штатна автоматика забезпечує реалізацію найпростіших та надійних алгоритмів керування (безлюдного дистанційного керування) і тому не витрачають додаткові затрати на покращення роботи нагрівачів -

Посилення екологічних вимог щодо викидів парникових газів при розробці родовищ та

впровадження ощадних технологій поверне інтерес до розроблення досконалих систем керування нагрівниками на нафтових промислах.

Зовсім інша ситуація на газових і газоконденсатних родовищах та газових трактах газогонів включно до промислових споживачів. Тут підігрів технологічних потоків забезпечує спалювання комерційного газу. Тому ефективність і надійність роботи шляхових підігрівачів є важливою науковою задачею. Останні публікації стосуються власне покращення роботи підігрівачів з проміжним теплоносієм газорозподільних станціях (ГРС) при зниженні тиску газу від газогонів високого та середнього тиску до рівня тиску промислових споживачів. Так в роботі [2] проведено моделювання нагрівача сумісно з редукційним клапаном. з метою дослідження перехідних характеристик обладнання при значних змінах споживання газу у міських мережах газопостачання і запропонований алгоритм розв'язку нелінійних диференційних рівнянь енергетичного балансу системи. Дослідження проведені в роботі [3] стосується газорозподільних станцій, де застосований нагрівач з водяною ванною для запобігання гідратуутворення при дроселюванні газу через зниження температури, що викликано ефектом Джоуля-Томпсона. Розроблена динамічна модель нагрівача з метою оцінки ефективності його роботи та запропоновані новації, щодо сумісного його застосування із сонячною станцією з водяним акумулятором у літні місяці, що значно підвищує к.к.д. установки підігріву загалом. В математичній моделі не врахована динаміка передачі тепла через стінку.

Для підвищення к.к.д нагрівача в роботах [4,5] запропоновані заходи по рекуперації тепла вихідних димових газів для попереднього підігріву повітря, яке подається на спалювання. Застосована математична модель динаміки нагрівача для оцінки ефективності його роботи. Результати експериментальних досліджень показали зростання к.к.д нагрівача майже на 27% у порівнянні з базовим варіантом.

Результати натурних та імітаційних експериментів. проведені в роботі [6] для нагрівача газу на газорозподільних станціях шляхом оптимального регулювання довжини полум'я факела, пропорційно камері згорання,

та правильного регулювання. співвідношення повітря/ паливний газ, досягається зростання ефективності згорання палива на 10%.

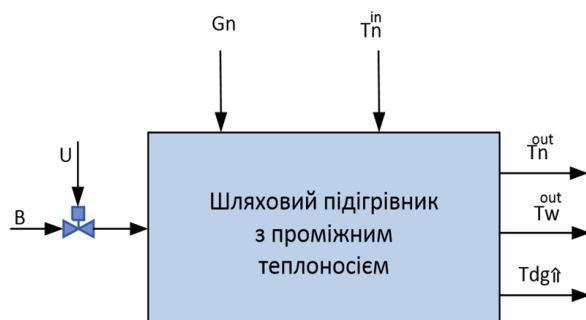
В роботі [7] авторами досягається зниження затрат на підігрів газу за рахунок правильної стабілізації температури газового технологічного потоку засобами автоматики. На базі симуляційної моделі нагрівача проведено дослідження системи регулювання температури на виході редукційного клапана, яка дозволяє ефективно використовувати тепло у підігрівнику, підтримуючи її близькою до стандартної, щоб уникнути гідратуутворення, яке викликано ефектом Джоуля-Томпсона. Період окупності впровадження цієї системи контролю становить менше одного року.

Таким чином, проведений аналіз літературних джерел підтверджує актуальність продовження досліджень в даному напрямку. Для покращення ефективності роботи нагрівача застосовуються як додаткові технологічні рішення так і системи управління. Всі ці рішення проходили стадію імітаційного моделювання з подальшою їх реалізацією. Імітаційні моделі ґрунтуються на енергетичному балансі технологічного апарату і враховують динаміку балансу тепла лише основних потоків, які беруть участь у теплообміні і не враховують динаміку теплопередачі через стінки. Тому для синтезу ефективних багатоконтурних систем регулювання доцільно доповнити основну базову математичну модель диференційними рівняннями теплопередачі через стінки продуктового змійовика та газоходу.

**Мета роботи.** Розроблення адекватної математичної моделі підігрівача з проміжним теплоносієм, з врахуванням динаміки теплопередачі через поверхні теплообміну, для подальшого проведення імітаційного моделювання основних режимів роботи нагрівача та синтезу систем керування для підвищення ефективності і безпечної його роботи.

#### **Виклад основного матеріалу.**

На основі аналізу процесу теплообміну у шляховому підігрівнику з проміжним теплоносієм та основних режимних технологічних параметрів контролю та регулювання розроблена структурна схема підігрівача як об'єкта автоматизації (рис.2).



Керувальна дія:  $B$ -витрата палива;  $U$ - управління клапаном подачі палива.

Збурювальні чинники:  $G_n$ - витрата нафти;  $T_n^{in}$  - температура продукту на вході підігрівника;

Вихідні параметри:  $T_n^{out}$  - температура продукту на виході;  $T_w$  - температура. Проміжного теплоносія;  $T_{dg\uparrow}$  - температура димових газів на виході газоходу.

Рисунок 2 – Функціональна схема підігрівника як об'єкта керування

Математичний опис підігрівника будемо робити при таких припущеннях:

- продуктивний теплообмінник і газохід замінюється зосередженою ланкою у якій поверхні обміну, товщина і маса металу стінок відповідають цим же параметрам реальних елементів підігрівника;

- температура середовищ у продуктовому змійовику та газоході дорівнює середній температурі середовищ на вході і виході даних елементів, а у ванні з теплоносієм середньому значенню діапазону паспортних робочих температур;

- передача тепла через поверхні теплообміну продуктового змійовика та від стінки газоходу до теплоносія відбувається шляхом конвекції, а від димових газів до стінки газоходу – радіантним та конвекційним способами;

- тепловий опір теплообмінних стінок дуже малий, тому їх температура в усіх точках однакова;

- густина середовищ і матеріалу стінок є постійною і не залежить від температури.

