

С.Қ. Сағынғалиева^{1*}, М.С. Тунгатарова^{2,1}

¹әл-Фараби атындағы Қазақ Ұлттық Университеті, Алматы қ., Қазақстан

² К. Сатпаев атындағы Қазақ Ұлттық зерттеу техникалық университеті, Алматы қ., Қазақстан

*e-mail: sagingaliyeva.samal@mail.ru

ҚАПТАМАЛЫ-ҚҰБЫРЛЫ ЖЫЛУАЛМАСТЫРҒЫШТАҒЫ ЖЫЛУ АЛМАСУ ПРОЦЕСІН ЖӘНЕ ҚҰБЫРЛАРДЫҢ ЛАСТАНУ ҚАБАТЫНЫҢ ӘСЕРІН ЗЕРТТЕУ

Аңдатпа

Қаптамалы-құбырлы жылуалмастырғыштар жылу энергетикасында, мұнай-газ өнеркәсіптерінде және химиялық инженерияда салқындату, қыздыру, булану процестерінде қолданылады. Бұл мақалада қаптамалы-құбырлы жылуалмастырғыштағы жылу алмасу процесі зерттелді. Модельде құбырлар және қаптамадағы турбулентті ағын RANS (Reynolds-Averaged Navier–Stokes) теңдеулері арқылы сипатталды. Орташаландырылғаннан кейін, пайда болатын белгісіздерді шешу үшін, яғни жүйені тұйықтау мақсатында k - ϵ турбуленттік моделі қолданып, турбулентті параметрлер тәжірибелік деректер негізінде алынды. Алынған нәтижелер тәжірибелік нәтижелермен салыстырып, орташа салыстырмалы қате 1,59-1,68 % аралығында анықталып, модельдің есептеу дәлдігі және де физикалық процесті нақты сипатталғанына көз жеткізілді. Верификацияланған модель негізінде қаптамалы-құбырлы жылуалмастырғыштағы құбырларда судағы тұздар мен бөлшектердің шөгуінен және коррозия өнімдерінің жиналуы нәтижесінде түзілетін ластану қабаты зерттелді. Нәтижелер көрсеткендей, ластану қабатының қалыңдауы жылуөткізгіштік коэффициентінің төмендеуіне, құбыр температураларының өсуіне және де жылуалмасу процесін тежеуіне алып келді. Алынған нәтижелер қаптамалы-құбырлы жылуалмастырғыштардың тиімділігін арттыру және конструкциясын жетілдіру үшін, сонымен қатар энергетика және өнеркәсіп салаларында энергияны үнемдеу мақсатында және ластану процестерін азайту стратегияларын дайындау үшін қолданылуы мүмкін.

Түйін сөздер: қаптамалы-құбырлы жылуалмастырғыш, жылу алмасу, термиялық кедергі, COMSOL Multiphysics, сандық талдау, верификация.

S.K. Sagyngaliyeva¹, M.C. Tunggatarova^{2,1}

¹Al-Farabi Kazakh National University, Almaty, Kazakhstan

²Satbayev Kazakh National Research Technical University, Almaty, Kazakhstan

INVESTIGATION OF THE HEAT TRANSFER PROCESS IN A SHELL-AND-TUBE HEAT EXCHANGER AND THE EFFECT OF TUBE FOULING LAYER

Abstract

Shell-and-tube heat exchangers are used in the power generation, oil and gas, and chemical industries for cooling, heating, and evaporation. This article examines the heat transfer process in a shell-and-tube heat exchanger. Turbulent flow in the tubes and shell is described in a model using the Reynolds-averaged Navier–Stokes (RANS) equations. After averaging, turbulent parameters were obtained from experimental data using the k - ϵ turbulence model to solve the unknowns, i.e., to close the system. The obtained results were compared with experimental data, and the average relative error was 1,59 – 1,68%, confirming the accuracy of the model and an accurate description of the physical process. Using the validated model, a fouling layer formed on the tubes of a shell-and-tube heat exchanger due to the deposition of salts and particles in water and the accumulation of corrosion products was studied. The results showed that a thickening of the fouling layer led to a decrease in the thermal conductivity coefficient, an increase in the tube temperature, and a slowdown in the heat transfer process. The results obtained can be used to improve the efficiency and design of shell-and-tube heat exchangers, as well as to develop energy conservation and pollution reduction strategies in the energy and industrial sectors.

Keywords: shell-and-tube heat exchanger, heat transfer, thermal resistance, COMSOL Multiphysics, numerical analysis, verification.

С.Қ. Сағынғалиева^{*1}, М.С. Тунгатарова^{2,1}

¹Казахский национальный университет имени аль-Фараби, г.Алматы, Казахстан

²Казахский национальный исследовательский технический университет имени К. Сатпаева,
г.Алматы, Казахстан

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА В КОЖУХТРУБНОМ ТЕПЛООБМЕННОМ АППАРАТЕ И ВЛИЯНИЯ СЛОЯ ЗАГРЯЗНЕНИЯ ТРУБЫ

Аннотация

Кожухотрубные теплообменники используются в теплоэнергетике, нефтегазовой промышленности и химической промышленности для охлаждения, нагрева и испарения. В данной статье исследуется процесс теплопередачи в кожухотрубном теплообменнике. Турбулентное течение в трубах и кожухе описывается в модели с использованием уравнений RANS (усредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса). После усреднения турбулентные параметры были получены на основе экспериментальных данных с использованием k-ε модели турбулентности для решения возникающих неизвестных, т.е. для замыкания системы. Полученные результаты были сопоставлены с экспериментальными данными, и средняя относительная погрешность составила 1,59-1,68%, что подтверждает точность модели и точное описание физического процесса. На основе проверенной модели исследован слой загрязнения, образующийся на трубах кожухотрубного теплообменника вследствие отложения солей и частиц в воде и накопления продуктов коррозии. Результаты показали, что утолщение слоя загрязнений привело к снижению коэффициента теплопроводности, повышению температуры труб и замедлению процесса теплопередачи. Полученные результаты могут быть использованы для повышения эффективности и улучшения конструкции кожухотрубных теплообменников, а также для разработки стратегий энергосбережения и снижения загрязнения в энергетическом и промышленном секторах.

