

**ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫНЫҢ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ  
МИНИСТРЛІГІ Ш. ЕСЕНОВ АТЫНДАҒЫ КАСПИЙ МЕМЛЕКЕТТІК  
ТЕХНОЛОГИЯЛАР ЖӘНЕ ИНЖИНИРИНГ УНИВЕРСИТЕТІ**

**МҰНАЙ ЖӘНЕ ГАЗ ИНСТИТУТЫ**

**«ЭНЕРГЕТИКА» КАФЕДРАСЫ**

**ТУГЕРОВА Г.Б.**

**«ЖЫЛУЭНЕРГЕТИКА ЖҮЙЕЛЕРІ ЖӘНЕ ЭНЕРГИЯНЫ ҚОЛДАНУ»  
ПӘНІНЕН 050717 «ЖЫЛУЭНЕРГЕТИКА» МАМАНДЫҚТАРЫНА  
АРНАЛҒАН ПРАКТИКАЛЫҚ САБАҚТАРДАН ӘДІСТЕМЕЛІК НҰСҚАУ**

**АКТАУ, 2010 Ж.**

«Жылуэнергетика жүйелері және энергияны қолдану» пәнінен магистрлерге арналған практикалық сабақтардан методикалық нұсқауды дайындаған «Энергетика» кафедрасының аға оқытушысы Тугерова Г.Б.

Рецензент

т.ғ.д. Сугиров Д.У.

«Энергетика» кафедра мәжілісінің отырысында қарастырылған

«\_\_\_»\_\_\_\_\_ 20\_\_ж. Хаттама №\_\_\_\_\_

Кафедра меңгерушісі \_\_\_\_\_ Ержанов К.Ш.

Институттың оқу әдістемелік кеңесінде келісілді

«\_\_\_»\_\_\_\_\_ 20\_\_ж. Хаттама №\_\_\_\_\_

Төраға \_\_\_\_\_ Жолбасарова Ш.Т.

© Ш. Есенов атындағы КМТЖИУ-2010ж.

## КІРІСПЕ

Жылу энергиясын түрлендіру жылу электр орталығында орындалады және химиялық отынды (мазут, көмір және газ) жағуымен айрықшаланады. Көптеген кеңінен таралған жылуэлектрорталығында бу шығыры қолданылады.

Жылу электр орталық жобасы мен қондырғылардың құрылмалары айдалану тұлғалардың және олардың жұмыстарының толық қауіпсіздігімен қамтамасыз етуге міндетті.

Жылу электр орталағы жобасы мен пайдаланылуы қоршаған ортаға арналған санитарлы гигиеналық шарттармен қамтамасыз етуге міндетті: газ тазарту құрылғысы бойынша ауалық бассейнің жоғарғы тазалығын сақтау; көмір қоймаларынан және күл шығарғыштан шығатын шаңдардың болмауы; сумен жабдықтау көздеріндегі судың тазалығын сақтау.

Жылу электр орталық аумағының шарттарыда оның құрылыстарымен оның пайдалану үнемділігімен қатар тұлғаның қалыпты шартта жұмыс жасалуы қарастырылуға міндетті.

Жылу электр орталығындағы электрлік жіне жылулық қуат, отынның түрі, аудан құрылысы, құрылыс үнемділігі жергілікті шартта қойылған қаржының азғана шамасы болып табылады.

Пайдаланудың үнемділігі бұл электрлік және жылулық энергиясының жоғарғы дәрежедегі шарт нұсқауымен жіберу барысындағы азғана өзіндік құны және сонымен қатар пайдаланудың жылдық шығынының азғана шамасы.

Жылу электр орталығының үнемділігі өзіндік құнның өндірілген және жіберілген электр және жылу энергиясының қымбат көрсеткіштері.

Жылу электр орталығындағы энергияның өзіндік құнының құралуы отынды құрайды.

Жылу электр орталығының жоғарғы жылулық үнемділігінің пайдалануы қымбат үнемділік шарттарына байланысты.

Жылу электр орталығының үнемділігінің көрсеткішін шартты отынның шығыны 1кВт сағ жіберілген электр энергиясының міндетті түрде пайдалану әсер коэффициенті (ПӘК) анықталуы болып табылады.

Энергетиканың дамуы қуат бірлігінің қарқындалуы, үнемділіктің жоғарлауын талап ету мақсаттардың орындалуының әр түрлі жолдарын зерттеу боып табылады.

Осы жолдардың бірі сулық будың қолданылуы мен жұмыстық дене ретінде жылу электр орталығының термодинамикалық циклі болып табылады. Жылу электр орталығының дамуындағы тәжірибелік нәтижелердің жетістіктері, газдың жұмыс денесі ретінде қолданылды.

Газды қолдану барысында жылу электр орталығы жылу үнемділіктің жоғарлауына жетуі мүмкін және орташа температураның жоғарлауы мен термодинамикалық циклде жылуды жылу қалдықтарының орташа температурасының төмендеуі мүмкін.

Энергетикада техникалық прогресстің негізгі жолдары:

- қондырылған агрегаттардың қуатының үлкеюі шығырдың бугенераторлары,- электрлік генератор, трансформаторлар және т.б.
- жылу электр орталығының жекелей қуатының үлкеюі

- жылу электр орталығының үлкен энергетикалық жүйемен бірлестіру
- жылу электр орталығының қондырғыларының пайдалану әсер коэффициентінің жоғарлауы
- негізгі және қосалқа процесстердің барлығын механизациялау және автоматизациялау.

### ЖҰЛУЛЫҚ СҰЛБАНЫҢ ЕСЕБІ

Қарастырылған мысалда ЖЭО-100 МВт өндіріс жылу және электр энергиясын жіберу үшін арналған.

Принципті жұлулық сұлба ЖЭО-100 МВт келесі сипатта орындалады: Аумақтағы 200000 мың адам үшін қоректік судың шығынын анықтау:

$$G_{\text{п}}^{\text{л}} = 0,032 \times 200000 = 6400 \text{ т/тәул}$$

$$G_{\text{п}}^{\text{з}} = 0,009 \times 200000 = 1800 \text{ т/тәул}$$

$$G_{\text{п}}^{\text{ср}} = (6400 + 1800) / 2 = 4100 \text{ т/тәул}$$

$$\text{Желілік судың шығыны: } G_{\text{св}} = 0,58 \times 200000 = 11600 \text{ т/тәул}$$

$$\text{Ыстық судың шығыны: } G_{\text{гв}} = 0,07 \times 200000 = 14000 \text{ т/тәул}$$

Дистиллятты және куйлуилық судың шығыны :

$$\text{Тұз құрамдас ауыз су} - 400 \text{ мг/л}$$

$$\text{Тұз құрамдас дистиллят} - 5 \text{ мг/л}$$

$$\text{Тұз құрамдас куйлуилық су} - 3000 \text{ мг/л}$$

$$\text{Тұз құрамдас ыстық су} - 500 \text{ мг/л}$$

$$\text{Тұз құрамдас желілік су} - 500 \text{ мг/л}$$

Ыстық сумен қамтуға қажетті жылудың саны:

$$Q_{\text{гв}} = G_{\text{гв}} \times C_p (T_{\text{гв}} - T_{\text{мв}}) = 583 \times 1 (70 - 10) = 34,98 \text{ Гкал/сағ}$$

ЗПД-ға қажетті жылудың саны:

$$Q_{\text{т}}^{\text{зпд}} = G_{\text{дл}} \times 0,041 = 6200 \times 0,041 = 254 \text{ Гкал/сағ}$$

Өнеркәсіптегі таңдаудағы будың шығыны:

$$D_{\text{п}} = Q_{\text{т}}^{\text{зпд}} / i_{\text{по}} = 254 \times 10^3 / 667 = 381 \text{ т/сағ}$$

Қысқы кезеңде ЖЭО-да максимальды жылулық тәртібі есептік болып табылады, өйткені сетевой судың температурасы шығыс кезінде  $150^{\circ}\text{C}$  құрайды, ал кіріс кезінде  $70^{\circ}\text{C}$ .

Жылу жіберуге қажетті жылудың саны:

$$Q_0^{\text{м}} = G_{\text{св}} \times C_p (T_{\text{б}} - T_{\text{сб}}) = 483 \times 1 (150 - 70) = 162,3 \text{ Гкал/сағ}$$

Жылу жіберу кезіндегі таңдаулардың жылулық жүктемесі:

$$Q_o = Q_o^{\text{м}} [(T_{\text{сн}} - T_{\text{св}}) \cdot C_p] / [(i_{\text{н}} - i_{\text{к}}) \cdot 1] = 483 [(84 - 30) \cdot 4,2] / [(633 - 293) \cdot 1] = 77 \text{ Гкал/сағ}$$

Шекті бойлердегі будың өндірістік таңдаудағы жылулық жүктемесі:

$$Q_{\text{б11}} = Q_{\text{от}}^{\text{макс}} - Q_{\text{от}} = 162,3 - 77 = 85,3 \text{ Гкал/ч}$$

Шекті бойлердегі будың шығыны:

$$D_{\text{б11}} = Q_{\text{б11}} / i_{\text{но}} = 85,3 \times 10^6 / 667 = 127,9 \text{ т/ч}$$

Желілік қыздырғыштағы будың шығыны:

төменгі баспалдақ үшін:

$$D_{\text{сн1}} = (G_{\text{св}} \cdot \Delta T_{\text{ср}}) / [(i_{\text{от}} - i_{\text{к}}) \cdot \eta] = [4800(60 - 30) \cdot 4,2] / [(2547 - 280) \cdot 0,98] = 272 \text{ т/ч}$$

Жоғарғы баспалдақ үшін:

$$D_{cn2} = (G_{cb} \Delta T_{cn2}) / [(i_{o6} - i_{r6}) \eta] = [4800(84 - 60) \cdot 4.2] / [(2628 - 288) \cdot 0.98] = 211 m / ч$$

Қыздырғыштағы жылулық жүктеме:

$$Q_{сн1} = G_{св} \cdot \Delta T_{сн1} = 4800 \cdot 30 = 144 Гкал / ч$$

$$Q_{сн2} = G_{св} \cdot \Delta T_{сн2} = 4800 \cdot 24 = 115,2 Гкал / ч$$

Өндірістегі тандаудың бу шығыны:

$$D_{no}^1 = [Q_T^{зид} \cdot 1,015] / i_{no} = [254 \cdot 10^3 \cdot 1,015] / 667 = 381 m / ч$$

Мұндағы:  $i_{no} = 667$  ккал/кг  $p_{no} = 10 - 15$  ата,  $T_{no} = 291^0 C$  кезде.

$$D_{no} = D_{no}^1 + D_{БП} = 381 + 127,9 = 509 т/сағ$$

Жылуфикационды тандаудағы будың шығынын анықтау:

$$D_{TO} = [(Q_{ГВ} + Q_{OT}^{max}) \cdot 1,01] / i_{mo} = [(34980 + 413000) \cdot 1,01] / 638 = 709 m / ч.$$

Жылудың суммарлы өнім шығынын анықтау:

$$Q_{ОБЩ} = (Q_{ОТП}^{max} + Q_{ТЕП}^{зид} + Q_{ГВ}) \cdot 1,15 = (413 + 254 + 34,98) \cdot 1,15 = 807 Гкал / ч.$$

Электр энергиясын өндеуді анықтау:

$$N_{э} = N_{ОБЩ} \cdot \eta = 240 \cdot 0,75 = 180 МВт.$$

Келесі параметрлерді біле отыра шығырдағы будың шығынын анықтаймыз:

$$\beta_r = 1,12 - 1,17 \text{ — регенерация коэффициент,}$$

$$\eta_{эм} = 0,87 \text{ — турбогенератордың электромеханикалық ПӘК мөлшері,}$$

$$\Delta H_i = i_{п/п} - i_k = 825 - 550 = 275 \text{ ккал/кг;}$$

$$i_{п/п} = 825 \text{ ккал/кг — қыздырылған будың энтальпиясы егер } p = 130 \text{ ата и } T = 560^0 C:$$

$$i_k = 550 \text{ ккал/кг — конденсаторға түсетін будың энтальпиясы,}$$

$y_{no} = 0,43$  — өндірістік сұрыптаудың буымен алынған жартылай өнім шығынының коэффициенті;

$$y_{to} = 0,33 \text{ — жылуфикационды сұрыптау буымен алынған коэффициент;}$$

$$D_T = \beta_r \cdot x (N_{общ} / \Delta H_i \cdot \eta_{эм} + y_{no} \cdot x D_{no} + y_{to} \cdot x D_{to}) =$$

$$= 1,17 \cdot x [(240 \cdot 10^3 \cdot 3600) / (275 \cdot 4,2 \cdot 0,87) + 0,43 \cdot 509 \cdot 10^3 + 0,33 \cdot 709 \cdot 10^3] = 1535,8 m / ч.$$

Жартылай қысқы есеп ЖЭО-дағы орташа жылу жүктемесінің тәртібі болып табылады, өйткені желілік судың температурасы шығыс кезінде  $89^0 C$  құрайды, ал кіріс кезінде  $46^0 C$ .