На основі аналізу підігрівника як об'єкта керування складемо рівняння енергетичного балансу для основних потоків та стінок теплопередачі.

**Рівняння енергетичного балансу для робочого середовища**

[швидкість накопичення тепла]=[прихід тепла ]+[конвекція тепла] - [відвід тепла ].

$$M_n c_n \frac{dT_{ncp}}{dt} = G_n c_n (T_n^{out} - T_n^{in}) + Q_{sz \rightarrow n}, \quad (1)$$

де  $T_{ncp}$  - середня температура технологічного продукту;  $c_n$  - середня теплоємність;

$M_n = V_z \cdot \rho_n$  - маса продукту у змійовику;  $G_n$  - масова витрата.

Оскільки температура теплоносія в процесі теплообміну рівна  $T_w$ , а температура робочого середовища вздовж поверхні теплообміну змінюється в незначних межах, то температурний напір від теплоносія до продукту можна розрахувати за формулою

$$\Delta t = \frac{(T_w - T_n^{in}) + (T_w - T_n^{out})}{2},$$

а середня температура робочого продукту буде рівною

$$T_{ncp} = T_w - \Delta t = 0.5(T_n^{in} + T_n^{out}).$$

Конвекція тепла від стінки до робочого середовища має вигляд.

$$Q_{sz \rightarrow n} = C_{sz \rightarrow n} \cdot F_z (T_{sz} - T_{ncp}), \quad (2)$$

де  $T_{sz}$  - середня температура стінки змійовика підігріву;

$C_{sz \rightarrow n}$  - коефіцієнт теплопередачі від стінки до середовища, що нагрівається;

$F_z$  - площа поверхні обміну змійовика.

Відмінністю внутрішньої та зовнішньої площ поверхонь змійовика знехтуємо і приймаємо рівною  $F_z$ .

$$\tau_n \frac{dT_{ncp}}{dt} + T_{ncp} = k_{n,1} G_n (T_n^{out} - T_n^{in}) + k_{n,2} T_{sz}, \quad (3)$$

де  $\tau_n = \frac{M_n \cdot c_n}{C_{sz-n} F_z}$  - постійна часу;

$$k_{n,1} = \frac{c_n}{C_{sz-n} F_z}; \quad k_{n,2} = \frac{C_{sz-n}}{C_{sz-n}}.$$

Для визначення  $T_{sz}$  складаємо рівняння теплового балансу стінки трубного теплообмінника:

$$M_z \cdot c_z \cdot \frac{d}{dt} T_{sz} = q_{w-sz} - q_{sz-n}, \quad (4)$$

де  $M_z$  - маса стінки,  $c_z$  - теплоємність стінки,  $Q_{w-sz}$  - тепловий потік від води до стінки.

Між тепловим потоком, який передається від води до стінки, існує таке співвідношення:

$$Q_{w-sz} = C_{w-sz} \cdot F_z \cdot (T_w - T_{sz}), \quad (5)$$

де  $T_w$  - температура проміжного теплоносія (води);

$C_{w-sz}$  - коефіцієнт теплопередачі від води до стінки.

Підставимо (2) і (5) у (4), отримаємо:

$$M_z c_z \frac{d}{dt} T_{sz} = C_{w-sz} F_z (T_w - T_{sz}) - C_{sz-n} F_z (T_{sz} - T_{ncp}). \quad (6)$$

або

$$M_z \cdot c_z \cdot \frac{d}{dt} T_{sz} + (C_{w-sz} \cdot F_z + C_{sz-n} \cdot F_z) T_{sz} = C_{w-sz} \cdot F_z \cdot T_w + C_{sz-n} \cdot F_z T_{ncp}.$$

Останнє рівняння подамо у такому вигляді:

$$\frac{M_z c_z}{(C_{w-sz} + C_{sz-n}) F_z} \cdot \frac{dT_{sz}}{dt} + T_{sz} = \frac{C_{w-sz}}{C_{w-sz} + C_{sz-n}} T_w + \frac{C_{sz-n}}{C_{w-sz} + C_{sz-n}} T_{ncp}.$$

Ведемо такі позначення:

З врахуванням значення  $Q_{sz-n}$ , яке визначено формулою (2), рівняння (1) набуде такого вигляду:

$$\tau_{sz} = \frac{M_z \cdot c_z}{(C_{w-sz} + C_{sz-n}) F_z};$$

$$k_{wep} = \frac{C_{w-sz}}{C_{w-sz} + C_{sz-n}}; \quad k_{nep} = \frac{C_{sz-n}}{C_{w-sz} + C_{sz-n}}.$$

Тоді

$$\tau_{sz} \frac{dT_{sz}}{dt} + T_{sz} = k_{wep} T_w + k_{nep} T_{ncp}. \quad (7)$$

Рівняння (7) відображає динаміку зміни середньої температури стінки змійовика в залежності від таких факторів як середня температура нафтової емульсії та середня температура проміжного теплоносія.

**Рівняння енергетичного балансу для проміжного теплоносія (води):**

[швидкість накопичення тепла водою] = [тепло від димових газів] - [конвекція від води до продукту].

$$M_w \cdot c_w \cdot \frac{dT_w}{dt} = Q_{sdk-w} - Q_{w-sz}, \quad (8)$$

де  $M_w = V_w \cdot \rho_w$  - маса води у підігрівачі ( $\rho_w = 969.5$  кг/м<sup>3</sup> у робочій точці при середній температурі 82.5°C);

$c_w$  - теплоємність води;

$Q_{sdk-w}$  - передача. тепла від стінки димового каналу до води.

$$Q_{sdk-w} = C_{sdk-w} \cdot F_{dk} \cdot (T_{sdk} - T_w), \quad (9)$$

де  $T_{sdk}$  - температура стінки димового каналу;

$F_{dk}$  - площа поверхні димового каналу;

$C_{sdk-w}$  - коефіцієнт теплопередачі від стінки димового каналу до води.