Ключевые слова: кожухотрубный теплообменник, теплопередача, тепловое сопротивление, COMSOL Multiphysics, численный анализ, верификация.

Кіріспе

Қазіргі таңда энергия шығыны – әр саланың өзекті мәселесі болып отыр. Энергия шығынының көздері мен туындау себептерін білу, тиімділікті арттыруға, шығындарды азайтуға және әртүрлі салалардағы қоршаған ортаға әсерді азайту үшін өте маңызды. Өнеркәсіпте тұтынылатын энергияның шамамен 20–50 %-ы әртүрлі жылу жоғалтулары арқылы жоғалады [1]. Өндіріс, химиялық өңдеу және электр энергиясын өндіру сияқты термиялық процестерге сүйенетін салалар жылудың таралуына байланысты энергия шығындарына ұшырайды. Бұл тиімсіз жану, жылуалмастырғыштардағы жылу беру шығындары және қалдық жылуды пайдаланбау салдарынан болуы мүмкін. Қазіргі заманғы жылуды қалпына келтіру жүйелері және оңтайландырылған жылу басқару әдістері бұл шығындарды азайта алады [2]. Бұл жүйелердің тиімді жұмысы, ең алдымен жылу алмасу процесімен тікелей байланысты болып келеді. Оның қарқындылығына, сонымен қатар құрылғылардың сипаттамаларына байланысты.

Жылу алмасу процесі энергетика саласында аса маңызды рөл атқарады, өйткені жылу энергиясын тиімді басқару жанартылатын энергия технологияларын әзірлеу мен оңтайландыру үшін өмірлік маңызға ие [3]. Жылу алмасу – дененің өзіне ешқандай жұмыс жасамай, оның ішкі энергиясын өзгерту процесі. Жылу алмасу әрқашан белгілі бір бағытта жүреді: температурасы жоғары денелерден температурасы төмен денелерге қарай. Денелердің температурасы теңескенде, жылу алмасу тоқтайды [4].

Энергетика саласындағы жылуалмасу құрылғылары түрлі аппараттардың жиынтығы болып табылады, олардың негізгі бөлігін жылуалмастырғыштар құрайды. Тұтастай жүйенің тиімділігі, ең алдымен, негізгі жылуалмастырғыштардың конструкциясына және жылу беру коэффициентіне тәуелді [5]. Жылуалмастырғыштар бірнеше түрге бөлініп, ажыратылады. Оларға пластиналы жылуалмастырғыштар, спиральді жылуалмастырғыштар, қаптамалы-құбырлы жылуалмастырғыштар және т.б. жатады [6]. Мұнай өңдеу зауыттарында және басқа ірі химиялық процестерде көп таралған түрі - қаптамалы-құбырлы жылуалмастырғыш болып

табылады. Бұл жылуалмастырғыш ішінде құбырлар шоғыры бар қаптамадан тұрады. Бір сұйықтық құбырлар арқылы өтеді, ал екінші сұйықтық қаптама арқылы өтеді, яғни сұйықтықтар бір-бірімен араласпайды [7].

Қаптамалы-құбырлы жылуалмастырғыштың жұмыс істеу принципі келесідей: Бірінші сұйықтық құбырлар арқылы, екінші сұйықтық құбырлардың сыртын, яғни қаптама кеңістігін ағып өтеді. Екі орта арасындағы жылуөткізгіш қабырға арқылы жылу беріледі. Егер қаптама кеңістігінде ыстық сұйықтық болған жағдайда ол қабырға арқылы жылуын береді, ал салқын сұйық сол жылууды қабылдайды. Қаптамалы-құбырлы жылуалмастырғыштардың негізгі бірнеше түрі бар, олардың қатарында: бекітілген құбыр торлары бар, температура компенсаторымен, қалқымалы басымен, иілген пішінді (U-тәрізді) және т.б. [8]. Бұл мақалада қалқымалы басты қаптамалы-құбырлы жылуалмастырғыш қарастырылады.

Сонымен қатар қаптама ішінде қалақшалар орналасады, олар ағындарда турбуленттіліктің пайда болуына септігін тигізіп, ағынды бағыттап отырады. Конструкциясына келетін болсақ, қалақшалардың саны жылуалмасу процесіне айтарлықтай әсер етеді. Қосымша қалақшаларды пайдалану, бастапқы көлденең бөгеттердің санын азайтуға мүмкіндік береді, осылайша салқындатқыш сұйықтық ағынының жылдамдығын және құбыраралық кеңістіктегі гидравликалық кедергіні төмендетеді. Сонымен қатар ағынның тиімді таралуына қол жеткізіледі [9]. Қалақшалардың саны ғана емес, геометриялық ерекшеліктері де жылуалмасу процесіне айтарлықтай әсер етеді. Түрлеріне қарай сегменттік, екі сегментті және бұрандалы болып ажыратылады. Мысалы, [10] мақаласында зерттеу нәтижелері қалқалар саны мен түрінің қысымның төмендеуіне және ағын құрылымына елеулі әсер ететінін көрсетті.