Жылу жіберуге қажетті жылудың саны:

$$Q_{св} = G_{св} \cdot C_p (T_{пв} - T_{ов}) = 4800 \cdot 1 \cdot (89 - 46) = 206,4 Гкал / ч.$$

Жылуфикационды таңаудағы будың шығыны:

$$D_{TO} = [(Q_{ГВ} + Q_{св}) \cdot \kappa / i_{TO}] = [(206,4 + 34,9) \cdot 10^3 \cdot 1,01] / 638 = 382 m / ч.$$

Жылудың суммарлы өнім шығынын анықтау:

$$Q_{ОБЩ} = (Q_{св} + Q_{ТЕП}^{зид} + Q_{ГВ}) \cdot \kappa = (206,4 + 254 + 34,9) \cdot 1,15 = 560 Гкал / ч.$$

Электр энергиясының суммарлық өндеуін анықтау : (анықталды).

$$N_{ЭЛ} = 180 МВт.$$

Шығырдағы будың шығыны анықталған:

$$D_T = 1535,8 \text{ т/ч.}$$

Сеператордың үздіксіз үрлеуін есептеу:

Бугенераторының өнімділігін анықтау:

$$D_{П}^{БП} = (1 + L_{CH}^{KO}) \cdot x D_T = (1 + 0,12) \cdot 1535,8 = 1557 m / ч.$$

Мұндағы:

$L_{CH}^{KO} = 1,2\%$  – коэффициент қазандық бөліміндегі бу шығынының өзіндік құнының коэффициенті.

Қазандық бөліміндегі бу шығынының өзіндік құны:

$$D_{CH}^{KO} = 0,012 \times D_T = 0,012 \times 1557 = 18,7 \text{ т/ч.}$$

Қоректік судың шығынын анықтау:

$$G_{П.В} = (1 + K_{ПР}) \times D_{ПР}^{OP} = 1,01 \times 1557 = 1573 \text{ т/ч.}$$

Мұнда:  $K_{ПР} = 1\%$  – бу генераторының үрлеу коэффициенті.

(Үрленген) продувочной судың шығынын анықтау:

$$G_{ПР} = K_{ПР} \times D_{ПР}^{OP} = 0,01 \times 1557 = 15,57 \text{ т/ч.}$$

Сеператордың 1-ші кезеңінің буы (Выпар)

$$D_{СЕП1} = [G_{ПР} \times (i_{ПР} - i_{СЕП1})] / r_1 = [15,57 \times (1510 - 667)] / 2100 = 6,25 \text{ т/ч.}$$

мұндағы  $i^{np} = 1510$  кДж/кг – бу генератор дағырадағы судың энтальпиясы егер  $P_6 = 12,70$  МПа;

$i_{СЕП1} = 667$  кДж/кг – Сеператордың 1-ші кезеңінен тамшылаған (Үрленген) продувочной судың энтальпиясы;

$r_1 = 2100$  кДж/кг – бу пайда болу жылуы  $P_D = 0,588$  МПа.

Сеператордың 1-ші кезеңінің буы (Выпар):

$$D_{СЕП2} = [G_{ПР}^1 (i_{СЕП1} - i_{СЕП2})] / r_2 = [9,32 \times (667 - 440)] / 2330 = 0,92 \text{ т/ч.}$$

мұндағы  $G_{ПР}^1 = G_{ПР} - D_{СЕП1} = 15,57 - 6,25 = 9,32$  т/ч;

$r_2 = 2330$  кДж/кг –бу түзілу коэффициенті егер  $P = 0,033$  МПа.

Техникалық канализациядан тамшылаған судың мөлшері төмендегідей анықталады:

$$G_{ПР}^{11} = G_{ПР} - (D_{СЕП1} + D_{СЕП2}) = 15,57 - (6,25 + 0,92) = 8,4 \text{ т/ч.}$$

Конденсаторға тасымалданатын химиялық тазаланған судың шығыны:

$$G_{ХОВ} = G_{ДОБ} = G_{ПР}^{11} + G_{УТ} + D_{CH}^{KO} = 8,4 + 0,013 \times 1557 + 18,7 = 47,3 \text{ т/ч.}$$

Үздіксіз үрлеу мен салқындатудан соңғы химиялық тазаланған судың энтальпиясы:

$$i_{ХОВ} = i_{ХОВ} + [G_{ПР}^{11} (i_{СЕП2} - i_{СЛ})] / G_{ХОВ} = 125,8 + [8,4 \times (437 - 251)] / 47,3 = 158,8 \text{ кДж/кг.}$$

$$\begin{aligned} \text{Мұндағы } i_{СП} &= 251 \text{ кДж/кг} & T_{СП} &= 60^{\circ}\text{C,} \\ i_{ХОВ} &= 125,7 \text{ кДж/кг} & T_{ХОВ} &= 30^{\circ}\text{C.} \end{aligned}$$

## РЕГЕНЕРАТИВТІ СҰЛБАНЫҢ ШЫҒЫНЫ.

ЖКҚ-1 будың шығыны

$$D_1 = [G_{ПВ} \times (i_{ПВ} - i_2)] / [(i_{ОТБ} - i_{ОТБ1}) \eta_{ТО}] = [1573 \times (257 - 223,2)] / [(668 - 233,2) \times 0,98] = 121,9 \text{ т/ч.}$$

ЖКҚ-2 будың шығынын анықтау:

$$\begin{aligned} D_2 &= [G_{ПВ} \times (i_2 - i_3) - \eta_{ТО} \times D_1 (i_{ОТБ1} - i_{ОТБ2})] / [(i_1 - i_{ОТБ2}) \times \eta_{ТО}] = \\ &= [1573 \times (223,2 - 190,7) - 0,98 \times 121,9 \times (233,2 - 200,7)] / [(669,4 - 200,7) \times 0,98] = 102,9 \text{ т/ч.} \end{aligned}$$

ЖКҚ-3 будың шығынын анықтау:

$$\begin{aligned} D_3 &= [G_{ПВ} (i_3 - i_4) - \eta_{ТО} \times (D_1 + D_2) \times (i_{ОТБ2} - i_{ОТБ3})] / [(i_{ОТБ3} - i_{ОТБ3}) \eta_{ТО}] = \\ &= [1573 \times (190,7 - 159,3) - 0,98 \times 224,8 \times (200,7 - 169,3)] / [(665 - 169,3) \times 0,98] = 87,4 \text{ т/ч.} \end{aligned}$$

Сорғыдағы қоректік судың энтальпиясының жоғарылауы:

$$i_{PB} = (P_{PB} \times \nu_{cp}) / \eta_H = [(14,7 - 0,588) \times 0,00137 \times 10^3] / 0,79 = 24,4 \text{ кДж/кг}$$

Қоректік сорғыдан кейінгі қоректік судың қысымын анықтау:

$$P_H = 1,15 \times 12,75 = 14,66 \text{ МПа.}$$

Кесте бойынша «Су мен су буының жылуфизикалық қасиетін» анықтаймыз:

$$T_d = 158^\circ\text{C}, \quad P_d = 0,588 \text{ МПа, және}$$

$$P_n^{cp} = (14,7 + 0,588) / 2 = 7,6 \text{ МПа}, \quad \nu_{cp} = 0,00137 \text{ м}^3 / \text{кг.}$$

ЖҚҚ-3 шығысында қоректік судың энтальпиясы

$$I_d = 158,8 + 24,4 = 183,2 \text{ ккал/кг.}$$

Деаэратордың материалды баланс былайша орындалады:

$$D_1 + D_2 + D_3 + D_{СЕП1} + D_d + D_{КД} = G_{цв} + G_{ут}.$$

$$121,9 + 102,9 + 87,4 + 6,25 + D_d + D_{КД} = 1573 + 14,7.$$

$$D_d + D_{КД} = 1587,7 - 318,45 = 1268,87 \text{ т/ч.}$$

Деаэратордың жылулық балансы:

$$[D_d \times i_d + (D_1 + D_2 + D_3) i_{отб3} + (D_{СЕП1} \times i_{СЕЕ1}^{11})] \eta_{ТО} + D_{КД} \times i_4 = (G_{PB} + G_{УТ}) \times i_d,$$

$$D_d \times 2789 + (121,9 + 102,9 + 87,4) \times 169,3 + (1,26 \times 2755 \times 0,98) + D_{КД} \times 555,2 = (1573 + 3,8) \times 668.$$

$$D_d \times 2789 + 56257,4 + D_{КД} \times 555,2 = 1053302.$$

$$D_d \times 2789 + D_{КД} \times 555,2 = 1053302 - 56257,4.$$

$$5D_d + D_{КД} = 1795,8. \quad D_d + D_{КД} = 299,3, \quad D_{КД} = 882 \text{ т/ч.} \quad D_d = 41 \text{ т/ч.}$$

ТҚҚ-4 будың шығыны:

$$D_4 = [D_{КД} \times (i_4 - i_{c4})] / [(i_{отб4} - i_{отб}) \eta_{ТО}] = [882 \times (555,2 - 443)] / [(2757 - 640,7) \times 0,98] = 49 \text{ т/ч.}$$

ТҚҚ-5 будың шығыны:

$$D_5 = [(D_{КД} - D_4 - D_5) \times (i_5 - i_{c5})] / [(i_{отб5} - i_{отб}) \eta_{ТО}] =$$

$$= [(882 - 49 - D_5) \times (427 - 328)] / [(2674 - 405) \times 0,98]$$

$$(2225,6 + 101) D_5 = 82567.$$

$$D_5 = 82567 / 2324,6.$$

$$D_5 = 35,4 \text{ т/ч.}$$

ТҚҚ-5 өтетін конденсаттың шығыны:

$$D_{КД}^1 = D_{КД} - D_4 - D_5 = 882 - 49 - 35,4 = 797,6 \text{ т/ч.}$$

Ертеде қабылданған мәнін тексеру  $i_{c4}$ :

$$i_{c4} = [D_{КД}^1 \times i_{П}^1 + (D_4 + D_5) \times i_{отб5}] / D_{КД} = [797,6 \times 427 + (49 + 35,4) \times 558,9] / 198 = 523 \text{ кДж/кг.}$$

Конденсатордағы бу шығынын бағалау:

$$D_K = D_T - (D_1 + D_2 + D_3 + D_d + D_{П} + D_4 + D_5 + D_{СП2} + D_6 + D_{СП1} + D_7 + D_{KV} + D_{СН} + D_{ЭЖ}),$$

$$= 1535,8 - (121,9 + 102,9 + 87,4 + 41 + 236 + 49 + 35,4 + 0,92 + D_6 + 50 + D_7 + 0,033 + 5,1 + 1,8) =$$

$$= 1535,8 - (731,5 + D_6 + D_7)$$

Мұндағы  $D_{П} = 236 \text{ т/ч}$  – өнеркәсіптік сұрыптаудан алынған технологиялық бу;

$D_{KV} = 0,033 \text{ кг/с}$  – турбинаның соңғы бөлімін тығыздаудан түскен будың мөлшері;

$D_{СП} = 5,1 \text{ кг/с}$  – турбинаны тығыздау нәтижесінен сальникті қыздыру нәтижесінен түскен су буы;

$D_{ЭЖ} = 1,8 \text{ кг/с}$  – негізгі және сальникті эжекторға түскен су буының мөлшері;

$$D_K = 804,3 - (D_6 + D_7) \text{ т/сағ} - \text{осы будың ағыны}$$

конденсационды мощность турбина қуаты арқылы анықталады.

