

## **Жумадуллаев Даулет Кошкарловичтың**

6D072400 – Технологиялық машиналар мен жабдықтар мамандығы бойынша философия PhD докторы ғылыми дәрежесін алу үшін дайындалған диссертацияға

### **АҢДАТПА**

#### **Турбулизаторлы жылу тасымалдағыштары бар араластырғышты және беттік жылуалмастырғыш аппараттарды эзірлеу және есептеу**

**Диссертациялық зерттеудің өзектілігі.** Жылуалмастырғыштардың жұмысының тиімділігін арттыру өнеркәсіптік мекемелер үшін негізгі міндеттерінің бірі болып табылады. Бұл мәселені шешуде бұрында сыналған әдістерді қолдана отырып шешуге болады, немесе жылуалмасу жабдығындағы жылуалмасуды қарқындастыруға мүмкіндік туғызатын жаңа мүмкіндіктерді табу есебінен шешуге болады.

Жүргізілетін процесстерді қарқындастыруға деген ұмтылыс энергетикалық шығындардың өсуімен түйіндесетіні белгілі, және экономикалық тұрғыдан алғанда жылдамдық режимдерінің максималды сипаттамасын пайдалану әрқашан мақсатты бола бермейді. Жылуалмасу аппараттарға қолданылатын тиімді конструкцияларын жасау критерііне оны жинау технологиясы, материалсыйымдылықты төмендету мен беріктікті сипаттамаларын (сақтау) ұлғайту болып табылады.

Көптеген мәліметтер көрсетіп отырғандай, құбырлардағы жылуалмасуды қарқындастырудың белгілі әдістерінің ішінде, тиімді және технологиялық іске асырылатындығы жағынан болсын, ағынды сақиналы диафрагмалармен жасанды турбулизациялауға ең көбірек назар аударылып отыр. Ұсынылған әдістің мәні мынада. Құбырдың сыртқы бетіне периодты орнатылған сақиналы жырашықтармен айналдыра қапталады. Сонымен бірге құбырдың ішкі жағында жатық кескінді сақиналы диафрагма пайда болады. Сақиналы диафрагма мен жырашықтар ағынды қабырғаманды қабатта турбулизациялайды және құбырлардың іші мен сыртында жылуалмасуды қарқындастыруды қамтамасыз етеді. Сонымен бірге құбырдың сыртқы диаметрі ұлғаймайды, ол құбыр мәндерін тығыз шоғырларда пайдалануға және қолданыстағы бар жылуалмасу аппараттарын жинақтау технологиясын өзгертпеуге мүмкіндік береді.

Айналдырма құбырларды зерттеу нәтижелері Рейнольдс санының төмен және орташа сандары кезінде жылуалмасу процесінің тиімділігі жоғарылағанын көрсетті. Ағынның өзегін турбулизаторлағыштарды қолдану кезіндегі зерттеу нәтижелері жоқ.

Сондықтан Рейнольдстың орташа және жоғары сандары кезіндегі ағын өзегі мен шекаралық қабаттарындағы тұрақты қарқындастырғыштар орнатылған құбырлар мен арналардағы конвективті жылуалмасуды зерттеу

өзекті және ғылыми жағынан да, кең ауқымда тәжірибелек қызығушылыққа ие.

**Зерттеулер аясы** гидродинамикалық заңдылықтар мен жылуалмасу процесстері болып табылды.

**Жұмыстың мақсаты:** араластырғыш және беттік жылуалмасу аппараттардағы жылуалмасу процесстерінің ғылыми негіздерін әзірлеу, оларды есептеудің ғылыми негізделген әдістерін құру мен жобалау және алынған нәтижелерді тәжірибелік-өнеркәсіптік жағдайларда өнеркәсіпте іске асырылумен апробациялау.