Бүгінгі таңда ластану көптеген салалардағы ең өзекті мәселелердің бірі. Бірқатар алдыңғы дамыған елдер үшін ластанудың жалпы құны 4,4 млрд АҚШ долларын құрайды деп бағаланады. Әдеби деректерге сүйенсек, индустриялық елдерде жылуалмастырғыштардың ластануынан болатын шығындар олардың ЖІӨ-нің 0,25%-дан 30%-ға дейінін құрайды [11]. Pritchard and Thackery (Harwell Laboratories) мәліметтері бойынша, технологиялық жабдықтарды күтіп ұстау шығындарының шамамен 15 %-ы жылуалмастырғыштар мен қазандықтарға жатады және олардың жартысы ластануға байланысты болуы мүмкін. Пластиналардың ластану жылдамдығы пайдаланылатын ресурстардың сапасына және қондырғыдағы ағын жолының параметрлеріне тікелей байланысты. Ластану қабаттары – қақ, майлы, органикалық немесе тұздық қоспалардан пайда болатын жұқа қабықшалар.

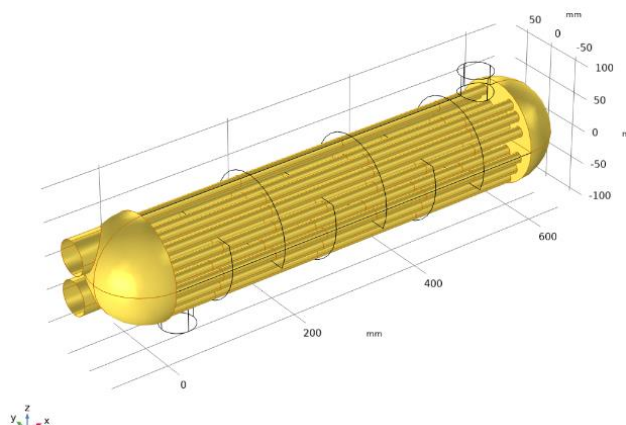
Мұндай шөгінділер мен қабықтардың пайда болуы қаптамалы-құбырлы жылуалмастырғыштардың оңтайлы жұмыс істеуіне елеулі кері әсерін тигізеді. Сонымен қатар ресурстардың жұмсалуды көбейіп, қызмет көрсету шығындары арта түседі [12]. Бұл жұмыста құбырлардағы ластанудың қаптамалы-құбырлы жылуалмастырғыштың жылуөткізгіштігіне қалай әсер ететіндігі қарастырылды. Мұндай ластанулар жылуөткізгіштік бетінде қосымша термиялық кедергі тудырып, соның нәтижесінде жылуалмасу коэффициенті айтарлықтай төмендейді.

Зерттеу әдіснамасы

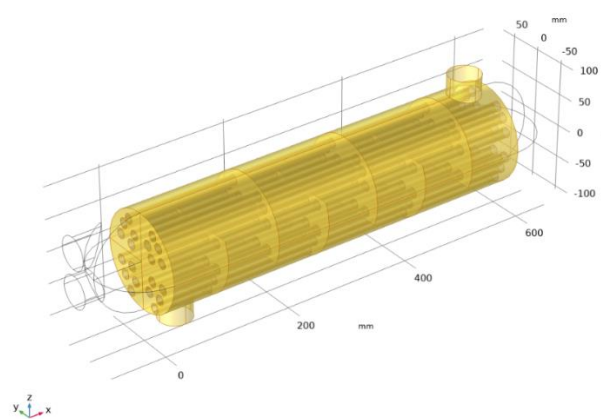
Есептің физикалық қойылымы.

Есепте қаптамалы-құбырлы жылуалмастырғыштың қалқымалы басы бар түрі қолданылады. Модельдеу барысында екі тәжірибе қарастырылады. Жылу алмасу процесі екі механизм арқылы жүзеге асырылады. Ыстық орта өзінің жылуын металл қабырғаға береді, ол жылу содан соң металл қабырғасы арқылы жылуөткізгіштік арқылы беріліп, салқын ортаның температурасын жоғарылатады. Жылуалмастырғыштың конструкциялық материалы ретінде болат таңдап алынды. Болаттың физикалық және жылулық қасиеттері: меншікті жылу сыйымдылығы $c_p = 475$ Дж/кг·К, тығыздығы $\rho = 7850$ кг/м³, жылуөткізгіштігі $k = 44,5$ Вт/м·К. Сұйықтықтың құбыр бойымен ағып өтуі 1-суретте (а), ал қаптама бөлігінде ағып өтуі 1-суретте (ә) көрсетілген.

а)



ә)



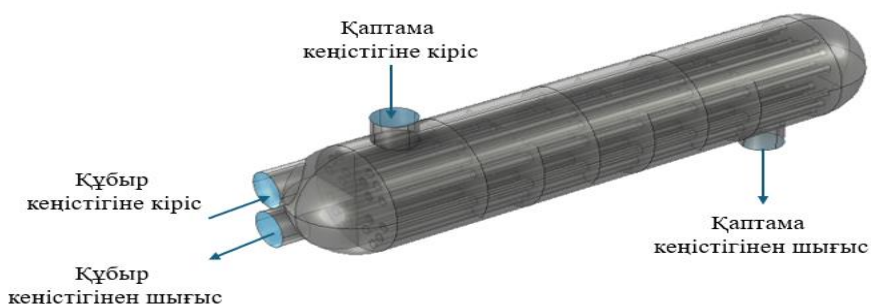
Сурет 1. Қаптамалы-құбырлы жылуалмастырғыштың құбырлар (а) және қаптама (ә) бөлімі

Есепте [9] мақалаға сәйкес, бірінші тәжірибеде құбыр бойымен салқын су, ал қаптама бойымен ыстық су берілсе, екінші тәжірибеде құбыр бойымен ыстық су, қаптама бойымен салқын су беріледі. Қаптамалы-құбырлы жылуалмастырғыштың параметрлері 1-кестеде және кірісіндегі ағынның сипаттамалары 2-кестеде көрсетілген.