Якщо тепер у рівняння (8) підставити значення  $Q_{w-sz}$  і  $Q_{sdk-w}$ , які слід обчислювати за формулами (5) і (9), то отримаємо такий результат:

$$M_w \cdot c_w \cdot \frac{dT_w}{dt} = C_{sdk-w} \cdot F_{dk} \cdot (T_{sdk} - T_w) - C_{w-sz} \cdot F_z \cdot (T_w - T_{sz}).$$

Після зрозумілих алгебраїчних перетворень останнє рівняння набуде такого вигляду:

$$\tau_w \frac{dT_w}{dt} + T_w = k_{sdk} T_{sdk} + k_{sz} \cdot T_{sz}, \quad (10)$$

де  $\tau_w = \frac{M_w \cdot c_w}{(C_{sdk\_w} \cdot F_{dk} + C_{w\_sz}) F_z}$  – постійна часу;

$$k_{sdk} = \frac{C_{sdk\_w} \cdot F_{dk}}{(C_{sdk\_w} \cdot F_{dk} + C_{w\_sz}) F_z};$$

$$k_{sz} = \frac{C_{w\_sz} \cdot F_z}{(C_{sdk\_w} \cdot F_{dk} + C_{w\_sz}) F_z}.$$

Для визначення  $T_{sdk}$  складаємо рівняння теплового балансу стінки димового каналу:

$$M_{dk} \cdot c_{dk} \cdot \frac{dT_{sdk}}{dt} = Q_{dg\_sdk} - Q_{sdk\_w}, \quad (11)$$

де  $M_{dk}$  – маса димового каналу;  $c_{dk}$  – теплоємність стінки;

$Q_{dg\_sdk}$  – тепловий потік від димових газів до стінки.

Відмінністю внутрішньої та зовнішньої площ поверхонь знехтуємо і приймаємо як  $F_{dk}$ .

**Тепловий баланс процесу спалювання (по димових газах):**

[швидкість накопичення тепла у димових газах] = [тепло спалювання палива] - [передача тепла від димових газів воді] - [відхід тепла з димовими газами].

Прихід тепла у топці на 1кг палива:..

$$Q_T^{npxid} = q_g^H + c_g \cdot T_g + \alpha \cdot L_0 \cdot c_a \cdot T_a \quad (12)$$

де  $c_g, c_a$  -теплоємності відповідно газу і повітря;

$T_g, T_a$  - температура відповідно паливного газу і повітря;

$q_g^H$  - теплота згорання паливного газу.

Для практичних розрахунків другою та третьою складовою часто нехтують.

Витрати тепла із топки на 1кг палива:

$$Q_T^{oid} = q_{dg} + q_{\nu} + q_{dg\uparrow}.$$

де  $q_{\nu} = 0.06 \cdot q_g^H$  -втрати тепла через ізоляцію та з врахуванням к.к.д. топки;

$q_{dg}$  - корисне тепло передане димовим газам на виході з топки.

$$Q_T^{oid} = q_{dg} + q_{\nu} + q_{dg\uparrow} = Q_T^{npxid} \approx q_g^H$$

або тепло передане димовим газам при спалюванні 1 кг палива

$$q_{dg} + q_{dg\uparrow} = 0.94 \cdot q_g^H = \eta_T \cdot q_g^H \quad (13)$$

Для продуктів горіння при спалюванні природного газу теплоємність димових газів визначається за такою формулою:

$$c_{dg} = m_{CO_2} \cdot c_{CO_2} + m_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + m_{O_2} \cdot c_{O_2} + m_{N_2} \cdot c_{N_2},$$

де  $m$  і  $c$  - масова доля і теплоємність відповідних складових димового газу.

Результати розрахунку теплоємності димового газу для заданого складу модельного попутного газу приведені в табл.1.

Залежність теплоємності димових газів (кДж/(кг · °К) від температури апроксимовано поліноміальною залежністю

$$c_{dg} = -1.723 \cdot 10^{-8} (T_{dg} - 273)^2 + 0.000156 (T_{dg} - 273) + 1.076 \quad (14)$$

де  $q_{dg\uparrow} = c_{dg}^{\uparrow} (T_{dg}^{\uparrow} - 273)$  втрати тепла з димовими газами;

$c_{dg}^{\uparrow}, c_{dg}^T$  - теплоємність продуктів згорання на виході печі і топки;

$T_{dg}^{\uparrow}$  - температура димових газів на виході димової труби.

Оскільки все тепло в топці передається димовим газам, то можна записати

$$G_{pg} \cdot \eta_T \cdot q_g^H = G_{pg} \cdot G_{dg} \cdot c_{cpdg} (T_{max} - T_0), \quad (15)$$

де  $c_{cpdg}$  - середня теплоємність димових газів;

$G_{pg}$  - масова витрата паливного газу;

$G_{dg}$  -кількість продуктів згорання на 1 кг паливного газу;

$$T_0 = \frac{c_g \cdot T_g + \alpha \cdot L_0 \cdot c_a \cdot T_a}{G_{dg} \cdot c_{cpdg}} - \text{початкова}$$

температура паливної суміші;

$T_{\max}$  - максимальна розрахункова температура горіння, що еквівалентно температурі димових газів в топці.