Қойылған мақсатқа сәйкес келесідегідей **міндеттер** шешілді:

- ағын өзегінің турбулизаторлары мен көлденең сақиналы дөңестері бар дөңгелек құбырдағы жылутасымалдағыштың ағысы кезіндегі жылуалмасулық сипаттамасы мен гидродинамикалық заңдылықтарын орнату;

- ағын өзегінің турбулизаторлары мен құбырдағы сақиналы дөңестердің құйынды ағып өту процесін модельдеу;

- ағын өзегінің турбулизаторлары мен құбырдағы көлденең сақиналы дөңестердің жылуберу мен кедергі коэффициентінің есептік тәуелділіктерін алу;

- араластырғыш жылуалмастырғыштардың құбырлы элементтерінің сыртқы және жылуалмасудың ішкі параметрлері ағып өтуінің кезіндегі режимді және конструктивті параметрлерінің өзгерісі мен гидродинамикалық сипаттамасын тәжірибелік зерттеу мен есептік тәуелділіктерді алу;

- режимді параметрлерін өзгерте отырып беттік жылуалмастырғыштың құбырлы элементтерін сырттай ағып өту кезіндегі жылу алмасудың параметрлері мен гидродинамикалық сипаттамаларын тәжірибелік зерттеу және есептік тәуелділіктерді алу;

- араластырғышты және беттік типті құбырлы саптамасы бар жылуалмастырғыш аппараттардың инженерлік есептеудің ғылыми-негізделген әдістемесін және жобалау мен пайдалау бойынша нұсқаулықтарды әзірлеу;

- зерттеу нәтижелерін өнеркәсіптік апробациялау.

**Зерттеудің ғылыми жаңашылдығы:**

- сақиналы диафрагмадан кейін құйындардың әрекеттесу дәрежесін, ағын өзегінің сфералық турбулизаторлары мен олардың жалпы әрекеттесуін ескеретін Рейнольдстың орташа саны кезінде коэффициенттерді анықтаумен ағын өзегінің сфералық турбулизаторлары мен шеткерлі сақиналы дөңестерді ағып өту кезіндегі құбырлардағы құйынды әрекеттесудің физикалық моделі ұсынылды;

- Рейнольдстың орташа және орташадан жоғары сандары кезінде ағын өзегінің сфералық турбулизаторлары мен сақиналы диафрагмалары бар құбырлардағы жылутасымалдағыштардың гидравликалық кедергі коэффициенттері мен жылу берудің қарқындылығын есептеуге арналған теңдеулер алынды;

- араластырғыш жылуалмасу аппараттың тұрақты құбырлы саптама көлеміндегі құйындардың әрекеттесуі заңдылықтарын ескеретін кедергі коэффициенттерін, гидравликалық кедергі мен ұсталатын сұйық мөлшерін есептеуге арналған теңдеу алынды;

- диссипативті тәсілдемені қолдану негізінде газдық фазадағы масса беру коэффициенттерін анықтауға арналған теңдеу алынды, ал жылу және масса алмасу процесстерінің баламасынан – араластырғыш жылуалмасу аппаратының жылу беру коэффициенттерін анықтауға арналған теңдеу алынды;

- беттік жылуалмасу аппараттың құбырлы шоғыр көлеміндегі құйындардың әрекеттесуі заңдылықтарын ескеретін гидравликалық кедергі мен жылу беру коэффициенттерін есептеуге арналған теңдеу алынды.

**Зерттеудің теориялық маңыздылығы** ағындардың құйынды әрекеттесу заңдылықтарын теоретикалық және тәжірибелік зерттеулер негізінде араластырғыш және беттік жылуалмастырғыш аппараттарды есептеу әдістемесі ғылыми тұрғыда негізделуінде болып табылады.

**Практикалық құндылығы.** ҚР №28151 инновациялық патентімен қорғалған айналдырмалы және ағын өзегінің турбулизаторлары бар жылуалмасу құбырларының конструкциясы, сонымен қатар ҚР №30217 инновациялық патентімен қорғалған жылуалмасу аппаратының конструкциясы әзірленді.

Араластырғыш және беттік жылуалмастырғыш аппараттарды жобалау мен пайдалау бойынша нұсқаулықтар, есептеу әдістемелері әзірленді.

**Зерттеу тақырыбы бойынша жариялымдар.** Диссертация тақырыбы бойынша 25 мақала, оның ішінде 15 мақала халықаралық конференция материалдарында, 2 мақала Scopus халықаралық ғылыми деректер журналына енетін баспада, 6 мақала ҚР БҒМ ғылым комитеті ұсынған журналдарда, 2 ҚР инновациялық патенті алынды. Мақалалар мазмұны диссертацияның негізгі мазмұнын қамтиды.