ТҚҚ – 7 арқылы өтетін конденсат мөлшері:

$$D_K^1 = D_K + D_7 + D_{K4} + D_{ДЮБ} + D_{СП} + D_{ЭЖ}$$

$$D_K^1 = 804,3 - D_6 + 0,033 + 7,9 + 5,1 + 1,8$$

$$D_K^1 = (789,5 - D_6)m / ч$$

ТҚҚ-7 бу шығынын анықтау:

$$D_7 = \left[ D_K^1 x (i_7 - i_{СП}) \right] / [(i_{ОТБ7} - i_{О7}) x \eta_{ТО}] = [(789,5 - D_6) x (240 - 134,5)] / [(2548 - 282) x 0,98] = (83292 - 105,5 D_6) / 2220,7 = 37,5 - 0,0475 D_6.$$

ТҚҚ-6 үшін жылулық баланс теңдеуін құру керек:

$$\left[ D_6 x (i_{ОТБ6} - i_{ОТ6}) + D_{СЕП2} x (i_{СЕП2}^{11} - i_{ОТБ6}) \right] \eta_{ТО} = (D_K^1 + D_{СП}) x (i_6 - i_{C6}).$$

Бір жағынан:

$$D_6 = \left[ (789,5 - D_6 + D_{СП}) x (i_6 - i_{C6}) - D_{СЕП2} x \eta_{ТО} x (i_{СЕП2}^{11} - i_{ОТБ6}) \right] / [(i_{ОТБ6} - i_{ОТ6}) \eta_{ТО}]$$

где  $i_{сеп2}^{11} = 2628 \text{ кДж/кг}$  – 2-ші кезеңдегі сепаратордағы қанық құрғақ будың энтальпиясы.

ТҚҚ-6 кіре берістегі конденсаттың энтальпиясын бағалаймыз:

$$I_{св} = 300 \text{ кДж/кг.}$$

Мұндай жағдайда шығынды былайша анықтаймыз:

$$D_{ПВ} = [(789,5 - D_6 + 50) x (343,6 - 300) - 0,16 x 0,98 x (2628 - 300)] / [(2628 - 287) x 0,98]$$

$$D_6 = 15,8 / 1,019 = 15,5 \text{ т/ч.}$$

Енді анықтауға болады:  $D_7 = 37,5 - 0,045 x 15,5 = 36,8 \text{ т/ч.}$

$$D_K^1 = 789,5 - 15,5 = 774 \text{ т/ч.}$$

$$D_K = 1535,8 - (713,5 + 15,5 + 36,8) = 770 \text{ т/ч.}$$

Турбинадағы бу баланссын тексеру:

$$D_T = D_1 + D_2 + D_3 + D_4 + D_5 + D_6 + D_{СП2} + D_7 + D_{СП1} + D_K + D_{K4} + D_{СП} + D_{ЭЖ} = 121,9 + 102,9 + 87,3 + 41 + 236 + 49 + 35,4 + 0,92 + 36,8 + 50 + 770 + 49 + 18,4 + 6,48 = 1556,1 \text{ т/ч.}$$

$$G_{П} = 1573 \text{ т/ч, онда } D_T = 1556,1 \text{ т/сағ.}$$

Осыдан қорытынды жасауға болады:

$$\chi = \frac{1573 - 1556,1}{1573} x 100\% = 1,1\%. \quad (1,1\%).$$

Деаэратордың материалдық баланссын тексеру:

$$G_{ПВ} + G_{УТ} = D_{КД} + D_4 + D_{СЕП1} + D_1 + D_2 + D_3.$$

$$1273 + 15,57 = 882 + 41 + 6,25 + 121,9 + 102,9 + 87,4 + 1288,6 = 1267,3.$$

$$\chi = \frac{1288,6 - 1267,3}{1288,6} x 100\% = 1,6\%.$$

Турбинаның ішкі қуатын анықтау:

Турбогенератордың электрлік қуатын анықтау:

$$N_{э} = N_i x \eta_{эМ} = \sum D_i h_i x \eta_{эМ} = 242 x 0,87 = 211 \text{ МВт.}$$



### Жылулық экономикалық көрсеткіш.

Бу генераторының жылу өнімділігі былайша анықталады:  
 $Q_{BP}^K = D_{III}^{BP}(i_{III} - i_{PB}) + D_{III}^{BP} \times 1\% (i_s - i_{PB}) = 1538,5 \times (826 - 250) + 15,7 \times (336 - 250) = 1021,2 \text{ Гкал/ч. Мұ}$

ндағы  $i_s = 336 \text{ ккал/кг}$ , егер  $P_B = 90$  ата;

$i_{PB} = 250 \text{ ккал/кг}$ , егер ауыз судың  $T_{PB} = 230^\circ \text{C}$ .

Шартты отынның шығынын анықтау:

$$B_{YT} = Q_{BP}^K / (\eta_H \times 7000) = 1021,2 \times 10^6 / 0,86 \times 7000 = 169 \text{ т.у.т./ч.}$$

Отынның шығыны (табиғи газ):  $V_{\text{газ}} = 1021,2 \times 10^6 / 0,84 \times 6200 = 108258 \text{ м}^3/\text{ч}$

Жылудың суммарлы жіберу қарқындылығы былайша анықталады:

$$Q_{\text{ОБЩ}} = Q_{ГВ} + Q_{СВ} + Q_{ЗПД} = 34,6 + 206,4 + 254 = 495 \text{ Гкал/ч}$$

Жылуды жібердегі отынның шартты шығыны:

$$B_{YT}^{ТЕП} = Q_{\text{ОБЩ}} / \eta_{\text{HX}} \times 7000 = 495 \times 10^3 / 0,84 \times 7000 = 84,2 \text{ т.у.т./ч.}$$

Электр энергияны жібердегі отынның шартты шығыны:

$$B_{YT}^{\text{ЭЛ.ЭН.}} = B_{\text{УЛ}} - B_{YT}^{ТЕП} = 169 - 84,2 = 84,8 \text{ т.у.т./ч}$$

Жылуды жібердегі отынның шекті шартты шығыны былайша анықталады:

$$e_{\text{мен}} = B_{YT}^{ТЕП} / (Q_{ГВ} + Q_{СВ} + Q_{ЗПД}) = 84,2 \times 10^3 / 495 = 170 \text{ кг/Гкал.}$$

Электр энергияны жібердегі отынның шекті шартты шығыны былайша анықталады:

$$e_{\text{эл.эн.}} = B_{\text{у.т.}}^{\text{эл.}} / (N_{\text{зпд}} + N_{\text{эл}}) = (84,8 \times 10^6) / (180 + 17,6) \times 10^3 = 429 \text{ кг/кВтхч.}$$

### Желілік қыздырғыш құрылғылардың есебі (жаз мезгілінде)

Ыстық сумен қамтуға қажетті жылудың мөлшері:

$$Q_{ГВ} = [G_{ГВ} \times C_P \times (T_{ГВ} - T_{МВ})] / 0,98 = 583 \times 1 \times (70 - 30) / 0,98 = 23,8 \text{ Гкал/ч.}$$

Желілік қыздырғышқа қажетті будың шығынын анықтау:

$$D_{СП} = [G_{ГВ} \times (\Delta T_{СП}) \times C_P] / [(i_{\text{отб7}} - i_B) \times 0,98] = [583 \times (75 - 30) \times 4,2] / [(2548 - 280) \times 0,98] = 49,6 \text{ т/ч.}$$

Қыздырғыштың жылулық жүктемесін анықтау:

$$Q_{СП} = G_{ГВ} \times \Delta T_{СП} \times C_P = 583 \times 10^3 \times 45 \times 1 = 26 \text{ Гкал/ч.}$$

Жылудың суммарлы өндіруі былайша анықталады:

$$Q_{\text{ОБЩ}} = (Q_{ЗПД} + Q_{ГВ}) \times 1,15 = (77,1 + 22,3) = 114,3 \text{ Гкал/ч.}$$

Электр энергиясының суммарлы өндірілуі алдыңғы есептеу нәтижелерінен белгілі:

$$N_{\text{общ}} = 211 \text{ МВт.}$$

Желі бойынша келесі көрсеткіштерді турбинадағы будың шығынын анықтау төмендегідей:

$$D_T = \beta_r \left[ (N_{\text{ОБЩ}} / \Delta H_i \times \eta_{\text{эм}}) + y_{\text{но}} \times D_{\text{ПО}} + y_{\text{то}} \times D_{\text{ТО}} \right] =$$

$$1,17 \times \left[ (211 \times 10^3 \times 3600 / 278 \times 4,2 \times 0,87) + 0,43 \times 121 \times 10^3 + 0,33 \times 37,3 \times 10^3 \right] = 880 \text{ т/ч}$$

мұндағы  $D_{\text{ТО}} = 37,3 \text{ т/сағ}$ ;  $D_{\text{ПО}} = 121 \text{ т/сағ}$ .

### Үздіксіз үрлеу сепараторларының есебі.

Бу генераторлардың бу өнімділігін анықтау төмендегідей:

$$D_{III}^{BP} = (1 + L_{\text{CH}}^{KO}) \times D_T = (1 + 0,012) \times 880 = 890,6 \text{ т/ч.}$$

Қазандық бөлімінің жеке қажеттілігіне жұмсалатын будың шығыны:

$$D_{CH}^{KO} = 0,012x\delta_T = 0,012x880 = 10,6m / ч.$$

Бу генераторына қажетгі ауыз судың шығыны былайша анықталады:

$$G_{II} = (1 + L_{IP})x D_{III}^{BP} = 1,01x890,6 = 899,5m / ч.$$

Суды үрлеу шығынын анықтау:

$$G_{IP} = L_{IP}x D_{III}^{BP} = 0,01x890,6 = 8,9m / ч.$$

Сеператордың 1-ші кезеңінің буы :

$$D_{CEП1} = G_{IP}x(i_{IP} - i_{CEП1}) / r_1 = 8,9x(1511 - 667) / 2091 = 3,6m / ч.$$

Сеператордың 2-ші кезеңінің буы:

$$D_{CEП2} = G_{IP}^1x(i_{CEП1} - i_{CEП2}) / r_2 = 5,3x(667 - 437) / 2326 = 0,53m / ч.$$

мұндағы  $G_{IP}^1 = G_{IP} - D_{CEП1} = 8,9 - 3,6 = 5,3m / ч.$

Техникалық канализацияға тамшылайтын судың мөлшері:

$$G_{IP}^{11} = G_{IP} - (D_{CEП1} + D_{CEП2}) = 8,9 - (3,6 + 0,53) = 4,47m / ч.$$

Конденсаторға жіберілетін химиялық тазаланған судың шығыны:

$$G_{XOB} = G_{DOB} = G_{IP}^{11} + G_{YT} + D_{CH}^{KO} = 4,47 + 14,7 + 10,6 = 29,8m / ч.$$

Үздіксіз үрлеу арқылы суытылғаннан соңғы химиялық тазаланған судың энтальпиясы төмендегідей анықталады:

$$i_{XOB}^1 = i_{XOB} + [G_{IP}^{11}x(i_{CEП2} - i_{CL}) / G_{XOB}] = 125,7 + [4,47x(438 - 250) / 29,8] = 153,9ккал / кг.$$

## РЕГЕНЕРАТИВТІ СЫЗБАНЫ ЕСЕПТЕУ.

ЖҚҚ-1-дегі будың шығыны:

$$D_1 = [G_{IB}x(i_{IB} - i_2)] / [(i_{OTБ1} - i_{OT1})x\eta_{TO}] = [1535x(256 - 223)] / [(668 - 233)x0,98] = 118,9m / ч.$$