Кесте 1. Қаптамалы-құбырлы жылуалмастырғыштың геометриялық параметрлері

Параметр атауы	Мәндері және өлшем бірліктері
Қаптаманың ішкі диаметрі	147 мм
Қаптама қабырғасының қалыңдығы	6 мм
Құбырлардың сыртқы диаметрі	16,5 мм
Құбыр қабырғасының қалыңдығы	2 мм
Құбырлардың ұзындығы	578 мм
Құбырлардың саны	20 шт
Құбыр жағындағы жүрістер саны	4
Көлденең қалақшалар арасындағы арақашықтық	71 мм
Қалақша ойығының биіктігі	31,6 мм
Қалқалар саны	6 шт
Жылуалмасу бетінің ауданы	0,56 м ²
Қалақша мен қаптаманың ішкі беті арасындағы радиалды саңылау	0,8 мм
Қалақша тесіктері мен құбырлар арасындағы радиалды саңылау	0,4 мм

Сандық есептеу жүргізілетін қаптамалы-құбырлы жылуалмастырғыштың геометриясы және жұмыс орталары 2-суретте көрсетілген. Ағынның бағыты – қарсы ағынды.



Сурет 2. Қаптамалы-құбырлы жылуалмастырғыштың жұмыс орталары

Есептің математикалық қойылымы

Бұл модель массаның, импульстің және энергия сақталу заңдарына негізделген. Сығылмайтын сұйық үшін, масса сақталу заңы (1) келесі түрде жазылады:

$$\begin{aligned} \rho &= \text{const} \\ \nabla \cdot u &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

мұндағы:

ρ – сұйықтықтың тығыздығы, кг/м³

u – жылдамдық векторы, м/с

Сұйықтықтың қозғалысын анықтайтын негізгі динамикалық теңдеу, импульстің сақталу заңы Навье-Стокс теңдеуі (2) арқылы өрнектеледі.

$$\rho(u \cdot \nabla)u = -\nabla p + \mu \nabla^2 u + \rho f \quad (2)$$

мұндағы:

p – қысым, Па

μ – динамикалық тұтқырлық коэффициенті, Па · с

f – сыртқы күштер (көлемдік күштер), Н/м³

Бұл теңдеу сұйықтың қозғалысы кезіндегі тұтқырлық, қысым, сонымен қатар сыртқы күштер тепе-теңдігін сипаттайды.

Турбулентті қозғалыс кезінде жылдамдық пен қысым тұрақты болмайды, сондықтан да олар орташа және ауытқу бөліктеріне жіктеледі.

$$\begin{aligned} u &= \bar{u} + u' \\ p &= \bar{p} + p' \end{aligned}$$

Бұларды Навье-Стокс теңдеуіне (2) қойып, орташа алатын болсақ, теңдеу келесідей өрнектеледі:

$$\rho(\bar{u} \cdot \nabla)\bar{u} = -\nabla \bar{p} + \mu \nabla^2 \bar{u} - \nabla \cdot (\overline{\rho u' u'}) + \rho f \quad (3)$$

(3)-теңдеуінде $-\nabla \cdot (\overline{\rho u' u'})$ жаңа мүше, яғни Рейнольдс кернеу тензоры пайда болады, нәтижесінде жүйе тұйықталмаған күйге өтеді. Жүйені тұйықтау мақсатында Буссинеск гипотезасы енгізіліп, ондағы турбулентті кернеулер орташа жылдамдық градиенттеріне пропорционал деп есептеледі.

$$-\nabla \cdot (\overline{\rho u' u'}) \approx \nabla \cdot [\mu_t (\nabla u + (\nabla u)^T)] - \frac{2}{3} \rho \nabla k \quad (4)$$

$$\mu \nabla^2 u \approx \nabla \cdot [\mu (\nabla u + (\nabla u)^T)] - \nabla \cdot \left(\frac{2}{3} \mu \nabla \cdot u \right) \quad (5)$$

(4) және (5) теңдеулерін (3) теңдеуге енгізіп, (1) теңдеуді ескеретін болсақ, Навье-Стокс теңдеуі келесі түрде жазылады:

$$\rho(u \cdot \nabla)u = -\nabla \bar{p} + \nabla \cdot [(\mu + \mu_t) (\nabla u + (\nabla u)^T)] - \frac{2}{3} \rho \nabla k + \rho f \quad (6)$$

Осылайша турбуленттілік тұтқырлық μ_t енгізіліп, Рейнольдс кернеу тензоры келесі түрде өрнектеледі және μ_t - сандық түрде есептеу үшін, k - ε моделін қолданамыз.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

мұндағы:

k – турбуленттік кинетикалық энергия, $\text{м}^2/\text{с}^2$

ε – турбуленттік диссипация жылдамдығы

k және ε (8) және (9) теңдеулерінен табылады.