**Кіріспе бөлімінде** шешілетін ғылыми мәселенің қазіргі жай-күйіне баға берілді, тақырыпты әзірлеу үшін бастапқы мәліметтер мен негіздеме, ғылыми-зерттеу жұмыстарын жүргізу қажеттілігінің негіздемесі, диссертацияны метрологиялық қамтамасыз ету мен жоспарланған әзірлеменің ғылыми-техникалық деңгейі жайлы мәлімет, тақырыптың өзектілігі мен жанашылдығы, бұл жұмыстың өзге ғылыми-зерттеу жұмыстарымен байланысы, мақсаты, нысан және мән, зерттеу міндеттері, әдістемелік база, қорғауға алып шығатын тәртіп, практикалық құндылығы және практикалық нәтижелердің апробациясы.

**Бірінші бөлімде** араластырғыш және беттік жылуалмасу аппараттардағы жылу алмасу мәселесіне түсінік берілді. Сонымен бірге, жабдықтың негізгі жылуалмасулық және гидродинамикалық сипаттамасын есептеу әдістері мен жұмысына сараптама жүргізілді, зерттеулер міндеттерін қою іске асырылды.

**Екінші бөлімде** ағын өзегі турбулизаторы мен айналдырма құбырларымен «құбыр ішіндегі құбыр» типті жылуалмасу аппаратының

гидродинамикалық мінездемесі мен конвективті жылуалмасуды зерттеу үшін тәжірибелік қондырғыға сипаттама берілді. Айналымы бар құбырлардың сақиналы арналары  $D=20 \times 2,5$  мм. Құбырлар дөңестігінің салыстырмалы биіктігі:  $d/D=0,96$  и  $0,875$  ( $d$  – дөңестер диаметрі). Дөңестердің орналасу қадамы  $t=3$  и  $7$  мм. Ағын өзегінің шартәрізді турбулизаторы  $d_{шт}=0,6$  и  $2$  мм, орналасу қадамы  $t_{яд}=(4-5) d_{шт}$ .

Қыздырғыштағы параметрлер: қабырға температурасы  $t_c=29,1...50,8^\circ\text{C}$ ; шығудағы судың  $t_b=11,4...17,1^\circ\text{C}$  температурасы және кірердегі температура  $t_b''=13,8...26,7^\circ\text{C}$ .

Re өсуімен  $\alpha/\alpha_{гл}$  қарқындастыру әсері ұлғаяды. Қарқындастыру әсерінің ұлғаюы диафрагма биіктігінің өсуі мен ағын өзегінің турбулизаторы бар болуынан екендігі айқын көрінеді. Рейнольдстың жоғары сандары кезінде тамшылы сұйықтың ағысына жоғары емес турбулизаторды қолданған жөн.

Барлық айналдырылған ағын өзегі турбулизаторы бар құбырлар үшін және оларсыз кедергі коэффициенті Re өсуімен төмендейді, ол өз кезегінде қарқындастыруға қолайлы әсер етеді.

$t/h$  қадамына қарай салыстырмалы гидравликалық кедергі коэффициенті мен жылу беру коэффициенттеріне жүргізілген зерттеулер  $h$  масштабта  $t/h \approx 10$  келетін зерттелетін мінездемелер максимумға ие болатынын көрсетті.

Мұны түсіндіру үшін физикалық модель ұсынылды. Көлденең сақиналы дөңестері және ағын өзегі турбулизаторы бар құбырлардағы троидальды құйындардың әрекеттесуі мен қалыптасу механизмін қарастыра отырып турбулизаторлардың белгілі бір қадамдарда орналасуы кезінде, құйындардың пайда болуы мен құйындардың бір көзден басқа көзге ұшу уақыты сәйкес болуы қамтамасыз етілген кезде құйындар әрекеттесуінің синфазды режиміне қол жеткізуге болады.

Сақиналы дөңестерден соң құйындардың өзара әрекеттесу деңгейін есептеу үшін мынадай теңдеу ұсынылды:

$$\theta_h = 0,85 + 0,15 \sin \left[ \frac{\pi}{2} \left( 4 \frac{t_h}{h \cdot m_h} + 1 \right) \right] \quad (2.1)$$

Сфералық қалыңдатулардан соң құйындардың өзара әрекеттесу деңгейін есептеу үшін мынадай теңдеу ұсынылды:

$$\theta_{яд} = 0,85 + 0,15 \sin \left[ \frac{\pi}{2} \left( 4 \frac{t_{яд} \cdot S l_{ш}}{d_{ш} \cdot m_{ш}} + 1 \right) \right] \quad (2.9)$$