ЖҚҚ-2-дегі будың шығыны былайша анықталады:

$$D_2 = [G_{IB}x(i_2 - i_3) - \eta_{TO}x D_1x(i_{OTБ1} - i_{OTБ2})] / [(i_{OTБ2}^1 - i_{OOT2})x\eta_{TO}] = \\ = [1535x(934 - 798,3) - 0,98x118,9x(978 - 840)] / [(2807 - 840)x0,98] = 99,94m / ч.$$

ЖҚҚ-3-дегі будың шығыны:

$$D_3 = [G_{IB}x(i_3^{IB} - i_D^{IB}) - \eta_{TO}x(D_1 + D_2)x(i_2^{IB} - i_{OTБ3})] / [(i_{OTБ3}^{IP} - i_{DK})x\eta_{TO}] = \\ = [1535x(191 - 159,3) - 0,98x218,3x(200,7 - 159,3)] / [(667 - 159,3)x0,98] = 80,1m / ч.$$

Деаэратордың материалды балансын анықтау:

$$D_1 + D_2 + D_3 + D_{CEП1} + D_D + D_{KD} = G_{IP} + G_{YT} \\ 118,9 + 99,94 + 80,1 + 3,6 + D_D + D_{KD} = 1273 + 14,7 \\ D_D + D_{KD} = 985m / ч.$$

Деаэратордың жылулық балансы:

$$D_Dxi_D + (D_1 + D_2 + D_3)xi_{OTБ3} + (D_{CEП1}xi_{CEП1}^{11})x\eta_{TO} + D_{KD}xi_4 = ((G_{IP} + G_{YT})xi_D)$$

$$D_Dx2790 + (118,9 + 99,94 + 80,1)x709 + 3,6x2756x0,98 + 555,3xD_{KD} = \\ (1273 + 14,7)x668.$$

$$2790D_D + 555,3D_{KD} = 638511,9$$

$$5D_D + D_{KD} = 1150,5, \quad 5D_D = 1150,5 - 882, \quad D_D = 53,7m / ч.$$

ТҚҚ-4-дегі будың шығыны төмендегідей анықталады:

$$D_4 = [D_{KD}x(i_4 - i_{C4})] / [(i_{OTБ4} - i_{OTБ4}^H)x\eta_{TO}] = [882x(555,2 - 443)] / [(2738 - 586)x0,98] = 46,9m / ч.$$

ТҚҚ- 5-дегі будың шығыны:

$$D_5 = \left[ (D_{KD} - D_4 - D_5) \times (i_5 - i_{C5}) \right] / \left[ (i_{OTB5} - i_{OTB5}^H) \times \eta_{TO} \right] = (882 - 46,9 - D_5) \times (428 - 357) / \left[ (2674 - 405) \times 0,98 \right]$$

$$D_5 = 25,9 \text{ т/ч.}$$

ТҚҚ-5 арқылы конденсат шығынын анықтау:

$$D_{KD}^1 = D_{KD} - D_4 - D_5 = 882 - 46,9 - 25,9 = 809,2 \text{ т/ч.}$$

Конденсатордағы будың шығыны:

$$D_K = D_T - (D_1 + D_2 + D_3 + D_D + D_{II} + D_4 + D_5 + D_6 + D_{OB} + D_7 + D_{KY} + D_{СП} + D_{ЭЖ}),$$

где  $D_{II} = 121 \text{ т/ч}$  – өнеркәсіптік сұрыптаудан алынған технологиялық бу.

$$D_K = 880 - (118,9 + 99,94 + 80,1 + 53,7 + 121 + 46,9 + 25,9 + 15,5 + 8,2 + 36,8 + D_6 + D_7 + 0,033 + 4,9 + 1,74)$$

$$D_K = 880 - (613,3 + D_6 + D_7), \quad D_K = 266,7 - (D_6 + D_7) \text{ – мұндағы будың ағыны турбинаның конденсационды қуатын анықтайды.}$$

ТҚҚ-7 арқылы өтетін конденсаттың мөлшері былайша анықталады:

$$D_K^1 = D_K + D_7 + D_{KY} + D_{DOB} + D_{СП} + D_{ЭЖ},$$

$$D_K^1 = 266,7 - D_6 + 0,033 + 8,2 + 4,8 + 1,7,$$

$$D_K^1 = (252 - D_6) \text{ т/ч.}$$

ТҚҚ- 7-дегі будың шығыны:

$$D_7 = \left[ D_K^1 \times (i_7^{PB} - i_{СП}^{PB}) \right] / \left[ (i_{OTB7} - i_{OTB7}^{PB}) \times \eta_{TO} \right] = \left[ (252 - D_6) \times (239 - 134) \right] / \left[ (2571 - 278) \times 0,98 \right] = 11,8 - 0,047 D_6.$$

ТҚҚ-6 үшін жылулық балансының теңдеуі:

$$D_6 = \left[ (252 + D_6 + D_{OB}) \times (i_6 - i_{C6}) - D_{СЕП2} \times \eta_{TO} \times (i_{СЕП2}^{11} - i_{OTB6}) \right] / \left[ (i_{OTB6} - i_{OTB6}^{PB}) \times \eta_{TO} \right]$$

$$D_6 = \left[ (252 + 23,6 + D_6) \times (343 - 296) - 0,53 \times 0,98 \times (2628 - 296) \right] / \left[ (2628 - 296) \times 0,98 \right] = 5,1 \text{ т/ч.}$$

Желілік ( $D_6$ ) бойынша,  $D_7$  анықтаймыз:

$$D_7 = 11,8 - 0,047 \times 5,1 = 11,6 \text{ т/ч.}$$

$$D_K^1 = 252 - 11,6 = 240,4 \text{ т/ч.}$$

$$D_K = 266,7 - (5,1 + 11,6) = 250 \text{ т/ч.}$$

Турбинадағы бу балансын тексеру:

$$D_T = D_1 + D_2 + D_3 + D_D + D_{II} + D_4 + D_5 + D_6 + D_{OB} + D_7 + D_K + D_{KY} + D_{СП} + D_{ЭЖ} = 118,9 + 99,94 + 80,1 + 53,7 + 121 + 46,9 + 25,9 + 5,1 + 11,6 + 8,2 + 250 + 0,033 + 4,8 + 1,7 = 828 \text{ т/ч.}$$

Сәйкестік нақтылығының деңгейін анықтаймыз:

$$\chi = \frac{880 - 828}{880} \times 100\% = 5,3\% -$$

бұл тәжірибе жүзінде анықталған толық сәйкестік.

Деаэратордың материалды балансын тексеру:

$$G_{ПВ} + G_{УТ} = D_{KD} + D_D + D_{СЕП1} + D_1 + D_2 + D_3,$$

$$1273 + 14,7 = 882 + 53,7 + 7,8 + 118,9 + 99,94 + 90,1$$

$$1287 \text{ т/ч} = 1248 \text{ т/ч.}$$

Жанама эсерлі кателерді анықтаймыз:

$$\chi = \frac{1287 - 1278}{1287} \times 100\% = 0,27\%.$$

Шығырдың ішкі қуаты:

$$N_i = 168 \text{ МВт}$$

Электрлік қуат төмендегідей анықталады:

$$N_{ЭЛ} = N_i \times 0,87 = 168 \times 0,87 = 146 \text{ МВт}.$$

### Жылулық экономикалық көрсеткіштер.

Бу генераторының жылуөнімділігін анықтау:

$$Q_{BP}^K = D_{III}^{BP} (i_{III} - i_{IV}) + D_{III}^{BP} \times 1\% (i_s - i_{IV}) = 890,6 \times (825 - 250) + 8,9 \times (336 - 250) = 513 \text{ Гкал/ч}$$

Отын шартты шығынын анықтау:

$$B_{YT} = Q_{K}^{BP} / (\eta_H \times 7000) = 513 \times 10^6 / 0,84 \times 7000 = 87,2 \text{ м.у.м./ч.}$$

Газ бойынша отынның шығыны:  $V_{ГАЗ} = 513 \times 10^6 / 0,84 \times 8200 = 89 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}.$

Жылудың суммарлы жіберілуі:  $Q_{Общ} = Q_{ГВ} + Q_{ЗПД} = 34,6 + 254 = 289 \text{ Гкал/ч}.$

Жылу жіберілудегі шартты отынның шығыны:

$$B_{YT}^{ТЕП} = Q_{Общ} / \eta_{ТХ} \times 7000 = 289 \times 10^3 / 0,84 \times 7000 = 49,1 \text{ м.у.м./ч.}$$

Электр энергиясын жіберудегі шартты отынның шығыны:

$$B_{YT}^{ЭЛ.ЭН.} = B_{YT} - B_{YT}^{ТЕП} = 87,2 - 49,1 = 38,1 \text{ м.у.м./ч.}$$

Жылу жіберудегі отынның шартты шекті шығыны:

$$b_{ТЕП} = B_{YT}^{ТЕП} / Q_{Общ} = 49,1 \times 10^3 / 289 = 169,9 \text{ кг/Гкал}$$

Электр энергиясын жіберудегі отынның шартты шекті шығыны:

$$b_{ЭЛ.ЭН.} = B_{YT}^{ЭЛ.ЭН.} / (N_{ЗПД} + N_{ЭЛ}) = 38,1 \times 10^6 / [(5,3 + 146) \times 10^3] = 0,331 \text{ кг/кВтч.}$$

### Турбинанын үлгілік жылу алмасу құрылғылары.

Кесте

№	Құрылғылар	Үлгілік көлемдері	Шығарушы
1	Конденсатор	50КЦС-4	ПОТ ЛМЗ
2	Конденсатордың негізгі эжекторы	ЭП-3-700-1 (2шт)	ПОТ ЛМЗ
3	Тығыздатқыштың бу суытқышы (эжектормен бірге)	ПС-50-1	ПОТ ЛМЗ
4	Аралық тығыздатқыштың бу суытқышы.	БО 90	Сар.ЗЭМ
5	Төменгі қысым қыздырғыштар. ТҚҚ1 ТҚҚ2 ТҚҚ3 ТҚҚ4	Конденсатор орнықтырылған ПН-100-16-4-1 ПН-130-16-9-1 ПН-130-16-9-1	Сар.ЗЭМ
6	Конденсатты суытқыш	--	--
7	Қыздырғыштар нөмірі, тамшылату сорғысымен айдалатын конденсат	ТҚҚ2	
8	Деаэратор	ДП-225-7	БКЗ (Банаул)
9	Жоғары қысымды қыздырғыш: ЖҚҚ5 ЖҚҚ6 ЖҚҚ7	ПВ-350-230-21-1 ПВ-350-230-36-1 ПВ-350-230-50-1	ПО ТКЗ (Таганрог)

10	Буландырғыш	--	--
11	Буландырғыш конденсаторы	--	--
12	Желілік су қыздырғыштары: негізгі (төменгі) шыңдық (жоғарғы)	Атом электростанция- сының жобасы таңда- лынады.	
13	Майсуытқыш	МБ-63-90 (2дана)	«Қызыл гидропресс»
14	Конденсатты сорғы	КСД-140-140/3 (2дана)	
15	Дренажды сорғы	КС-50-110	

### Төменгі қысымды қыздырғышта

кесте

Атауының сипаттамасы.	Өлш. бірлік.	ПН-100-16- 4-1	ПН-130-16- 9-1	ПН-130-16- 9-1
Зауыт-шығарушы.		Сар.ЗЭМ	Сар.ЗЭМ	Сар.ЗЭМ.
Жылу алмасу алаңының жоғары беті	м <sup>2</sup>	100	130	130
Номинальды массалық судың шығыны	Кг/с	72	70	70
Жылулық ағынның есебі	МВт	7,6	7,3	7,3
Будың максималды температурасы	°С	240	400	400
Судың қалыпты шығынындағы гидравликалық кедергі	м.су.	3,0	9,0	9,0
Габаритті көлемі: -- биіктігі	мм	3500	4585	4585
--кожух диаметрі		1020	1020	1020
Масса :	т			
-- құрғақ		2,9	3,55	3,55
-- сумен араласқан		5,3	8,3	8,3

### Жоғары қысымды қыздырғыштар

Атауының сипаттамасы.	Өлш. бірлік.	ПВ350-230-21-1	ПВ-350-230-36-1	ПВ-350-230-50-1
Зауыт-шығарушы.		ПО ТКЗ	ПО ТКЗ	ПО ТКЗ
Жылу алмасу алаңының жоғары беті :	м <sup>2</sup>			
-- толық		350	350	350
-- ОП аймағы		31,6	31,6	31,6
-- ОК аймағы		63,2	42,1	42,1
Номинальды массалық судың шығыны	Кг/с	104,2	104,2	104,2
Жылулық ағынның есебі	МВт	20,1	15,2	16,86
Будың максималды температурасы	°С	355	430	475
Судың қалыпты шығынындағы гидравликалық кедергі	м.в.ст.	21,0	21,0	21,0
Габаритті көлемі: -- биіктігі	мм	7000	7000	7000
--кожух диаметрі		1535	1548	1564
Масса :	т			
-- құрғақ		20,5	23,0	25,7
-- сумен араласқан		30,8	33,3	36,6

## БУ ГЕНЕРАТОРЫНЫҢ ЖЫЛУЛЫҚ ШЫҒЫНЫ. ЖАНУ ӨНІМДЕРІ МЕН АУА КӨЛЕМІНІҢ ЭНТАЛЬПИЯСЫНЫҢ ЕСЕПТЕУ.

Өзен кен орындарының отын –табиғи газдары .