$$\rho(u \cdot \nabla)k = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (8)$$

$$\rho(u \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \rho \quad (9)$$

Температураның кеңістік бойынша таралуы жылу тасымалы теңдеуімен сипатталады:

$$\rho c_p (u \cdot \nabla T) = \nabla \cdot [(k + k_t) \nabla T] \quad (10)$$

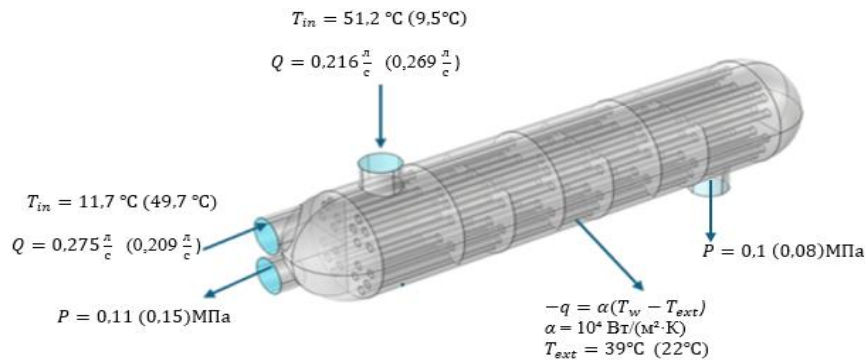
$$k_t = \frac{\mu_t c_p}{Pr_t} \quad (11)$$

Бастапқы шарттары: 1 және 2 тәжірибелерде келесідей бастапқы шарттар қабылданған:

$$T_0 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_0 = 0,1 \text{ МПа}$$

Шекаралық шарттары: Модельдің геометриялық параметрлері, бастапқы және шекаралық шарттары 3-суретте көрсетілді, мәндері толығымен [9] мақаладан алынды.



Сурет 3. Есептің шекаралық шарттары

Зерттеу нәтижелері

Математикалық модельге сәйкес, жылуалмастырғыштағы және құбырлардағы жылуалмасу процесі бірінші және екінші режимдер бойынша есептелді (2-кесте). Бұл есептеулерде әртүрлі ағын шарттары, температура айырмашылықтары және жылуөткізгіштік қасиеттері ескерілді. Тәжірибелік және сандық модель нәтижелерінің айырмашылығын бағалау мақсатында орташа квадраттық ауытқу (RMSD) формуласы қолданылды. Сонымен қатар модельдің дәлдігін бағалау үшін орташа салыстырмалы қателік $\delta_{average}$ формуласы қолданылды.

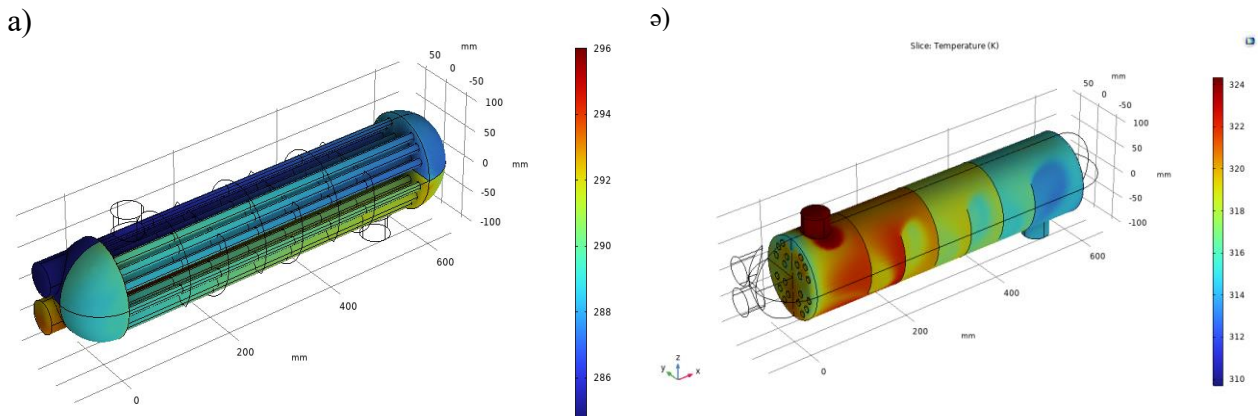
$$RMSD = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (T_{num,i} - T_{exp,i})^2}$$

$$\delta_{average} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{T_{num,i} - T_{exp,i}}{T_{exp,i}} \right| \times 100\%$$