Ағын өзегі турбулизаторлары және сақиналы дөңестерден соң әрекеттесу механизмдерін ескеретін біріккен коэффициентті  $t_{яд}/d_{шт}=0,47 \cdot t_h/h$  шарты кезінде мына формуламен анықтауға болады:

$$\theta_{\Sigma} = \theta_h \cdot \theta_{яд} \quad (2.12)$$

Алынған тәжірибелік мәндер негізінде ағын өзегі турбулизаторлары және сақиналы дөңесті құбырлардағы кедергілерді және салыстырмалы жылу беру коэффициенттерін есептеуге арналған теңдеулер алынды.

$$A = \frac{\alpha}{\alpha_{z1}} = 1,6 \cdot \theta_{\Sigma} \cdot \left[ \left( \frac{d_{\text{ш}}}{d} \right)^2 + \left( \frac{d}{D} \right)^{-0,5} + 0,35 \cdot \left( \frac{D}{d} \right) \cdot \text{Re} \cdot 10^{-3} \right] \quad (2.15)$$

$$B = \frac{\xi}{\xi_{z1}} = 1,4 \cdot \theta_{\Sigma} \cdot \left( \frac{d}{D} \right)^{-3,94} \exp \left[ \left( 1,2 \cdot \left( \frac{d_{\text{ш}}}{d} \right)^2 + 0,3 \cdot \frac{d}{D} \right) \cdot 10^{-4} \cdot \text{Re} \right] \quad (2.18)$$

**Үшінші бөлімде** турбулизаторларлы жылутасымалдағыштары бар саптамалы араластырғыш аппараттардың режимді және конструктивті параметрлеріне қарай зерттелген нәтижелер келтірілді.

Жүргізілетін зерттеулердегі режимдік параметрлердің өзгеру диапазоны: газ жылдамдығы  $w_{\Gamma} = 1 \div 5$  м/с; суландыру тығыздығы  $L = 10 \div 75$  м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>·ч; ауа температурасы  $t_{\text{возд.}} = 20 \div 100$  °С; құбырлы шоғырдағы жылутасымалдағыш температурасы  $t_{\text{жк}} = 16 \div 100$  °С; конструктивтік параметрлер: саптамалы элементтер арасындағы вертикаль бойынша қадам  $t_{\text{в}}/b - 1 \div 5$ ; горизонталь бойынша  $t_{\text{р}}/b - 1,5 \div 4$ ; құбырлық элементтер өлшемдері:  $d = 0,025$  м;  $\ell = 0,34$  м; турбулизаторлар: сақиналы дөңестердің салыстырмалы биіктігі:  $d/D = 0,96$  және  $0,875$ ; шартәрізді қалыңдатқыштар арасындағы қадам (4-5)  $t_{\text{яд}}/d_{\text{ш}}$ .

Құбырлы шоғырда құбырлардың гидравликалық кедергілерін зерттеулер ағын өзегінің осьтік турбулизаторларының өлшемі мен айналдырма үлкендігі гидравликалық кедергіге айтарлықтай әсер ететіндігін көрсетті әсіресе дамыған турбулентті режимде. Ағын өзегінің шарлы турбулизаторлары мен сақиналы дөңестерден соңғы бір уақытта құйынның пайда болуы механизмін жүзеге асыру кезінде үйкеліске жұмсалатын шығындар айтарлықтай өседі. Рейнольдс сандарының бүкіл диапазонында Нуссельт саны мен жылу беру коэффициенттерінің мәні өседі, ал температураның өсуімен жылу беру коэффициенттері мен Нуссельт сандары төмендейді.

Рейнольдс сандарына байланысты құбырлардағы сұйық қозғалысының гидродинамикалық заңдылықтарын зерттеулер нәтижесінде мынадай теңдеу алынды:

$$\Delta p = \Delta p_1 + (z - 2) \cdot \Delta p_2 + z \cdot (\Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_4 + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_5) + (z - 1) \cdot (\Delta p_6 + \Delta p_7 + \Delta p_8 + \Delta p_9) + \Delta p_{10}, \quad (3.9)$$

Мұнда  $\Delta p_1 - \Delta p_{10}$  - жергілікті кедергілердегі қысым шығындары, Па;  $z$  – құбырлы шоғырдағы жүрістер саны.