Отынның есептік құрамы:

Метан (CH<sub>4</sub>) – 91,4%

Этан (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>) – 4,4%

Пропан (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) – 1,45%

Бутан (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>) – 0,29%

Изобутан (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>) – 0,265%

Пентан (C<sub>5</sub>H<sub>12</sub>) – 0,2%

Изопентан (C<sub>5</sub>H<sub>12</sub>) – 0,14%

Азот (N<sub>2</sub>) – 1.47%

Оттегі (O<sub>2</sub>) – 0,03%

Көмірқышқыл газы (CO<sub>2</sub>) – 0,335%

Отынды жағу кезіндегі жылудың аз бөлінуі  $Q_H^C = 8500 \text{ ккал} / \text{м}^3$ .

x=1 болған кездегі отынның түгел жануын анықтау:

$$V_0 = 0.0476 \left[ 0.5CO + 0.5H_2 + 1.5H_2S + \sum (m+n/4)C_mH_n - O_2 \right] =$$

$$= 0.0476 \left( (1+4/4)91.4 + (2+6/4)4.4 + (3+8/4)1.45 + (4+10/4)0.29 + 15 + 12/4 \right) 0.124 + 15 + 12.4) 0.2 - 0.032 = 10,1 \text{ м}^3 / \text{м}^3,$$

Азоттың теориялық көлемі:

$$V_{N_2}^0 = 0.79V_0 + N_2 / 100 = 0.79 \times 10,1 + 1,45 / 100 = 7,99 \text{ м}^3 / \text{м}^3$$

Үш атомды газдың көлемі былай табылады:

$$V_{RO_2} = 0,01(CO_2 + CO + H_2S + \sum mC_mH_n) =$$

$$0.01(0.335 + 2 \times 4,4 + 3 \times 1,45 + 4 \times 0,265 + 4 \times 0,29 + 5 \times 0,14 + 5 \times 0,2) = 1,1 \text{ м}^3 / \text{м}^3.$$

Су буының теориялық көлемі:

$$V_{H_2O}^0 = 0.01(H_2S + H_2 + \sum n/2C_mH_n + 0.124d_u) + 0.016V^0 =$$

$$= 0.01(4/2 \times 91,4 + 6/2 \times 4,4 + 8/2 \times 1,45 + 10/2 \times 0,265 + 10/2 \times 0,29 + 12/2 \times 0,14 + 12/2 \times 0,2) + 0,016 \times 10,1 = 2,24 \text{ м}^3 / \text{м}^3.$$

### Бу генераторын қыздыру есебі.

Кесте

Ауаның жеткіліксіз коэффициенті	$\alpha$	-----	РН 5- 02бойынша	1,1
Ыстық ауаның температурасы	T <sub>ГВ</sub>	<sup>0</sup> С	Есеп бойынша қабылданған	250
Ыстық ауаның энтальпиясы	i <sub>ГВ</sub>	Ккал /м <sup>3</sup>	Кесте бойынша	829
Ошақ ауа арқылы енгізілген жылу	Q <sub>в</sub>	Ккал /м <sup>3</sup>	$\alpha(i_{ГВ} + i_{ХВ})$	1,1(829+96)= =1017,5
Ошақтан пайдалы жылу бөлу	Q <sub>т</sub>	Ккал /м <sup>3</sup>	Q <sub>р</sub> (100-Q <sub>з</sub> )/100+Q <sub>в</sub>	8200(100-0,5)/ 100+1017,5=730
Жанудың теориялық температурасы	T <sub>а</sub>	<sup>0</sup> С	Кесте бойынша	1893

Ошақтан шығу кезіндегі газдың температурасы	$T_1^{11}$	$^{\circ}\text{C}$	Алдын-ала қабылданған	1200
Ошақтан шығу кезіндегі газдың энтальпиясы	$i_T^{11}$	Ккал/ $\text{м}^3$	Кесте бойынша	5497
Жану өнімдерінің орташа суммарлық жылу сыйымдылығы	$C_{cp}$	Ккал/ $\text{м}^3\text{ч}$	$(Q_T - i_T^{11}) / (T_a - T_T^{11})$	1,34
Ошақ камерасының қабырғасының алаңы	$F_{ст}$	$\text{м}^2$	Құрылмалық мәндері	1022
Сәуле қабылдау беті	$H_{л}$	$\text{м}^2$	сондай	903
Ошақ камерасының көлемі	$V_T$	$\text{м}^3$	сондай	1634
Сәулеленетін қабаттын тиімді қалыңдығы	$\delta$	м	$3,6 \times V_T / F_{ст}$	$3,6 \times 1634 / 1022 = 5,8$
Өнімділік	$P_n S$	м х ата	$P * r_n S$	$1 \times 0,28 \times 5,8 = 1,62$
Үш атомды газбен әлсіреген сәуле коэффициенті	$K_T$	1/(мата)	Номограмма бойынша №3, [1]	0,35
Ағынмен шаңдастырылған сіңіру күші	$K_p \delta$	1/ата	$K_1 \times P_n S$	$0,35 \times 1,62 = 0,57$
Жалынның қаралық дәрежесі	$a_{\phi}$	Ккал/ $\text{м}^3$	Номограмма бойынша №2, [1]	0,43
Ошақ камерасының қаралық дәрежесі	$a_T$	Ккал/ $\text{м}^3$	Номограмма бойынша №6, [1]	0,53
Ластану коэффициенті	$\varphi_{cp}$	Ккал/ $\text{м}^3$	6-20. [1] қосымша бойынша	1,0
Ошақтан шығу кезіндегі газдың температурасы	$T_T$	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{T_a}{\frac{4 \times 10^{-8} \times F_{ст} \times a_m \times T_a^{3,06}}{\varphi \times B_p \times V_{cp}} \times M + 1} - 273$	1187
Ошақтан шығу кезіндегі газдың энтальпиясы	$i_T$	Ккал/ $\text{м}^3$	Кесте бойынша	5330
Ошақта қабылданған жылудың саны	$Q^T_{л}$	Ккал/ $\text{м}^3$	$(Q_T - i_T^{11}) \varphi$	$0,997(91675333) = 3821$
Қыздырудың жоғарғы бетіндегі жылулық жүктеме	$q_{л}$	Ккал/ $\text{м}^2\text{ч}$	$B_p Q^T_{л} / H_{л}$	$36690 \times 3821 / 000$ $903 = 1,55 \times 10^5$
Жылу кернеулігі	$q_v$	Ккал/ $\text{м}^3\text{ч}$	$B_p Q^P / V_T$	$36690 \times 8200 / 1635 = 1,8 \times 10^5$

**Ошақтағы төбелік бу қыздырғышының радиационды есебі** Кесте

<b>Газдық терезенің сәуле қабылдағыш беті</b>	$H_{го}$	$\text{м}^2$	<b>Құрылмалық сипаттама</b>	<b>96,9</b>
Төбелік бу қыздырғыштың сәуле қабылдағыш беті	$H_{пот}$	$\text{м}^2$	сондай	151

Радиациялық бу қыздырғыштың сәуле қабылдағыш беті	$H_{рад}$	$m^2$	сондай	244,5
Ошақтың жоғарғы бөлімі үшін бөлінген жылу жүктемесінің коэффициенті.	$k$	-----	Есеп бойынша қабылданған	0,5
Жылуды радиациялық жолмен газдық терезеде сәулеленуі.	$Q^p$	Ккал/м <sup>3</sup>	$k * q_l * H_{ГО} / B_p$	$0,5 \times 1,55 \times 10^5 \times 96,6 / 36690 = 206$
Төбеге жылу мен сәулеленудің түсуі	$Q_{пот}$	Ккал/м <sup>3</sup>	$k * q_l * H_{ПОТ} / B_p$	$0,5 * 1,55 * 10^5 * 151 / 36690 =$
Радиационды бу қыздырғыш үшін жылу жүктемесінің коэффициенті	$k_p$	----	Есеп бойынша қабылданған.	0,85
Радиационды бу қыздырғыш үшін жылудың қабылдануы.	$Q_{рад}$	Ккал/м <sup>3</sup>	$k_p * q_l * H_{рад} / B_p$	$0,85 * 1,55 * 10^5 * 244,5 / 36690 = 879$
Радиационды бу қыздырғышынан өтетін будың шығыны	$D_{рад}$	Кг/ч	Қабылданған	$420 \times 10^3$
Радиационды бу қыздырғышындағы будың энтальпиясының өсуі	$\Delta i_{рад}$	Ккал/кг	$B_p * Q_{рад} / D_{рад}$	$36690 \times 879 / 420 \times 10^3 = 77$
Жоғарғы радиационды бу қыздырғышындағы будың энтальпиясы	$i_{рад}^1$	Ккал/кг	қосымша бойынша егер $P=150$ ата	626
Шығу кезіндегі энтальпия	$i_{рад}^{11}$	Ккал/кг	$i_{рад}^1 + \Delta i_{рад}$	$626 + 77 = 703$
Шығу кезіндегі будың температурасы	$T_{РАД}^{11}$	<sup>0</sup> С	2қосымша бойынша	391
Төбелік бу қыздырғышындағы будың энтальпиясының құбылуы.	$\Delta i_{ПОТ}$	Ккал/кг	$B_p * Q_{ПОТ} / D_{РАД}$	$36690 \times 320 / 420000 = 28$
Төбелік бу қыздырғышы және ошақтан шығу кезіндегі будың энтальпиясы	$i_{пот}$	Ккал/кг	$i_{РАД}^{11} + \Delta i_{ПОТ}$	$703 + 28 = 731$
Сондағы будың температурасы	$T_{ПОТ}^{11}$	<sup>0</sup> С	2қосымша бойынша	431

### Ошақтағы ширмалық беттің шығыны Кесте

<b>Шығу кезіндегі газдың температурасы</b>	<b><math>T^1</math></b>	<b><sup>0</sup>С</b>	<b>Ошақтың есебі бойынша</b>	<b>1187</b>
Кіру кезіндегі газдың энтальпиясы	$I^1$	Ккал/кг	Ошақтың есебі бойынша	5330
Ширма бойындағы газдың температурасы	$T^{11}$	<sup>0</sup> С	Қабылданған	8503
Ширма бойындағы газдың	$\Delta T$	<sup>0</sup> С	$(T^{11} + T^1) / 2$	$(1187 + 850) / 2 = 1018,5$