З рівняння (15) можна визначити температуру димових газів на виході з топки.

$$T_{\max} = T_{dg} = \frac{\eta_T \cdot q_g^H}{G_{dg} \cdot c_{cpdg}} + T_0. \quad (16)$$

Для заданого складу палива ця температура є постійною і може бути знайдена у відповідності до табульваної залежності приведеної в табл.1 при відомій теплотворній здатності палива. В статичному режимі тепло димових газів передається через проміжний теплоносій нафті, отже

$$Q_{dg0} = B_0 \cdot q_g^H \cdot \eta_n = G_{n0} \cdot c_n (T_{n0}^{out} - T_{n0}^{in}),$$

звідки визначаємо витрату паливного газу

$$B_0 = \frac{G_{n0} \cdot c_n (T_{n0}^{out} - T_{n0}^{in})}{q_g^H \cdot \eta_n},$$

де  $\eta_n$  - коефіцієнт корисної дії підігрівника.

Оскільки подача паливного газу регулюється клапаном і, враховуючи, що його робоча точка має знаходитись посередині діапазону дроселювання клапана, можна записати

$$G_{pg} = \beta(U) \cdot B_{\max},$$

де  $\beta(U)$  - витратна характеристика регулюючого клапана ( прийmemo її лінійною);

$$B_{\max} = \frac{1}{\beta(U^0)} \cdot B_0 = \frac{B_0}{0.6} - \text{максимальна}$$

витрата паливного газу;  $\beta(U^0) = 0.6$  - ступінь відкриття клапана в робочій точці

$U$  - керувальна дія на клапан подачі паливного газу.

Таблиця 1- Розрахункові параметри статичного режиму процесу спалювання

Компоненти	Масові долі $m_i, \text{кг/кг}$	Теплоємність компонентів димових газів $C_i, \text{кДж/кг К}$						
		300К	500К	700К	1100К	1500К	1900К	2473К
CO <sub>2</sub>	2.82	0,8286	0,9207	0,9906	1,0902	1,1564	1,2020	1.2468
H <sub>2</sub> O	2	1,8632	1,9004	1,9557	2,0847	2,2195	2,3417	2.4895
O <sub>2</sub>	0.38	0,9169	0,9391	0,9688	1,0182	1,0530	1,0789	1.1087
N <sub>2</sub>	13.85	1,0308	1,0362	1,0500	1,0886	1,1279	1,1581	1.2012
Маса газів	$\Sigma 19.05$							
$c_{dg}, \text{кДж/кг К}$		1.086	1.1079	1.1347	1.192	1.245	1.287	1.3413
$q_{dg}, \text{кДж/кг}$		559	4791	9230	18779	29107	36899	56217

Передача тепла до стінки від димових газів має радіантну (променевий теплообмін)  $Q_r$  і конвекційну складову  $Q_k$ .

$$Q_{dg\_sdk} = Q_r + Q_k.$$

Променевий теплообмін між газом та поверхнею обчислюють за такою формулою [8]:

$$Q_r = 0.5 \cdot \psi \cdot (\varepsilon_c + 1) C_0 F_{dk} \times \left[ \varepsilon_{dg} \left( \frac{T_{dgcp}}{100} \right)^4 - A_{dg} \left( \frac{T_{sdk}}{100} \right)^4 \right] \quad (17)$$

Де  $Q_r$  - тепло, яке передається стінці випромінюванням, Вт;

$\varepsilon_c = 0,85$ ,  $F_{dk}$  - ступінь чорноти і площа поверхні стінки газоходу;

$\varepsilon_{dg}$ ,  $A_{dg}$  - ступінь чорноти димових газів при середній температурі газу та поглинаюча спроможність газу при температурі поверхні  $T_{sdk}$ ;

$C_0 = 5,67 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$  - коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла;

$\psi$  - коефіцієнт, який враховує розподіл тепла в топці від факела (для печей з вільним факелом можна прийняти  $\psi = 1.2$  [10] )



Основними джерелами випромінювання газового факела є трьохатомні гази  $CO_2$  і  $H_2O$ . Випромінювання трьохатомних газів селективне, тобто гази випромінюють і поглинають теплову енергію в межах певних довжин хвиль, розташованих в різних частинах спектру.

Випромінювання  $CO_2$  підкоряється правилу Бугера, згідно з яким на силу випромінювання в однаковій мірі впливають парціальний тиск  $p_{CO_2}$  ( $H/m^2$ ) і довжина променя  $l$  ( $m$ ) в напівпрозорому середовищі.

Випромінювання  $H_2O$  не підкоряється правилу Бугера: ступінь чорноти  $\varepsilon_{H_2O}$ , при постійному значенні температури, добуток парціального тиску  $p_{H_2O}$  на довжину променя  $l$  спадає із зменшенням парціального тиску.

Труднощі створення аналітичних методів розрахунку ступенів чорноти  $CO_2$  і  $H_2O$  змусили багатьох дослідників йти шляхом графічних методів розрахунку. Широке поширення в інженерній практиці отримали розрахункові графіки Хотгела і Егберта. Графіки представлені у вигляді двох основних діаграм, які зв'язують степені чорноти  $CO_2$  і  $H_2O$  з температурою і силою поглинання [8,9].

$$\varepsilon_{CO_2} = f_1(p_{CO_2} \cdot l, T_{dg});$$

$$\varepsilon_{H_2O} = f_2(p_{H_2O} \cdot l, p_{H_2O}, T_{dg}).$$

Середня довжина шляху променя визначається [8] для циліндричних каналів залежністю  $l = 0.9 \cdot d$ , а для прямокутних каналів  $l = 1.8 \cdot \delta$ , де  $d$  і  $\delta$  - відповідно діаметр циліндричного каналу і товщина шару димового газу в прямокутному каналі.

Парціальний тиск  $CO_2$  і  $H_2O$  при тиску газу в газоході  $P_{dg}$  визначається залежностями:

$$P_{CO_2} = x_{CO_2} \cdot P_{dg}; \quad P_{H_2O} = x_{H_2O} \cdot P_{dg},$$

де  $x_{CO_2}$ ,  $x_{H_2O}$  - масова доля  $CO_2$  і  $H_2O$  в димових газах.