Ағын өзегі турбулизаторлары мен айналдырма құбырлар үшін  $\Delta p_{\text{тр}}$  үйкеліске кететін шығындарды есептеу теңдеуінде үйкеліс коэффициенті (3.13) ескере отырып мынадай түрге ие:

$$\xi = B \cdot \lambda_{\text{тр}} \quad (3.14)$$

Жылу берудің орташа коэффициентін есептеу үшін мына теңдеу берілді:

$$\alpha = \frac{\lambda^{0,57} \cdot W_{\text{тр}}^{0,8} \cdot c^{0,43} \cdot \rho_{\text{ж}}^{0,43}}{d_{\text{тр}}^{0,2} \cdot \nu_{\text{ж}}^{0,37}} \quad (3.15)$$

Құбырлардың  $t_b=2d$  және  $t_p=2d$  қадамдармен орналасуында араластырғыш аппараттың саптамалы аймағының ұсталанатын сұйық мөлшерін  $h_0$  және гидравликалық кедергісін зерттеулер Рейнольдс сандарының газ  $Re_r$  және  $Re_{\text{ж}}$  сұйық бойынша өсуімен зерттелінетін параметрлер өседі. Рейнольдс санының өсуімен  $Re_r$  жылу беру коэффициенттерінің мәндері  $\alpha$ , сонымен қатар Нуссельт  $Nu$  сандары өседі.

Суландырылатын аппараттың гидравликалық кедергісін есептеу үшін жүйелі саптамалы аппараттарға арналған белгілі теңдеу пайдаланылды, онда  $\xi_L$  кедергі коэффициенттерін анықтау үшін мына формула ұсынылды:

$$\xi_L = 0,25 \cdot \theta_s \cdot \theta_p \cdot Re_{\text{ж}}^{0,1} \quad (3.18)$$

Ұсталанатын сұйық мөлшерін мына теңдеу бойынша есептейміз:

$$h_0 = 0,54 \cdot \xi_L \cdot \frac{H}{t_s} \cdot \frac{\rho_r W_r^2}{2 \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot g \cdot \varepsilon_0^2}, \quad (3.26)$$

Жылу беру коэффициентін есептеуге арналған теңдеу мына түрде болады:

$$\alpha = B_\alpha \cdot c_p' \left[ \xi_L \frac{D_r^2 \cdot U_r^3}{t_s \cdot \varphi_{\text{яч}} \cdot \nu_r} \right]^{1/4}, \quad (3.42)$$

мұнда  $B_\alpha = 7,28 \cdot \left( \frac{\varphi}{1-\varphi} \right)^{1/4}$  - түйісуші жылу алмасудың бетін ескеретін тәжірибелік коэффициент.

Төмендегіні ескере отырып

$$\lambda = 1,9 \cdot C_p' \cdot \rho_r \cdot \nu_r, \quad (3.43)$$

теңдеу критериальды түрде келесідегідей жазылады

$$Nu_2^* = A_\alpha \cdot \frac{Re_2^{*3/4} \cdot Pr_2}{Sc^{1/2}}, \quad (3.44)$$

мұнда  $A_\alpha = 0$ ,  $A_2$  - суландырылатын құбырлы шоғырдағы құйындардың әрекеттесуін сипаттайтын өлшемсіз параметр;  $Nu^* = \frac{\alpha \cdot t_g}{\lambda}$  және  $Re^* = \frac{U_2 \cdot t_g}{\nu_2}$  -

Прандтль санының  $Pr = \frac{c \cdot \rho_2 \cdot \nu_2}{\lambda}$  ұяшық биіктігіне жатқыздырылған Нуссельт және Рейнольдстың модифицирленген сандары;

**Төртінші бөлімде** беттік құбырлы жылуалмастырғыштардағы жылуалмасу мен гидродинамиканы зерттеу нәтижелері келтірілген.

Қозғалмайтын құбырлы торлары бар қаптама құбырлы жылуалмастырғыштың құбырларындағы жылутасымалдағыштың бір жүрісті сұлбасы кезіндегі гидравликалық кедергіні анықтауға арналған теңдеу мынадай түрде болады:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_{тр} + \Delta p_3 + \Delta p_4 \quad (4.1)$$

Көлденең қоршауы бар (4.1 сурет) қаптама құбырлы жылуалмастырғыштардың құбырлар арасындағы кеңістіктің жалпы кедергісі төмендегі теңдеумен анықталады:

$$\Delta p = \Delta p_5 + \frac{l}{l_{п}} \Delta p_{мт} + \left( \frac{l}{l_{п}} - 1 \right) \Delta p_6 + \Delta p_7 \quad (4.3)$$

Жылуалмастырғыштың құбырлы кеңістігіндегі үйкеліске шығындалатын қысымды есептеу үшін біз мына теңдеуді ұсындық:

$$\Delta p_{мт} = \lambda_{тр} \cdot \frac{D}{t_B} \cdot \frac{\rho_{ж} \cdot W_{мт}^2}{2} \quad (4.4)$$

Мұнда  $D$  – аппараттың ішкі диаметрі, м;  $t_B$  – ағын жүрісі бойынша құбырлардың орналасу қадамы.