орташа температурасы				
Сәулеленетін қабаттың тиімді қалыңдығы	$\delta$	м	Құралмалық сипаттама	0,99
Көбейту	$P_n \delta$	$m * ata$	$P * r_n * \delta \varphi$	$1 * 0.28 * 0.99 = 0.268$
Үш атомды газбен әлсіреген сәуе коэффициенті	$K_r$	1/(м * ата)	Номограмма бойынша №3, [1]	1,2
Ағынмен шандастырылған сіңіру күші	$K_p \delta$	1/ата	$K_r * P_n * S$	$1,2 * 0.268 = 0.325$
Ширмадағы газдардың қаралық дәрежесі	$a_r$		РН 6-02 бойынша	0,27
Ширмадағы газдардың энтальпиясы	$I^{11}$	Ккал/м <sup>3</sup>	№2 қосымша бойынша	3798
Ширманың жылу қабылдау балансы қосымша беттермен бірге	$Q_m^0$	Ккал/м <sup>3</sup>	$\varphi(i^1 - i^{11})$	$0,997(53303798)=1527^Q$
Ширма бойынша	$Q_{ш}$	Ккал/м <sup>3</sup>	Алдын-ала қабылданған	1173
Төбелік бу қыздырғыштың ширманың аумағында орналасуы	$Q_{пш}$	Ккал/м <sup>3</sup>	сондай	157
Қанқаланған ілгіш құбырлар	$Q_{экр}$	Ккал/м <sup>3</sup>	сондай	58
Үнемдегіштік панельдер	$Q_{эк.п.}$	Ккал/м <sup>3</sup>	сондай	142
Ширмалық ошақтан жылу алу	$Q_n^{ii}$	Ккал/м <sup>3</sup>	$T_{хв} * Q_p^{11} / a$	$21 * 205 / 21 = 195,3$
Ширмадан пайдалы жылу қабылдау	$Q_{ш}$	Ккал/м <sup>3</sup>	$Q_{ш} + Q_T^{III}$	$1187 + 195.3 = 1382.3$
1 шашыраудағы судың шығыны	$D_{впр1}$	Кг/ч	Қабылданған	30000
1 шашыраудағы судың шығыны	$D_{впр1}$	Кг/ч	сондай	20000
1 шашыраудан бұрынғы будың температурасы	$T_{впр1}$	°С	Алын-ала қабылданған	380
1 шашыраудан бұрынғы будың энтальпиясы	$I_{впр1}$	Ккал/кг	11 қосымша бойынша	692
1 шашыраудағы будың энтальпиясының түсуі	$\Delta I_{впр1}$	Ккал/кг	$D_{впр1}(I_{впр1} - I_{пв}) / (D - D_{впр2})$	$30000(692 - 243) / [(640 - 20) * 10^3] = 21.7$
1 шашыратудан кейінгі будың энтальпиясы	$I_{впр1}^1$	Ккал/кг	$I_{впр1} - \Delta I_{впр1}$	$692 - 21,7 = 670,3$
1 шашыраудан кейінгі будың температурасы	$T_{впр1}^{11}$	°С	11 қосымша бойынша	360
Ширмаға кіру кезіндегі будың температурасы	$T_{ш}^1$	°С	$T_{впр}^{11}$	360
Ширмаға кіру кезіндегі будың энтальпиясы	$I_{ш}^1$	Ккал/кг	11 қосымша бойынша	662

Ширмадағы будың энтальпиясының өсуі	$\Delta I_{ш}$	Ккал/кг	$B_p * Q_{ш}^{II} / (D - D_{впр})$	$36690 * 1382,5 / [(640 - 20) * 10^3] = 82$
Ширмадан шығу кезіндегі будың энтальпиясы	$I_{ш}^{II}$	Ккал/кг	$I_{ш}^I + \Delta I_{ш}$	$662 + 82 = 744$
Ширмадан шығу кезіндегі будың температурасы	$T_{ш}^{II}$	$^{\circ}C$	№2 қосымша бойынша	$\Sigma 470$
Ширмадағы будың орташа температурасы	$T_{cp}$	$^{\circ}C$	$(T_{ш}^I + T_{ш}^{II}) / 2$	$(360 + 470) / 2 = 415$
Температуралық ағын	$\Delta T$	$^{\circ}C$	$\Delta T - T_{ш}^{cp}$	$1100 - 415 = 685$
Газдың өтуіне арналған ағыс	$F_r$	$m^2$	Құралмалық сипаттама.	74,8
Газдың орташа жылдамдығы	$\omega_z$	м/с	$B_p * v_r (\Delta T + 273) / (3600 * F_r * 273)$	$36690 * 12,5 * (1100 + 273) / 3600 * 74,8 * 213 = 8,1$
Конвекциялық жылу алмасудың коэффициенті	$\alpha_k$	Ккал / ( $m^2 * ч * ^{\circ}C$ )	Номограмма бойынша X11. [1]	$5808 * 1 * 0,6 * 0,98 = 3415$
Ластану коэффициенті	$\Sigma$	$m^2 * ч * ^{\circ}C / Kкал$	Номограмма бойынша 2	0
Газдың өтуіне арналған тірі ағыс	$f_{п}$	$m^2$	Құралмалық сипаттама	0,196
Орташа температурадағы будың көлемі	$V_{cp}$	$m^3/кг$	№2 қосымша бойынша	0,0174
Ширмадағы будың орташа жылдамдығы	$\omega_{п}$	м/с	$D * V_{cp} / (3600 f_{п})$	$640 * 0,0174 / 3600 * 0,196 = 15,7$
Қабырғадан бұға жылу алмасу коэффициенті	$\alpha_n$	Ккал / $m^2 \cdot ч \cdot ^{\circ}C$	Номограмма бойынша XV. [1]	$0,98 * 3100 = 3038$
Ширмалық беттің есебі	$H_{ш}$	$m^2$	Конструкциялық есеп	895
Қабырға температурасы	$T_{ст}$	$^{\circ}C$	$T_c / (\Sigma + 1 / \alpha_2) * B_p * Q_{ш}^I / H_{ш}$	$415 + 36690 * 1382 / 3038 * 895 = 434$
Сәулеленудегі жылу алмасу коэффициенті	$\alpha_l$	Ккал / $m^2 \cdot ч \cdot ^{\circ}C$	Номограмма бойынша XIX. [1]	$190 * 0,28 * 0,98 = 50,3$
Ширмаға жылу беру коэффициенті	$K_{ш}$	Ккал / $m^2 \cdot ч \cdot ^{\circ}C$	$(\alpha_k + \alpha_l) / (1 + (\omega + \omega_l) / \alpha_n) * (\alpha_k + \alpha_l)$	$(3415 + 50,3) / [1 + 1 / 3038] * (3415 + 50,3) = 82,5$

Ширманың жылу қабылдауы бойынша жылу берудің теңдеуі	$Q_T$	Ккал/м <sup>3</sup>	$K_{ш} H_{ш} \Delta T / B_p$	$82.5 * 895 * 594 / 36690 = 1194$
Жылуды қабылдаудың қарым-қатынасы	$Q_T / Q_б$	%	$Q_T * 100 / Q_{ш}$	$1195 * 100 / 1187 = 101,6$
Төбелік бу қыздырғыштың жылулық беті.	$H_{пот}$	м <sup>2</sup>	Құралмалық сипаттама	107
Будың орташа температурасы	$T_{CP}^{пот}$	°С	Қабылданған	417
Төбелік бу қыздырғыш бойынша жылу жіберудің теңдігі	$Q_T$	Ккал/м <sup>3</sup>	$K * H_{пот} * \Delta T / B_p$	$82,5 * 107 * (1100 - 417) / 36690 = 164$
Жылу қабылдаудың қарым-қатынасы.	$Q_T / Q_б$	%	$Q_T * 100 / Q_{пш}$	$164 * 100 / 156 = 105$
Ілі Ілінген құбырдың қаңқасының жылулық беті	$H_э$	м <sup>2</sup>	Құралмалық сипаттама	32,7
Ілінген құбырдың қаңқасындағы судың орташа температурасы	$T_{cp}^э$	°С	Қабылданған	297
Ілінген құбырдың қаңқасының жылу қабылдау және жылу беру теңдеуі	$Q_T$	Ккал/м <sup>3</sup>	$K * H_э * \Delta T / B_p$	$82,5 * (1100 - 297) * 32,7 / 36690 = 59$
Жылу қабылдаудың қатынасы.	$Q_T / Q_б$	%	$Q_T * 100 / Q_{ЭКР}$	$59 * 100 / 142 = 42$
Үнемдегіш панелдердің жылу беті	$H_{ЭК}$	м <sup>2</sup>	Құралмалық сипаттама	70,5
Үнемдегіш панелдердегі судың орташа температурасы	$T_{CP}^{ЭК}$	°С	Қабылданған	179
Үнемдегіш панелдердің балансы бойынша жылуды қабылдау	$Q_T$	Ккал/м <sup>3</sup>	$K * H_{ЭК} * \Delta T / B_p$	$82,5 * 70,5 * (1100 - 179) / 36690 = 125$
Жылу қабылдаудың қатынасы	$Q_T / Q_б$	%	$Q_T * 100 / Q_{ЭК.П.}$	$125 * 100 / 142 = 88$

$Q_{тш}$  ,  $Q_{бш}$  мәндері рұқсат етілген 10 % көрсеткішке қарағанда 2% төмен екендігі айқындалды, бұл қалған  $Q_{тi}$  ,  $Q_{бi}$  мәндерден төмендеу.

### Бұрылыс камерасының есебі .

Кесте

Кіру кезіндегі газдың температурасы	$T^I$	°С	Ширманың бойынша есебі	850
Кіру кезіндегі газдың температурасы	$T^I$	Ккал/кг	Ширманың бойынша есебі	3798

энтальпиясы			бойынша	
Шығу кезіндегі газдың температурасы	$T^{II}$	$^{\circ}C$	Алдын-ала қабылданған	790
Шығу кезіндегі газдың энтальпиясы	$I^{II}$	Ккал/кг	сондай	3505
Бұрылыс камерасында жылу қабылдау балансы	$Q_{ПК}^0$	Ккал/м <sup>3</sup>	$\phi(I^I - I^{II})$	$0,996(3798-3505)=294$
Қабырғалық бу қыздырғыш үшін.	$Q_{н.п.}$	Ккал/м <sup>3</sup>	Қабылданған	120
Үнемдегіш панелі.	$Q_{эж}$	Ккал/м <sup>3</sup>	сондай	96
Ілінетін құбырлар үшін	$Q_{н.т.}$	Ккал/м <sup>3</sup>	Сондай	78
Газдың орташа температурасы	$T_{ср}^Г$	$^{\circ}C$	$(T^I + T^{II})/2$	$(850+790)/2=820$
Сәулелену қабатының тиімді қалыңдықта болуы	$\delta$	м	Құралмалық мәліметтер	4,2
Үш атомды газдың суммарлық сінугі	$P_n \delta$	м ата	$P * r_n * \delta$	$1 * 0,28 * 4,2 = 1,11$
Үш атомды газдың әлсіреген коэффициенті	$K_r$	$1/(m * ата)$	Номограмма бойынша №3, [1]	0,52
Ағынмен шаңдастырылған сіңіру күші	$K_p \delta$	1/ата	$K_r * P_n * \delta$	$0,52 * 1,11 = 0,59$
Кіру кезіндегі будың энтальпиясы	$I_{II}^I$	Ккал/кг	Ширманың есебі бойынша	770,8
Кіру кезіндегі будың температурасы	$T_{II}^I$	$^{\circ}C$	Ширманың есебі бойынша	470
Приращение энтальпий на стенном п/п.	$\Delta I_{II}$	Ккал/кг	$V_p * Q_{н.п.п}/D$	$36690 * 120 / 640000 = 6,9$
Бу қыздырғыштан шығу кезіндегі будың энтальпиясы	$I_{II}^{II}$	Ккал/кг	$I_{II}^I + \Delta I_{II}$	$770,8 + 6,9 = 777,7$
Бу қыздырғыштан шығу кезіндегі будың температурасы.	$T_{II}^{II}$	$^{\circ}C$	2қосымша бойынша	482
Қыздырғышта будың орташа температурасы	$T_{ср}^{II}$	$^{\circ}C$	$(T_{II}^I + T_{II}^{II})/2$	$(470+482)/2=478$
Температуралық ағын	$\Delta T$	$^{\circ}C$	$T_{ср}^Г - T_{ср}^{II}$	$820-478=342$
Удельді будың орташа көлемі	$v_{ср}$	м <sup>3</sup> /кг	2қосымаша бойынша	0,02
Будың өту жолына арналған ағыс	$f_n$	м <sup>2</sup>	Құралмалық мәліметтер	0,189
Будың орташа жылдамдығы	$\omega_n$	м/с	$D * v_{ср} / (3600 * f_n)$	$640000 * 0,02 / (3600 * 0,189) = 18,8$