$T_{num,i}$ – сандық нәтижелер

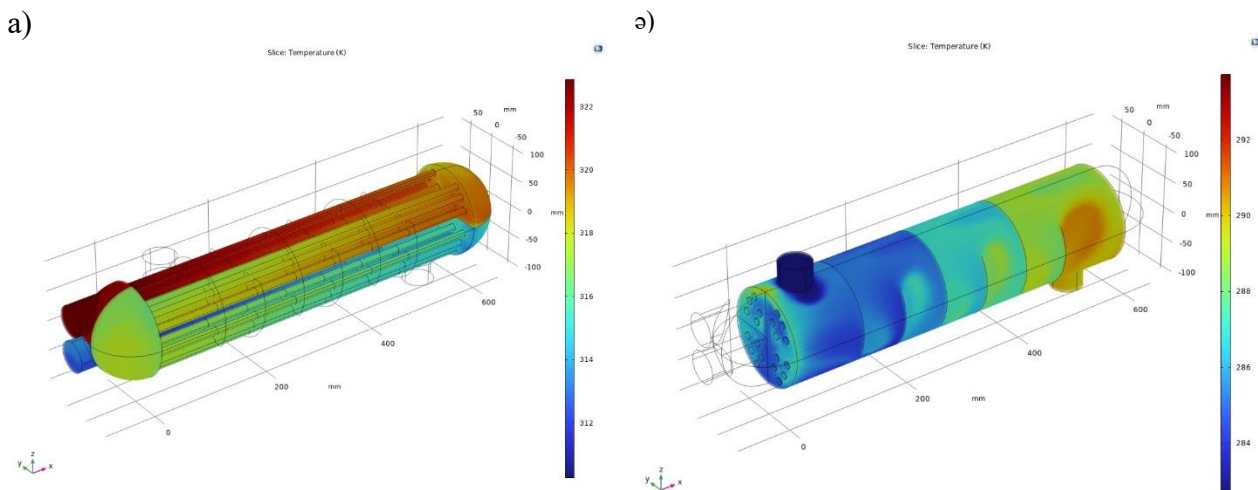
$T_{exp,i}$ – тәжірибе нәтижелері

1 тәжірибе бойынша бастапқы шарттарды ыстық су қаптама арқылы 324,32 К, салқын су құбыр арқылы 284,32 К температурамен берілген. Құбыр және қаптама бойымен ағып өтетін судың температура өрісі сәйкесінше 4-суретте (а) және (ә) белгіленіп көрсетілген. Нәтижесінде қаптама шығысында температура 313,98 К құраса, құбыр арқылы 293,04 К құрады.



Сурет 4. Құбыр (а) және қаптама (ә) бойымен ағып өтетін судың температура өрісі

2 тәжірибедегі ыстық су құбыр арқылы 322,85 К, салқын су қаптама арқылы 282,65 К температурамен берілген. Нәтижесінде қаптама шығысында температура 292,15 К құраса, құбыр арқылы 310,65 К құрады. 2 тәжірибедегі құбыр және қаптама бойымен ағып өтетін судың температура өрісі сәйкесінше 5-суретте (а) және (ә) белгіленіп көрсетілген.



Сурет 5. Құбыр (а) және қаптама (ә) бойымен ағып өтетін судың температура өрісі

Тәжірибелік және сандық модель нәтижелерін бағалау мақсатында орташа квадраттық ауытқу (RMSD) және салыстырмалы қателік есептелді. Бірінші тәжірибе нәтижесінде RMSD = 0,43 °C және салыстырмалы қателік 1,68 %, ал екінші тәжірибе үшін RMSD = 0,47 °C және салыстырмалы қателік 1,59 % құрады. Бұл көрсеткіштер тәжірибелік және сандық модельдің

жақсы сәйкестігін көрсетеді. Айырмашылықтың пайда болу себебі, тордың тығыздығы, элементтер саны және сандық бағдарламадағы дискретизация ерекшеліктерінен болуы ықтимал.

Жалпы алғанда, алынған нәтижелер COMSOL Multiphysics бағдарламасында құрылған модельдің физикалық процестерді дұрыс сипаттайтынын және әрі қарай талдауға жарамды екенін көрсетеді.

Кесте 2. Тәжірибе нәтижелері және сандық нәтижелердің айырмашылығы мен қателігін салыстыру

Тәжірибе	Бөлімі	Тәжірибе	COMSOL Multiphysics	ΔT	Орташа квадраттық ауытқу (RMSD)	Орташа салыстырмалы қателік $\delta_{average}$
№1	Құбыр	40,9 °C	40,8 °C	0,1 °C	0,43 °C	1,68 %
	Қаптама	19,2 °C	19,8 °C	0,2 °C		
№2	Құбыр	19,3 °C	19 °C	0,3 °C	0,47 °C	1,59 %
	Қаптама	36,9 °C	37,5 °C	0,6 °C		

Сандық модель физикалық тұрғыдан расталғаннан кейін құбырларда пайда болатын термиялық ластанудың әсері зерттелді. Термиялық кедергі – құрылғының әртүрлі агрессивті орталарда жұмыс істеуі салдарынан туындайтын ластану қабаты. Сандық модельді растау кезеңінде қолданылған бастапқы және шекаралық шарттар өзгеріссіз қалды. Ластану деңгейлеріне байланысты термиялық кедергі R_f мәндері 2×10^{-5} , 1×10^{-4} , 5×10^{-4} , 1×10^{-3} , 2×10^{-3} м² · К/Вт диапазонында берілді (3-кесте).

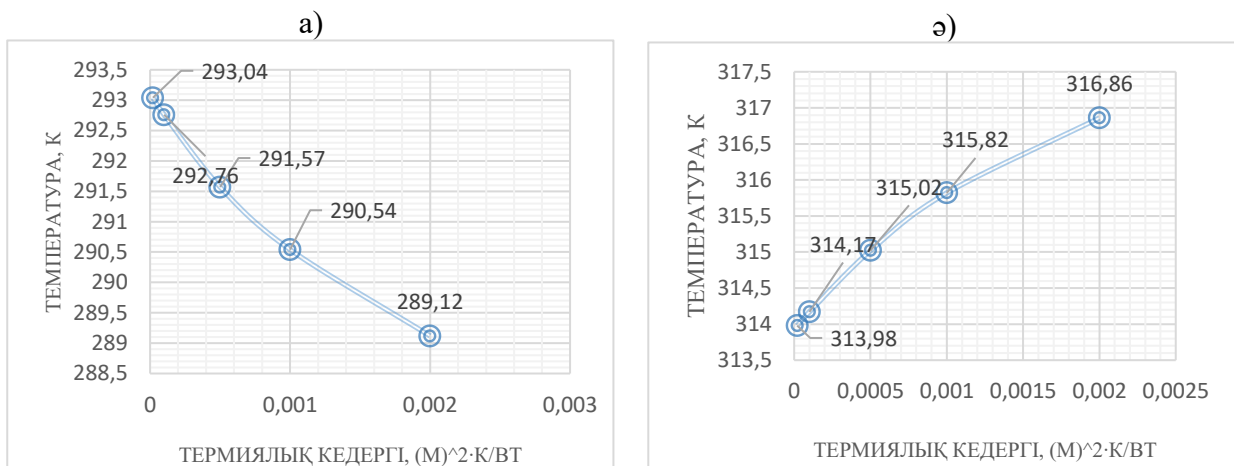
Кесте 3. Термиялық кедергі қабатының қалыңдығына қарай, шығыс температураларының өзгерісі