Для середньої температури димових газів в робочій точці знаходимо ступінь чорноти за формулою [8]

$$\varepsilon_{dg} = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon,$$

де  $\Delta\varepsilon$  - корекційний фактор, який пояснюється зменшенням емісії через взаємне поглинання

випромінювання між двома видами (графічна залежність приведена в [8]).

Поглинаючу спроможність газів при температурі поверхні стінки газоходу знаходимо із емпіричної залежності [8]

$$A_{dg} = C_{CO_2} \cdot \varepsilon_{CO_2}^{\circ} \left( \frac{T_{dgcp}}{T_{sdk}} \right)^{0.65} + C_{H_2O} \cdot \varepsilon_{H_2O}^{\circ} \left( \frac{T_{dgcp}}{T_{sdk}} \right)^{0.45} - \Delta\alpha,$$

де  $\varepsilon_{CO_2}^{\circ}$ ,  $\varepsilon_{H_2O}^{\circ}$  - параметри ступеня чорноти знайдені при температурі поверхні стінки димового каналу;  $C_{CO_2}$ ,  $C_{H_2O}$  - коефіцієнти корекції для  $CO_2$  і  $H_2O$  від тиску [8];  $\Delta\alpha = \Delta\varepsilon$  - коригувальний фактор.

Коефіцієнти  $\varepsilon_{dg}$ ,  $A_{dg}$  отримані для робочої точки в статичному режимі і в околі цієї точки їх можна вважати постійними.

Тепло передане конвекцією від газів до стінки димового каналу знаходимо із виразу

$$Q_k = c_{dg \rightarrow sdk} \cdot F_{dk} \cdot (T_{dgcp} - T_{sdk}) \quad (18)$$

де -  $Q_k$  - конвективне тепло від газів до стінки, Вт;

$c_{dg \rightarrow sdk} = 2.1 \cdot \sqrt[4]{(T_{dgcp} - T_{sdk})}$  - коефіцієнт теплопередачі від димових газів стінці газоходу.

Між середньою температурою  $T_{dgcp}$  і температурою  $T_{dg}^{\uparrow}$  димових газів існує таке співвідношення:

$$T_{dgcp} = 0.5(T_{\max} + T_{dg}^{\uparrow}) \quad (19)$$

Тоді після підстановки  $c_{dg \rightarrow sdk}$  у вираз для знаходження  $Q_k$ , отримаємо

$$Q_k = 2.1 \cdot F_{dk} \cdot \sqrt[4]{(T_{dgcp} - T_{sdk})} \cdot (T_{dgcp} - T_{sdk}) \quad (20)$$

Знаючи  $Q_k$  і  $Q_r$ , які обчислюють за формулами (17) і (20), знаходимо

$$Q_{dg\_sdk} = 0,5\psi(\varepsilon_c + 1)C_0F_{dk} \times \\ \times \left[ \varepsilon_{dg} \left( \frac{T_{dgcp}}{100} \right)^4 - A_{dg} \left( \frac{T_{sdk}}{100} \right)^4 \right] + \\ + 2,1F_{dk} \sqrt[4]{(T_{dgcp} - T_{sdk})(T_{dgcp} - T_{sdk})}. \quad (21)$$

співвідношення (19), рівняння (23) набуде вигляду[24].

Отже, динамічний баланс тепла відносно димових газів можна описати диференціальним рівнянням[23]

У рівняння (23) входить величина  $T_{dg\uparrow}$  (температура димових газів на виході), яка пов'язана з середньою температурою співвідношенням (19). З врахуванням

$$V_{zdg} \rho_{cpdg} c_{cpdg} \frac{T_{dgcp}}{dt} = -G_{dg} C_{dg\uparrow} (T_{dg\uparrow} - 273) - 0,5(\varepsilon_c + 1)C_0F_{dk} \left[ \varepsilon_{dg} \left( \frac{T_{dgcp}}{100} \right)^4 - A_{dg} \left( \frac{T_{sdk}}{100} \right)^4 \right] - \\ - 2,1 \cdot F_{dk} \cdot \sqrt[4]{(T_{dgcp} - T_{sdk})} \cdot (T_{dgcp} - T_{sdk}) + \beta(U) \cdot B_{\max} \cdot \eta_T \cdot q_g^H, \\ L_1 \cdot \frac{T_{dgcp}}{dt} = -k_1 \cdot \beta(U_1) \cdot (T_{dg\uparrow} - 273) - k_2 (T_{dgcp})^4 + k_3 (T_{sdk})^4 - k_4 \cdot (T_{dgcp} - T_{sdk})^{5/4} + k_5 \cdot \beta(U). \quad (22) \\ 0,5L_1 \cdot \frac{dT_{dg\uparrow}}{dt} = -k_1 \cdot \beta(U) \cdot (T_{dg\uparrow} - 273) - k_2 (0,5(T_{\max} + T_{dg\uparrow}))^4 + k_3 (T_{sdk})^4 - \\ - k_4 \cdot (0,5(T_{\max} + T_{dg\uparrow}) - T_{sdk})^{5/4} + k_5 \cdot \beta(U), \quad (24)$$

де

$$L_1 = V_{zdg} \rho_{cpdg} c_{cpdg}; k_1 = C_{dg\uparrow} \cdot B_{\max} (1 + \alpha L_0);$$

$$k_2 = 0,5 \cdot 10^{-8} (\varepsilon_c + 1) C_0 F_{dk} \cdot \varepsilon_{dg};$$

$$k_3 = 0,5 \cdot 10^{-8} (\varepsilon_c + 1) C_0 F_{dk} \cdot A_{dg};$$

$$k_4 = 2,1 \cdot F_{dk}; k_5 = B_{\max} \cdot \eta_T \cdot q_g^H;$$

$V_{zdg}$  - об'єм димового каналу підігрівника;

$\rho_{cpdg}$  - середня густина димових газів;

$c_{cpdg} = 0,5(c_{dg\uparrow} + c_{dg}^T)$  - середня теплоємність димових газів.