Қабырғадан буға жылу беру коэффициенті	$\alpha_2$	Ккал/ ( $\text{м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{C}$ )	Номограмма бойынша №15, [1]	$0,98 \times 2900 = 2842$
Жылыту беті	$H_{\text{пк}}$	$\text{м}^2$	Құралмалық мәліметтер	179
Қабырғаның температурасы	$T_{\text{ст}}$	$^\circ\text{C}$	$T_{\text{ср}} + (\sum + 1 / \alpha_2) Q_{\text{нпш}}$ $* B_p / H_{\text{п.к.}}$	$478 + 36690 \times 120 / (2842 \times 179) = 486$
Қабырғалық бу қыздырғыштың жылу беруі мен сәулелену коэффициенті	$\alpha$	Ккал/ ( $\text{м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{C}$ )	Номограмма бойынша XIX, [1]	$146 \times 0,45 \times 0,95 = 62,4$
Жылу тасмалдау коэффициенті	$K$	Ккал/ ( $\text{м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{C}$ )	$\alpha_{\text{л}} / [1 + (\sum + 1 / \alpha_2)]$ $* \alpha_{\text{л}}$	$62,4 / (1 + 62,4 - 1 / 2842) = 65,2$
Қабырғалық бу қыздырғыштың баланс бойынша жылу қабылдауы.	$Q_{\text{т}}$	Ккал/ $\text{м}^3$	$K * H_{\text{н.к.}} * \Delta T / B_p$	$65,2 \times 179 \times 342 / 36690 = 108,8$
Жылу қабылдаудың қатынасы	$Q_{\text{т}} / Q_{\text{б}}$	%	$Q_{\text{т}} \times 100 / Q_{\text{н.п.п.}}$	$108,8 \times 100 / 120 = 90,7$
Үнемдегіш панельдердің жылу беті	$H_{\text{э.к.}}$	$\text{м}^2$	Құралмалық мәліметтер	88
Үнемдегіш панельдердегі судың орташа температурасы	$T_{\text{ср}}$	$^\circ\text{C}$	Қабылданған	170
Температуралық ағын	$\Delta T$	$^\circ\text{C}$	$T_{\text{ср}}^{\text{э}} - T_{\text{ср}}$	$820 - 170 = 650$
Қабырғаның температура	$T_{\text{ст}}$	$^\circ\text{C}$	$T_{\text{ср}} + 60$ , қосымша бойынша IV	$170 + 60 = 230$
Үнемдегіш панелдердегі жылу беру және сәулелену коэффициенті	$\alpha_{\text{л}}$	Ккал/ $\text{м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{C}$	Номограмма бойынша XIX, [1]	$124 \times 0,99 \times 0,45 = 55,4$
Үнемдегіш панелдері жылу тасмалдау теңдеуі бойынша жылу қабылдау	$Q_{\text{т}}$	Ккал/ $\text{м}^3$	$K * H_{\text{э.к.н}} * \Delta T / B_p$	$65,2 \times 88 \times 650 / 36690 = 101,6$
Жылу қабылдаудың қатынасы	$Q_{\text{т}} / Q_{\text{б}}$	%	$Q_{\text{т}} \times 100 / Q_{\text{э.к.}}$	$101,2 \times 100 / 96 = 105,4$
Ілінген құбырлардың жылу беті	$H_{\text{п.т}}$	$\text{м}^2$	Құралмалық мәліметтер	54
Судың орташа температурасы	$T_{\text{ср}}$	$^\circ\text{C}$	Қабылданған	150
Температуралық ағын	$\Delta T$	$^\circ\text{C}$	$T_{\text{ср}}^{\text{э}} - T_{\text{ср}}$	$820 - 150 = 670$
Қабырғаның температурасы	$T_{\text{с}}$	$^\circ\text{C}$	IV қосымша бойынша .	$T_{\text{с}} = T_{\text{ср}} + 60 = 150 + 60$ .
Сәулеленудегі жылу жіберу	$\alpha_{\text{л}}$	Ккал/	Номограмма	$162 \times 0,45 \times 0,99 = 72$

коэффициенті		$m^2 \cdot ч \cdot ^\circ C$	бойынша XIX, [1]	
Жылу тасмалдау тендеуі бойынша жылу қабылдау	$Q_T$	$Kкал/м^3$	$K * H_{III} * \Delta T / B_p$	$72 \times 54 \times 670 / 36690 = 71$
Жылу қабылдаудың қатынасы	$Q_n / Q_6$	%	$Q_T * 100 / Q_{II.T.}$	$71 \times 100 / 78 = 91$

$Q_6$  и  $Q_T$  көрсеткіштері рұқсат етілген 10% қарағанда жоғары бұрылыс камералары кішілігімен ерекшеленеді.

### Конвективті бу қыздырғыштың шығыны :

#### а. Шығу кезеңі.

Кесте

Кіру кезіндегі газдың температурасы	$T^I$	$^\circ C$	Бұрылыс камерасының бойынша есебі	790
Кіру кезіндегі газдың энтальпиясы	$I^I$	$Kкал/кг$	Бұрылыс камерасының бойынша есебі	3505
Шығу кезіндегі газдың энтальпиясы	$I^{II}$	$Kкал/кг$	Қабылданған	3026
Шығу кезіндегі газдың температурасы	$T^{II}$	$^\circ C$	Қабылданған	690
Баланс бойынша жылу қабылдау	$Q^0$	$Kкал/м^3$	$\varphi(I^I - I^{II})$	$0,996 \times (3505 - 3026) = 477$
Шығу баспалдағындағы бу қыздырғыштың жылу қабылдауы	$Q_{вых}$	$Kкал/м^3$	Қабылданған	352
Толықтай жылу беті	$Q_{доп}$	$Kкал/м^3$	сондай	74
Ілінген үнемдегіш құбыры	$Q_{эк}$	$Kкал/м^3$	Сондай	50
Шығу баспалдағындағы будың энтальпиясының өсуі	$\Delta I^{II}$	$Kкал/кг$	$Q_{вых} \times B_p / D$	$352 \times 36690 / 640000 = 27$
Шығу кезіндегі будың температурасы	$T^{II}$	$^\circ C$	Берілген	540
Шығу кезіндегі будың энтальпиясы	$I^{II}$	$Kкал/кг$	Қосымша бойынша №2	822
Кіру кезіндегі будың энтальпиясы	$I^I$	$Kкал/кг$	$I^{II} - \Delta I^{II}$	$822 - 27 = 795$
Кіру кезіндегі будың температурасы	$T^I$	$^\circ C$	Қосымша бойынша 2	502
Будың орташа температурасы	$T_{cp}^{II}$	$^\circ C$	$(T^I + T^{II}) / 2$	$502 + 540 / 2 = 521$

Газдың орташа температурасы	$T_{cp}$	$^{\circ}C$	$(T^{II}+T^I)/2$	$(690+790)/2=740$
Температуралық ағын	$\Delta T_n$	$^{\circ}C$	$((T^I - T^{II}) - (T^{II} - T^I)) / (\ln(T^I T^{II}) / (T^{II} - T^I))$	$((790-540) - (690-502)) / \ln(790-540) / (690-502) = 219$
Газдың өтуіне арналған ағын	$F_r$	$m^2$	Құрастырма мәліметтер	61
Газдың орташа жылдамдығы	$\omega_r$	м/с	$V_p * v_r * (T_{cp} + 273) / (3600 * F_r * 273)$	$36690 \times 12,4(740+273) / (3600 \times 61 \times 273) = 8,1$
Конвекциялық жылу беру коэффициенті	$\alpha_k$	Ккал/ ( $m^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}C$ )	Номограмма бойынша XII, [1]	$1 \times 1 \times 1,02 \times 62 = 63,3$
Будың удельді орташа көлемі	$v_{cp}$	$m^3/kg$	Қосымша бойынша	0,023
Будың өтуіне арналған ағыс	$f_{II}$	$m^2$	Құралмалық мәліметтер	0,128
Будың орташа жылдамдығы	$\omega_{II}$	м/с	$D * v_{cp} / (3600 * f_{II})$	$640000 \times 0,023 / (3600 \times 0,128) = 31$
Қабырғадан бұға жылу жіберу коэффициенті	$\alpha_2$	Ккал/ ( $m^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}C$ )	Номограмма бойынша №15, [1]	3500
Ластану коэффициенті	$\Sigma$	( $m^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}C$ ) / Ккал	7-58, [1] бойынша қабылданған	0,0014
Шығу баспалдақтарының жылулық беті	$H_{н.в.с}$	$m^2$	Құралмалық мәліметтер	544
Қабырғаның температурасы	$T_c$	$^{\circ}C$	$T_{cp}^{II} + (\Sigma + 1/\alpha_2) * V_p Q_{вых} / H_{в.ст.}$	$521 + (1/3500 + 0,0014) \times 352 \times 36690 / 544 = 561$
Сәулелену қабатының тиімді қалыңдықта болуы	$\delta_u$	м	Құралмалық мәліметтер	5243
Өнімділік көрсеткіштері	$P_{II} \delta$	м * ата	$P * r_n * \delta_n$	$1 \times 0,27 \times 0,243 = 0,066$
Үш атомды газдың әлсіреген коэффициенті	$K_r$	1/(м * ата)	Номограмма бойынша №3, [1]	3
Ағынмен шаңдастырылған сіңіру күші	$K_p \delta$	1/ата	$K_r P_{II} \delta$	$3 \times 0,065 = 0,195$
Сәулелену мен жылу жіберудің	$\alpha_l$	Ккал/	Номограмма	$134 \times 0,18 \times 0,95 = 23$

коэффициенті		(м <sup>2</sup> ч <sup>0</sup> С	бойнша XIX, [1]	
Жылу тасмалдау коэффициенті	К	Ккал/ м <sup>2</sup> ч <sup>0</sup> С	$(\alpha_k + \alpha_n) / (1 + (\sum + 1 / x(\alpha_k + \alpha_n)))$	$(63,3+23)/(1+(1/3500)x(63,3+23))=75,1$
Шығу баспалдағының жылу тасмалдау теңдеуі бойынша жылу қабылдау	Q <sub>T</sub>	Ккал/ м <sup>3</sup>	$K * H_{B.CT.} * \Delta T / B_P$	$75,1 \times 544 \times 219 / 36690 = 244$

Осы орайда бұл қатынас Q<sub>T</sub> и Q<sub>б</sub> жоғары мәнге ие, 2% қарағанда ,газдың шығу температурасының қабылдайтын мәнін айқындау үшін қайта есептеу жүргіземіз.