Сипаттамасы	Термиялық кедергі, R_f , м ² · К/Вт	1 тәжірибе		2 тәжірибе	
		Құбыр	Қаптама	Құбыр	Қаптама
Өте таза құбыр	2×10^{-5}	293,04 K	313,98 K	310,65 K	292,15 K
Ішкі бетінде аз мөлшерде шөгінділер бар	1×10^{-4}	292,76 K	314,17 K	310,84 K	291,87 K
Орташа шөгінділер қабаты, кейбір коррозиялық өнімдер	5×10^{-4}	291,57 K	315,02 K	311,69 K	290,68 K
Қалың масштабтағы шөгінділер	1×10^{-3}	290,54 K	315,82 K	312,49 K	289,65 K
Экстремалды түрдегі қалың қабатты шөгінділер	2×10^{-3}	289,12 K	316,86 K	313,53 K	288,23 K

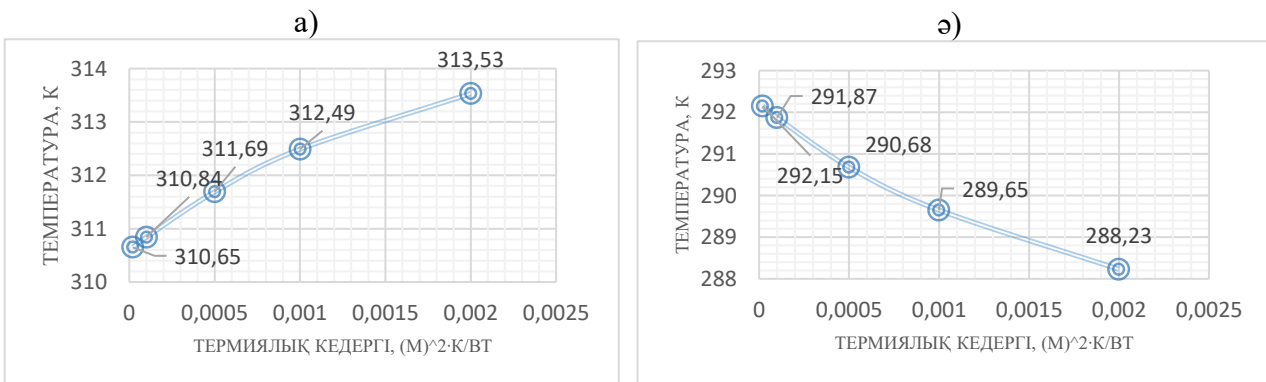
Құбыр бойынан шыққан салқын судың температурасы 293,04 К-ден 289,12 К-ге дейін төмендегені 6-суретте (а), ал қаптама бойынан шыққан ыстық судың температурасы 313,98 К-ден 316,86 К-ге дейін көтерілгені 6-суретте (ә) байқалды.

Құбыр бойынан шыққан ыстық су температурасы 310,65 К-ден 313,53 К-ге дейін артқанын 7-суретте (а), ал қаптама бойынан шыққан салқын судың температурасы керісінше 292,15 К-ден 288,23 К-ге төмендегені 7-суретте (ә) байқалады.

Нәтижелер көрсеткендей, салқын судың температурасының төмендеуі, ластану қабатының жылуөткізгіштігінің нашарлауымен түсіндіріледі, нәтижесінде салқын су қажетті мөлшерде жылу қабылдай алмайды, ал ыстық судың температурасының жоғарылауы осы термиялық кедергінің кері нәтижесі, яғни жылу қабырғалар арқылы сыртқа өте алмай, ыстық сұйық ағынның ішінде сақталып қалады. Соған байланысты жылу беру қарқындылығы азайып, ыстық судың температурасы жоғары деңгейде сақталып тұрады. Бұл ластану қабатының жылу алмасу процесіне айтарлықтай үлкен кері әсерін тигізеді, сондықтан да жылуалмастырғыштың тиімділігін сақтап қалу үшін оны ескерудің маңыздылығын көрсетеді.



Сурет 6. 1 тәжірибе бойынша құбыр бойынан (а) және қаптама бойынан (б) шыққан сұйық температурасының ластану қабаты артқан кездегі өзгерісі.



Сурет 7. 2 тәжірибе бойынша құбыр бойынан (а) және қаптама бойынан (б) шыққан сұйық температурасының ластану қабаты артқан кездегі өзгерісі.

Дискуссия

Зерттеулер құбырлардың ластануы жылу беру тиімділігін айтарлықтай төмендететінін, бұл ластану қабаты қалыңдығының артуымен жалпы жылу беру коэффициентінің күрт төмендеуіне әкелетінін көрсетті. Бұл жылуалмастырғыштың жұмысының төмендеуіне және энергия тұтынудың артуына әкеледі. Модельді тексеру алынған деректердің дәлдігін растайды, бұл ластанудың әсерін сандық бағалауды инженерлік шешімдер қабылдау үшін маңызды етеді. Бұл нәтижелер өндірістің тоқтап қалу уақытын азайтуға, техникалық қызмет көрсету аралықтарын оңтайландыруға және энергия тиімділігін арттыруға көмектеседі.