Оскільки знайдено значення  $Q_{dg\_sdk}$  (формула (20)) та, після врахування формули (4), рівняння (11) набуде такого вигляду:

$$M_{dk} \cdot c_{dk} \cdot \frac{dT_{sdk}}{dt} = 0,5 \cdot \psi \cdot (\varepsilon_c + 1) C_0 F_{dk} \left[ \varepsilon_{dg} \left( \frac{T_{dgcp}}{100} \right)^4 - A_{dg} \left( \frac{T_{sdk}}{100} \right)^4 \right] + \\ + 2,1 \cdot F_{dk} \cdot \sqrt[4]{(T_{dgcp} - T_{sdk})} \cdot (T_{dgcp} - T_{sdk}) - C_{sdk\_w} \cdot F_{dk} \cdot (T_{sdk} - T_w) \quad (25)$$

$$M_{dk} \cdot c_{dk} \cdot \frac{dT_{sdk}}{dt} = 0,5 \cdot \psi \cdot (\varepsilon_c + 1) C_0 F_{dk} \left[ \varepsilon_{dg} \left( \frac{(T_{\max} + T_{dg\uparrow})}{200} \right)^4 - A_{dg} \left( \frac{T_{sdk}}{100} \right)^4 \right] + \\ + 2,1 \cdot F_{dk} \cdot \sqrt[4]{(0,5(T_{\max} + T_{dg\uparrow}) - T_{sdk})} \cdot (0,5(T_{\max} + T_{dg\uparrow}) - T_{sdk}) - C_{sdk\_w} \cdot F_{dk} \cdot (T_{sdk} - T_w) \quad (26)$$

Таким чином, система диференціальних рівнянь (3), (7), (10), (24) і (26) описує динамічні властивості підігрівника нафти як об'єкта автоматичного керування. Рівняння (3), (24) і (26) – нелінійні.

Диференціальні рівняння (7) і (10) запишемо у відхиленнях, а (3),(24) і (26) – лінеаризуємо. Для цього уведемо «базові»

$$\begin{aligned} \varphi_0(G_n, T_n^{out}, T_n^{in}) &= k_{n,1} \cdot G_n \cdot (T_n^{out} - T_n^{in}), \\ \varphi_1(T_{dg\uparrow}, T_{sdk}, U) &= -k_1 \cdot \beta(U) \cdot (T_{dg\uparrow} - 273) - k_2 \left(0,5(T_{max} + T_{dg\uparrow})\right)^4 + k_3 (T_{sdk})^4 - \\ &\quad - k_4 \cdot (0,5(T_{max} + T_{dg\uparrow}) - T_{sdk})^{5/4} + k_5 \cdot \beta(U), \\ \varphi_2(T_{dg}^{\uparrow}, T_{sdk}, T_w) &= 0,5 \cdot \psi \cdot (\varepsilon_c + 1) C_0 F_{dk} \left[ \varepsilon_{dg} \left( \frac{(T_{max} + T_{dg}^{\uparrow})}{200} \right)^4 - A_{dg} \left( \frac{T_{sdk}}{100} \right)^4 \right] + \\ &\quad + 2,1 \cdot F_{dk} \cdot \sqrt[4]{(0,5(T_{max} + T_{dg}^{\uparrow}) - T_{sdk}) \cdot (0,5(T_{max} + T_{dg}^{\uparrow}) - T_{sdk})} - C_{sdk-w} \cdot F_{dk} \cdot (T_{sdk} - T_w). \end{aligned}$$

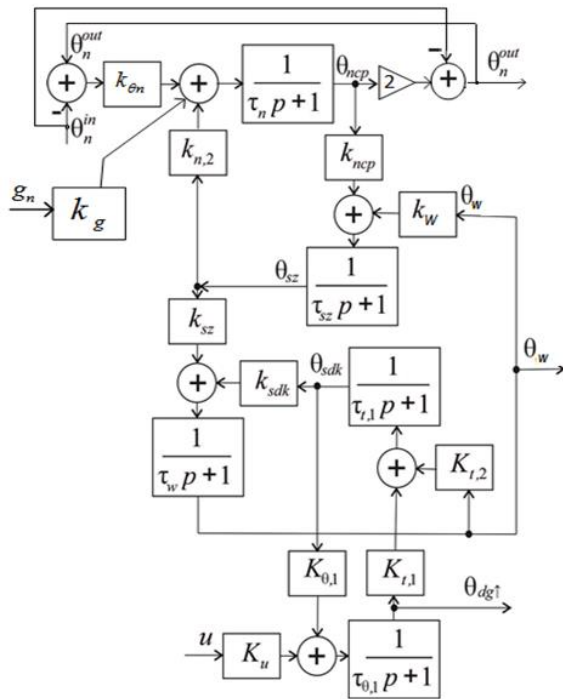


Рисунок 3 – Структурна схема підігрівника з проміжним теплоносієм

змінні, які будемо позначати верхнім індексом «0».

Отже, рівняння (7) і (10) у відхиленнях будуть такими:

$$\tau_{sz} \frac{d\theta_{sz}}{dt} + T_{sz} = k_w \theta_w + k_{ncp} \theta_{ncp}, \quad (27)$$

$$\tau_w \frac{d\theta_w}{dt} + \theta_w = k_{sdk} \theta_{sdk} + k_{sz} \cdot \theta_{sz}. \quad (28)$$

Тоді

$$\tau_n \frac{d\theta_{ncp}}{dt} + \theta_{ncp} = k_{\theta n} (\theta_n^{out} - \theta_n^{in}) + k_g \cdot g_n + k_{n,2} \theta_{sz}, \quad (29)$$

$$\tau_{\theta 1} \frac{d\theta_{dg\uparrow}}{dt} + \theta_{dg\uparrow} = K_{\theta,1} \theta_{sdk} + K_u u, \quad (30)$$

$$\tau_{t,1} \frac{d\theta_{sdk}}{dt} + \theta_{sdk} = K_{t,1} \theta_{dg\uparrow} + K_{t,2} \theta_w, \quad (31)$$