Үйкеліс коэффициенті  $\lambda_{тр}$  мына формуламен есептеледі:

$$\lambda_{тр} = 2,275 \cdot \theta_B \cdot \theta_p \cdot Re^{-0,2} \quad (4.5)$$

Жылу беру коэффициентін  $\alpha$  есептеу үшін төмендегі формула ұсынылды:

$$\alpha = \theta_B \cdot \theta_p \cdot \frac{w^{0,65} \cdot c^{0,36} \cdot \rho^{0,36} \cdot \lambda^{0,64}}{\nu^{0,29} \cdot d^{0,35}} \quad (4.8)$$

**Бесінші бөлімінде** араластырғыш және жылутасымалдағыштары турбулизаторлы беттік жылуалмастырғыш аппараттарды енгізу мен есептеу әдістері, жобалау бойынша нұсқаулықтар келтірілген.

Жобалау бойынша нұсқаулықтар режимді және конструктивті параметрлер жайлы мәліметтерді қамтиды, ал есептеу әдістемесі араластырғыш және жылу тасымалдағыштары турбулизаторлы беттік жылуалмастырғыш аппараттардың негізгі жылуалмасулық және гидродинамикалық мінездемелерін қамтиды.

Зерттеулер нәтижелері бойынша құбырлы саптамасы бар өнеркәсіптік араластырғыш аппарат жобаланды, ол «Ақтөбе хромдық қосылыстар зауыты» АҚ хром тотығы өндірісінде табиғатты қорғау шаралары бойынша 30,09 млн.тенге/жыл экологиялық тиімділікпен енгізілді. Ағын өзегі турбулизаторлары және айналдырылған құбырлары бар беттік жылуалмастырғыш аппарат ЖЖ «Казфосфат» ЖШС (ЖЖФЗ) термиялық фосфорлы қышқыл өндірісінде шамамен жылына 4,2 млн.тенге экономикалық тиімділікпен енгізілді.

**Қорытынды бөлімінде** диссертациялық зерттеулер нәтижелері бойынша қысқаша қорытындылар, қойылған міндеттердің шешімдерінің толықтығына баға берілді, нәтижелерді нақты қолдану бойынша бастапқы мәліметтер мен нұсқаулықтар әзірленді, осы саладағы үздік жетістіктермен салыстырғандағы орындалған жұмыстың ғылыми деңгейі мен техника-экономикалық тиімділігіне баға берілді.

**Шартты белгілер:**  $D$  – диффузия коэффициенті,  $m^2/c$ ; құбырдың ішкі диаметрі,  $m$ ;  $h$  – биіктік,  $m$ ;  $\theta$  – құйындардың әрекеттесу деңгейін сипаттайтын коэффициент;  $Sl$  – Струхаль саны;  $m_{ш}$  – шар массасы,  $kg$ ;  $A$  – коэффициент;  $B$  – коэффициент;  $\alpha$  – жылу беру коэффициенті,  $Wt/m^2 \cdot K$ ;  $\zeta$  – кедергі коэффициенті;  $d$  – саптама, тамшы, саңылау, бөлшек диаметрі,  $m$ ;  $Re$  – Рейнольдс саны;  $\ell$  – ұзындық,  $m$ ;  $\rho$  – тығыздық,  $kg/m^3$ ;  $\xi$  – гидравликалық кедергі коэффициенті;  $\lambda$  – жылуөткізгіштік коэффициенті,  $Wt/(m \cdot K)$ ; коэффициент;  $H$  – биіктік,  $m$ ;  $w$  – жылдамдық,  $m/c$ ;  $W$  – аппаратты суландыру тығыздығы,  $kg/(m^2 \cdot c)$ ; ағын жылдамдығы,  $m/c$ ;  $Nu$  – Нуссельт саны;  $Pr$  – Прандтль саны;