Бұл жұмыстың келесі кезеңі ретінде ластанудың уақыт бойынша динамикалық жиналуын модельдеу, әртүрлі материалдар мен геометриялардың ластануға төзімділігін бағалау қарастырылуы мүмкін. Сонымен қатар, турбулентті ағындарды нақтырақ сипаттайтын озық LES (Large Eddy Simulation) немесе DNS (Direct Numerical Simulation) моделдерін енгізу

арқылы модельдің нақтылығы арттырылады. Өнеркәсіптік деңгейде оңтайландыру жұмыстарын жүргізу – мысалы, тазалау интервалының алдын ала есептелуі немесе ең тиімді құрылымды таңдау – зерттеудің келесі маңызды кезеңі болады.

Қорытынды

Бұл жұмыста қаптамалы-құбырлы жылуалмастырғыштағы жылу алмасу процесі COMSOL Multiphysics v.6.2 сандық бағдарламасында модельденді. Есептеу нәтижелері тәжірибелік нәтижелермен расталды. Расталу нәтижесінде орташа салыстырмалы қателік 1,59 – 1,68 % аралығында анықталып, модельдің физикалық процестерді нақты сипаттайтыны дәлелденді.

Расталған модель негізінде ластану қабатының әсері зерттелді. Нәтижесінде салқын судың температурасы төмендеп, ыстық судың температурасы жоғарылағаны байқалды. Бұл құбылыс жылуөткізгіштік беттерде термиялық кедергінің пайда болуымен және энергия алмасу теңгерімінің бұзылуымен түсіндіріледі.

Жалпы алғанда, алынған нәтижелер модельдің есептеу дәлдігін және ластану қабатының жылу алмасу процесіне әсерін нақты сипаттайтынын көрсетті. Бұл зерттеу нәтижелері, жылуалмастырғыштардың тиімділігін арттыру, конструкциясын оңтайландыру және энергия үнемдеу технологияларын жетілдіру үшін практикалық маңызға ие.

References

- [1] W. Murgatroyd, B. Wilkins, *The efficiency of electric motive power in industry*, *Energy*, 1976, vol. 1, pp. 337-345, [https://doi.org/10.1016/0360-5442\(76\)90065-7](https://doi.org/10.1016/0360-5442(76)90065-7)
- [2] Neelis M.L., Patel M.K., Bach P.W., Haije W.G. *Analysis of energy use and carbon losses in the chemical and refinery industries*, ECN Report, 2005, no. ECN-I--05-008, 82 p., <https://publications.tno.nl/publication/34629714/4P6aA5/i05008.pdf>
- [3] B. Sundén, *Computational Heat Transfer in Heat Exchangers*, *Heat Transfer Engineering*, 2011, vol. 28, pp. 895-897 <https://doi.org/10.1080/01457630701421661>
- [4] T. Elson, P. Lettieri, *Chapter 4: An Introduction to Heat Transfer*, *Concepts of Chemical Engineering 4 Chemists*, 2007, pp. 96-138 <https://doi.org/10.1039/9781847557674>
- [5] S. Chalimah, I. Maulana, R. Setyobudi, A. Sandrina, R.B. Anggoro, E.S. Buana, M.A. Kartiko, M.A. Alhalim, *Analysis of Efficiency and Heat Transfer Coefficient in the Performance Evaluation of Shell and Tube Heat Exchanger*, *Biomedical and mechanical engineering journal*, 2024, vol. 4 <https://doi.org/10.33005/biomej.v4i2.129>
- [6] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook*, *Engineering & Technology, Mathematics & Statistics*, 2013, 2nd Edition <https://doi.org/10.1201/b14877>
- [7] A. Fakheri, *The Shell and Tube Heat Exchanger Efficiency and Its Relation to Effectiveness*, *Proceedings of the ASME 2003 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Heat Transfer*, 2003, vol. 3, pp. 9-15 <https://doi.org/10.1115/IMECE2003-41633>
- [8] Yujie Zhang, *The characteristics of heat exchanger and dependence on flow direction*, *Proceedings, 2nd International Conference on Mechanical, Electronics, and Electrical and Automation Control (METMS 2022)*, 2022, vol. 12244 <https://doi.org/10.1117/12.2634921>
- [9] Chetvertkova O.V., Rizvanov R.G., Fairushin A.M. *The Use of Additional Baffles to Improve Efficiency of Shell-and-Tube Heat Exchanger*. *Neftegazovoe delo*, 2017, no. 3. (In English) <https://doi.org/10.17122/ogbus-2017-3-67-83>
- [10] Bichkar P., Dandgaval O., Dalvi P., Godase R., Dey T. *Study of Shell and Tube Heat Exchanger with the Effect of Types of Baffles*. *Procedia Manufacturing*, 2018, vol. 20, pp. 195–200. <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2018.02.028>
- [11] B. I. Master, K. S. Chunangad, V. Pushpanathan, *Reduce fouling and downtime using helixchanger® heat exchangers*, *Proceeding of Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries - 2003*, 2003, pp. 491-496 [10.1615/978-1-56700-195-2.650](https://doi.org/10.1615/978-1-56700-195-2.650)
- [12] A. Chambon, Z. Anxionnaz-Minvielle, G. Cwicklinski, Nathalie Guintrand, A. Buffet, and B. Vinet, *Shell-and-Tube Heat Exchanger Geometry Modification: An Efficient Way to Mitigate Fouling*, *Heat Transfer Engineering*, 2020, vol. 41, pp. 170-177 <https://doi.org/10.1080/01457632.2018.1522093>