де  $\theta$  – відхилення температур від своїх «базових» значень (з відповідними нижніми індексами);

$$g_n = G_n - G_n^{(0)}; u = U - U^{(0)}; \quad \tau_{\theta 1} = \frac{0,5L_1}{k_{\theta,1}};$$

$$K_{\theta,1} = \frac{k_{\theta,2}}{k_{\theta,1}}; \quad K_u = \frac{k_u}{k_{\theta,1}}; \quad \tau_{t,1} = \frac{M_{dk} \cdot c_{dk}}{k_{t,1}};$$

$$K_{t,1} = \frac{k_{t,2}}{k_{t,1}}; \quad K_{t,2} = \frac{k_{t,3}}{k_{t,1}}; \quad k_g = \left( \frac{\partial \varphi_0}{\partial G_n} \right)_0;$$

$$k_{\theta n} = \left( \frac{\partial \varphi_0}{\partial \theta_n^{out}} \right)_0 = \left( \frac{\partial \varphi_0}{\partial \theta_n^{in}} \right)_0; \quad k_{\theta,1} = - \left( \frac{\partial \varphi_1}{\partial T_{dg\uparrow}} \right)_0;$$

$$k_{\theta,2} = \left( \frac{\partial \varphi_1}{\partial T_{sdk}} \right)_0; k_u = \left( \frac{\partial \varphi_1}{\partial U} \right)_0; k_{t,1} = - \left( \frac{\partial \varphi_2}{\partial T_{dg\uparrow}} \right)_0;$$

$$k_{t,2} = \left( \frac{\partial \varphi_2}{\partial T_{sdk}} \right)_0; k_{t,3} = \left( \frac{\partial \varphi_2}{\partial T_w} \right)_0.$$

Часткові похідні від функцій  $\varphi_0(G_n, T_n^{out}, T_n^{in})$ ,  $\varphi_1(T_{dg}, T_{sdk}, T_{dg\uparrow}, U)$  і  $\varphi_2(T_w, T_{sdk}, T_{dg\uparrow})$  з нижнім індексом «0» обчислюються при «базових» значеннях відповідних змінних.

Із рівняння для середньої температури нафти визначаємо температуру на виході із шляхового підігрівача

$$T_n^{out} = 2T_{ncp} - T_n^{in}. \quad (32)$$

Оскільки рівняння (32) лінійне алгебраїчне рівняння, то воно буде справедливе і для відхилень

$$\theta_n^{out} = 2\theta_{ncp} - \theta_n^{in}. \quad (33)$$

Отже, рівняння (27) – (31) утворюють математичну модель шляхового підігрівача нафти, яка записана у відхиленнях температур від своїх «базових» значень.

Використовуючи систему рівнянь (27) – (31) та формулу (33) синтезуємо структурну схему нагрівача як об'єкта автоматичного керування (рис. 3).

Аналіз структурної схеми підігрівача нафти з проміжним теплоносієм як об'єкта автоматичного керування показує, що вхідними величинами є  $g_n$ ,  $\theta_n^{in}$  - витрата і початкова температура нафти та керуюча дія  $u$  (у відхиленнях), а виходи об'єкта - температура води  $\theta_w$ , нафти  $\theta_n^{out}$  та димових газів  $\theta_{dg\uparrow}$ .

### Висновки.

Проведений аналіз останніх досліджень показав пріоритетність розв'язку задач з підвищення ефективності роботи підігрівачів з проміжним теплоносієм як різноманітними технологічними засобами, так і застосуванням сучасних систем регулювання режимами роботи апарату, особливо це стосується нагріву газоподібних середовищ. В основі цих заходів лежить імітаційне моделювання, що спирається на математичні моделі передачі енергії при

теплообміні. Створена математична модель динаміки шляхового підігрівача придатна для синтезу складних систем регулювання, оскільки точніше описує динаміку енергетичного обміну в ньому з врахуванням теплопередачі через поверхні теплообміну. Розроблена структурна схема підігрівача як об'єкта автоматизації є основою для створення імітаційної моделі апарату та подальших досліджень перехідних процесів в ньому.

### Література

1. Gas fired water bath heaters. URL: <https://epcmholdings.com/gas-fired-water-bath-heaters/>.
2. Barreto C.V, Pires Luis F. G., Sarmento R. C. Transient simulation of natural gas citygates stations. Proceedings of the 8th International Pipeline Conference IPC2010 September 27-October 1, 2010, Calgary, Alberta, Canada. URL: <http://www.simdut.com.br/Trabalhos/IPC2010-31567.pdf>
3. Rashidmardani A., Hamzei M. Effect of Various Parameters on Indirect Fired Water Bath Heaters' Efficiency to Reduce Energy Losses. International Journal of Science and Engineering Investigations, 2013. Vol. 2, issue 12. P.17-25.
4. Azizi S. H., Rashidmardani A., Andalibi M. R. Study of Preheating Natural Gas in Gas Pressure Reduction Station by the Flue Gas of Indirect Water Bath Heater. International Journal of Science and Engineering Investigations, 2014. Vol. 3, issue 27. P.17-22. URL: <http://www.ijsei.com/papers/ijsei-32714-03.pdf> ISSN: 2251-8843.
5. Khanmohammadi S., Shahsavari A. Thermodynamic assessment and proposal of new configurations of an indirect water bath heater for a City Gate Station (a case study). Energy Equip. Sys, 2020. Vol. 8. No. 4. Dec. 2020. P. 349-365. URL: [http://www.energyequipsys.com/article\\_241292\\_f1fc67b732305a7108c69cf11f6cab0d.pdf](http://www.energyequipsys.com/article_241292_f1fc67b732305a7108c69cf11f6cab0d.pdf)
6. Riahi M., Yazdirad B., Jadidi M., Berenjar F., Khoshnevisan S., Jamali M., Safary M. Optimization of Combustion Efficiency in Indirect Water Bath Heaters of Ardabil City Gate Stations. MCS 7 Chia Laguna, Cagliari, Sardinia, Italy, September 11-15, 2011. URL: [https://www.researchgate.net/publication/272498858\\_Optimization\\_of\\_Combustion\\_Efficiency\\_in\\_Indirect\\_Water\\_Bath\\_Heaters\\_of\\_Ardabil\\_City\\_Gate\\_Stations](https://www.researchgate.net/publication/272498858_Optimization_of_Combustion_Efficiency_in_Indirect_Water_Bath_Heaters_of_Ardabil_City_Gate_Stations)

7. Rastegar S., Kargarsharifabad H., Doost A.K., Rahbar N. Developing a Model for Predicting the Outlet Gas Temperature of Natural Gas Pressure Reduction Stations to Reduce Energy Loss. *Journal of Heat and Mass Transfer Research* 7, 2020. P.143-154. URL: [https://jhmtr.semnan.ac.ir/article\\_4469\\_339ae1dfdccab8b2\\_00ef6dbcf8e8abfe.pdf](https://jhmtr.semnan.ac.ir/article_4469_339ae1dfdccab8b2_00ef6dbcf8e8abfe.pdf)

8. Incropera.F.P, DeWitt.D.P, Bergman T. L., Lavine A. S. *Fundamentals of heat and mass transfer*, 6th ed,2006. New York, John Wiley ISBN-13: \*978-0-471-45728-2 (cloth), ISBN-10: 0-471-45728-0 (cloth)

9. Михеев М. А., Михеева И. М. *Основы теплопередачи*. Изд. 2-е, стереотип. М. : «Энергия», 1977. 344 с

10. Скобло А.И., Молоканов Ю.К., Владимиров А.И., Щелкунов ВА. *Процессы и аппараты нефтегазопереработки и нефтехимии: учебник для вузов. 3-е изд., перераб. и доп.* М. : ООО "Недра-Бизнесцентр", 2000. 677 с.

#### References

1. Gas fired water bath heaters. URL: <https://epcmholdings.com/gas-fired-water-bath-heaters/>.

2. Barreto C.V, Pires Luis F. G., Sarmiento R. C. Transient simulation of natural gas citygates stations. *Proceedings of the 8th International Pipeline Conference IPC2010* September 27-October 1, 2010, Calgary, Alberta, Canada. URL: <http://www.simdut.com.br/Trabalhos/IPC2010-31567.pdf>

3. Rashidmardani A., Hamzei M. Effect of Various Parameters on Indirect Fired Water Bath Heaters' Efficiency to Reduce Energy Losses. *International Journal of Science and Engineering Investigations*, 2013. Vol. 2, issue 12. P.17-25.

4. Azizi S. H., Rashidmardani A., Andalibi M. R. Study of Preheating Natural Gas in Gas Pressure Reduction Station by the Flue Gas of Indirect Water Bath Heater. *International Journal of Science and Engineering Investigations*, 2014. Vol. 3, issue 27. P.17-22. URL: <http://www.ijsei.com/papers/ijsei-32714-03.pdf> ISSN: 2251-8843.

5. Khanmohammadi S., Shamsavar A. Thermodynamic assessment and proposal of new configurations of an indirect water bath heater for a City Gate Station (a case study). *Energy Equip. Sys*, 2020. Vol. 8. No. 4. Dec. 2020. P. 349-365. URL: [http://www.energyequipsys.com/article\\_241292\\_f1fc67b732305a7108c69cf11f6cab0d.pdf](http://www.energyequipsys.com/article_241292_f1fc67b732305a7108c69cf11f6cab0d.pdf)

6. Riahi M., Yazdirad B., Jadidi M., Berenjkar F., Khoshnevisan S., Jamali M., Safary M. Optimization of Combustion Efficiency in Indirect Water Bath Heaters of Ardabil City Gate Stations. *MCS 7 Chia Laguna, Cagliari, Sardinia, Italy*, September 11-15, 2011. URL:

[https://www.researchgate.net/publication/272498858\\_Optimization\\_of\\_Combustion\\_Efficiency\\_in\\_Indirect\\_Water\\_Bath\\_Heaters\\_of\\_Ardabil\\_City\\_Gate\\_Stations](https://www.researchgate.net/publication/272498858_Optimization_of_Combustion_Efficiency_in_Indirect_Water_Bath_Heaters_of_Ardabil_City_Gate_Stations)

7. Rastegar S., Kargarsharifabad H., Doost A.K., Rahbar N. Developing a Model for Predicting the Outlet Gas Temperature of Natural Gas Pressure Reduction Stations to Reduce Energy Loss. *Journal of Heat and Mass Transfer Research* 7, 2020. P.143-154. URL: [https://jhmtr.semnan.ac.ir/article\\_4469\\_339ae1dfdccab8b2\\_00ef6dbcf8e8abfe.pdf](https://jhmtr.semnan.ac.ir/article_4469_339ae1dfdccab8b2_00ef6dbcf8e8abfe.pdf)

8. Incropera.F.P, DeWitt.D.P, Bergman T. L., Lavine A. S. *Fundamentals of heat and mass transfer*, 6th ed,2006. New York, John Wiley ISBN-13: \*978-0-471-45728-2 (cloth), ISBN-10: 0-471-45728-0 (cloth)

9. Miheev M. A., Miheeva I. M. *Osnovy teploperedachi*. Izd. 2-е, stereotip. М. : «Energiya», 1977. 344 p.

10. Skoblo A.I., Molokanov YU.K., Vladimirov A.I., Schelkunov VA. *Protsessyi i apparaty i neftegazopererabotki i neftehimii: Uchebnik dlya vuzov. 3-е изд., pererab. i dop.* М. : ООО "Недра-Бизнесцентр", 2000. 677 p.