Кесте

Шығу кезіндегі газдың температурасы	T <sup>11</sup>	°С	Қабылданған	720
Сондағы газдың энтальпиясы	I <sup>11</sup>	Ккал/кг	Сондай	3160
Баланс бойынша жылу қабылдағыштық	Q <sup>0</sup>	Ккал/м <sup>3</sup>	сондай	330
Шығу кезеңі үшін	Q <sub>вых</sub>			240
Қосымша жоғары беттік үшін	Q <sub>доп</sub>			53
Жоғарыға арналған.экономайзер	Q <sub>эк</sub>			37
Будың энтальпиясының өсуі	ΔI <sup>11</sup>	Ккал/кг	Q <sub>вых</sub> xB <sub>p</sub> /Д	$240 \times 36690 / 64 \times 10^3 = 14$
Будың кіру энтальпиясы	I <sub>п</sub> <sup>1</sup>	Ккал/кг	I <sub>п</sub> <sup>11</sup> - ΔI <sup>11</sup>	803
Будың кіру температура	T <sub>п</sub> <sup>1</sup>	°С	Қосымша бойынша 2	520
Будың орташа температурасы	T <sub>ср</sub> <sup>n</sup>	°С	$(T_{п}^1 + T_{п}^{11}) / 2$	$(520+540) / 2 = 530$
Газдың орташа температурасы	T <sub>ср</sub> <sup>г</sup>	°С	T <sup>1</sup> +T <sup>11</sup>	$(790+720) = 755$
Температуралық ағыны	ΔT	°С	$[(T^1 - T_{п}^1) - (T^{11} - T_{п}^{11})] / [\ln(T^1 - T_{п}^1) / (T^{11} - T_{п}^{11})]$	213
Жылу тасымалдаудағы жылу сіңіру теңдеуі	Q <sub>T</sub>	Ккал/м <sup>3</sup>	$K * H_{B.CT.} * \Delta T / B_P$	$75,2 \times 544 \times 213 / 36690 = 238$
жылу сіңіру қатынасы	Q <sub>T</sub> / Q <sub>б</sub>	%	Q <sub>T</sub> * 100 / Q <sub>вых</sub>	$238 \times 100 / 240 = 99$
Экранның кіру кезеңіндегі будың орташа температурасы.	T <sub>ср</sub>	°С	Қабылданған	400
Экрандағы беттік қыздыру	H <sub>эк.</sub>	м <sup>2</sup>	Құралмалық	71



			сипаттама	
Экрандағы жылу сіңіргіштік	$Q_T$	Ккал/м <sup>3</sup>	$K * H_{B.CT} * \Delta T / B_P$	$75,2 \times 71 \times (755 - 400) / 36690 = 51,7$
Қатынас	$Q_T : Q_T$	%	$Q_T \times 100 / Q_{доп}$	$51,7 \times 100 / 53 = 98$
Экономайзер ортасындағы және құбырдағы орташа температура	$T_{CP}^Э$	°C	Қабылданған	210
беттік қыздыру	$H_{ЭК}$	м <sup>2</sup>	Конструкциялық сипаттама	33
Жылу тасымалдаудың жылу сіңіргіштік теңдеуі	$Q_T$	Ккал/м <sup>3</sup>	$K * H_{ЭК} * \Delta T / B_P$	$75,2 \times 33 (755 - 210) / 36690 = 37$
жылу сіңіргіштік қатынасы	$Q_T : Q_б$	%	$Q_T * 100 / Q_{ЭК}$	$37 \times 100 / 37 = 100$

### б. Кіру кезеңі.

Кесте

Кірудегі газдың температурасы	$T^1$	°C	Алдыңғы есептерден	630
Кірудегі газдың энтальпиясы	$I^1$	Ккал/кг	сондай	3160
Шығу кезіндегі газдың температурасы	$T_G^{11}$	°C	қабылданған	550
Шығу кезіндегі газдың энтальпиясы	$I_G^{11}$	Ккал/кг	Кесте (i-s)-бойынша	2735
Баланс бойынша жылу сіңіргіштік	$Q^0$	Ккал/м <sup>3</sup>	$\varphi(I^1 - I_G^{11})$	$0,966 \times (3160 - 2736) = 423$
Бу қыздырғыш кіру кезеңінің жылу сіңіргіштік	$Q_{вых}$	Ккал/м <sup>3</sup>	қабылданған	277
Қосымша беттік қыздыру	$Q_{доп}$	Ккал/м <sup>3</sup>	сондай	83
Экономайзер құбырының жоғары жылу сіңіргіштігі	$Q_{ЭК}$	Ккал/м <sup>3</sup>	қабылданған	62
Будың шығу температурасы	$T_{II}^{11}$	°C	1 кезең есебінен алынған	510
Будың шығу энтальпиясы	$I_{II}^{11}$	Ккал/кг	сондай	803
Будың кіру температурасы	$T_{II}^1$	°C	Бұрылыс камера-сының есебінен алынған	482
Будың кіру энтальпиясы	$I_{II}^1$	Ккал/кг	сондай	780
Газдың орташа температурасы	$T_{CP}^G$	°C	$(T^{11} + T^1) / 2$	$(550 + 630) / 2 = 590$

Будың орташа температурасы	$T_{CP}^II$	$^{\circ}C$	$(T_{II}^I + T_{II}^{II})/2$	$(482+510)/2=496$
Температуралық ағын	$\Delta T_H$	$^{\circ}C$	$\frac{[(T_{II}^I - T_{II}^I) - (T_{II}^{II} - T_{II}^{II})]}{(\ln(T_{II}^I - T_{II}^I))/(T_{II}^{II} - T_{II}^{II})}$	$\frac{[(630 - 482) - (550 - 510)]}{[\ln(630 - 482)/(550 - 510)]} = 178$
Газдың өтіуіндегі жолдың қиылысы	$F_{II}$	$m^2$	Конструкторлық мәндер	61
Конвектордың жылу беру коэффициенті	$\alpha_K$	$Kcal/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$	Номограмма бойынша XII. [1]	$50 \times 1 \times 1 \times 0,96 = 48$
Газдың орташа жылдамдығы	$\omega_{II}$	$m/c$	$V_p * v_{II} * (T_{CP}^I + 273) / (3600 * F_{II} * 273)$	$36690 \times 12,5 \times (590 + 273) / (3600 \times 61 \times 273) = 7,1$
Будың өтіуіндегі жолдың қиылысы	$F_{II}$	$m^2$	Конструкторлық мәндер	0,13
Будың орташа жылдамдығы	$\omega_{II}$	$m/c$	$D * v_{CP} / (3600 * F_{II})$	$640000 \times 0,022 / (3600 \times 0,13) = 30$
Қабырғадан буға дейінгі жылу беру коэффициенті	$\alpha_2$	$Kcal/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$	№15, [1] Номограмма бойынша	$0,96 \times 3600 = 3456$
Ластану коэффициенті	$\Sigma$	$(m^2 \cdot ^{\circ}C) / Kcal$	7-58 бойынша қабылданды	0,0014
Кіру кезеңінің жоғары қыздыруы	$H_{BX}$	$m^2$	Конструкторлық мәндер	1140
Қабырғаның температурасы	$T_c$	$^{\circ}C$	$T_{CP}^{II} + (\Sigma + 1/\alpha_2) * Q_{BLYX} * V_p / H_{BX}$	$496 + (1/3456 + 0.0014) * 36690 * 277 / 1140 = 512$
Сәулеленген қабаттың нәтижелі қалыңдығы	$\delta$	$m$	Конструкторлық мәндер	0,243
Үш атомды газдың суммарлы жұту мүмкіндігі	$P_{II} \delta$	$m * ата$	$P * r_n * \delta$	$1 \times 0,27 \times 0,243 = 0,066$
Үш атомды газбен әлсіреген сәуле коэффициент	$K_I$	$1/(m \cdot ата)$	№3, Номограмма бойынша [1]	2,9
Шаңданған ағынның жұту күші	$K_p \delta$	$1/ата$	$K_I \times P_{II} \delta$	$2,9 \times 0,066 = 0,19$
Сәулелену арқылы жылу берудің коэффициент	$\alpha_L$	$Kcal/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$	Номограмма бойынша XIX, [1]	$0,154 \times 118 \times 0,95 = 17,3$
жылу берудің коэффициент	$K$	$Kcal/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$	$(\alpha_K + \alpha_L) / [1 + (\Sigma + 1/\alpha_2) * Q_{BLYX} * V_p / H_{BX}]$	$48 + 17,3 / [1 + (1/3456 + 0.0014)] * (48 + 17,3) = 63,4$
Жылу берудің теңдеуі бойынша кіру	$Q_T$			$63,4 \times 1140 \times 178 /$

кезеңіндегі жылу қабылдау		Ккал/м <sup>3</sup>	$K * H_{ЭК.} * \Delta T_H / B_P$	36690=367
жылу қабылдаудың қатынасы	$Q_T:$ $Q_6$	%	$Q_T * 100 / Q_{ВЫХ}$	367x100/277=133

Осы орайда жылу қабылдау қатынасы 2% көп, онда ілеспе газдардың өзге температурасын қабылдаймыз.

Кесте

Шығудағы газдың температурасы	$T_G^{11}$	<sup>0</sup> С	Қабылдай-мыз	610
Шығудағы газдың энтальпиясы	$I_G^{11}$	Ккал/кг	диаграмма i-S бойынша	2643
Баланс бойынша жылу қабылдау	$Q^0$	Ккал/м <sup>3</sup>	$\phi(I^1 - I^{11})$	0,996(3160-2643)=517
Қыздырғыштың кіру кезеңіндегі жылу қабылдау.	$Q_{ВЫХ}$	Ккал/м <sup>3</sup>	қабылданған	339
Жылу қабылдау қатынасындағы қосымша кезеңнің жылытуы	$Q_{ДОП}$	Ккал/м <sup>3</sup>	сондай	101
Экономайзерлер мен құбырлардағы жылу қабылдау	$Q_{ЭК.}$	Ккал/м <sup>3</sup>	сондай	76
Температуралық ағын	$\Delta T_H$	<sup>0</sup> С	$[(T_G^1 - T_H^1) - (T_G^{11} - T_H^{11})] / \ln(T_G^1 - T_H^1) / (T_G^{11} - T_H^{11})$	(630-482)-(610-510) / ln(148/100)=169
Жылу тасымалдау қатынасындағы жылу қабылдау	$Q_T$	Ккал/м <sup>3</sup>	$K * H_{ЭК.} * \Delta T_H / B_P$	63,4*1140*169 / 36690=333
Кіру кезеңіндегі экрандағы будың орташа температурасы	$T_{CP.П.}^{\ominus}$	<sup>0</sup> С	Қабылданған	268
Кіру кезеңіндегі экрандағы беттік жылыту	$H_{ВХ}^{\ominus}$	м <sup>2</sup>	Конструкторлық сипаттама	135
Жылу тасымалдау теңдеуіндегі жылу қабылдау	$Q_T$	Ккал/м <sup>3</sup>	$K * H_{ВХ}^{\ominus} * \Delta T / B_P$	63,4*135(676-268) / 36690=99,2
жылу қабылдау қатынасы	$Q_T / Q_T$	%	$Q_T * 100 / Q_{ВЫХ}$	99,2x100/101=99,2
Экономикалық құбырлардағы ортаның орташа температурасы	$T_{CP}^{\ominus}$	<sup>0</sup> С	қабылданған	103
Экономайзерлы құбырлардағы беттік жылыту	$H_{ЭК}$	м <sup>2</sup>	Конструкторлық сипаттама	73

Жылу тасымалдау теңдеуіндегі дәл осындай жылу қабылдау	$Q_T$	Ккал/м <sup>3</sup>	$K * H_{ЭК} * \Delta T / B_p$	63,4x73(676-103)/36690=74,6
жылу қабылдау қатынасы	$Q_T/Q_6$	%	$Q_T * 100 / Q_{ВЫХ}$	74,6x100/76=98,8

$Q_T$  и  $Q_6$  мәндері кіру кезеңіндегі барлық беттік жылыту рұқсат етілген 2% шамасына қарағанда төменділігімен ерекшеленеді.

### Бу генераторының сулық экономайзерінің есебі.

Кесте

Кірудегі газдың температурасы	$T_G^1$	°C	п/п кіру кезеңіндегі есептен алынған.	610
Кірудегі газдың энтальпиясы	$I_G^1$	Ккал/кг	сондай	2643
Шығудағы газдың температурасы	$T_G^{11}$	°C	қабылданған	350
Шығудағы газдың энтальпиясы	$I_U^{11}$	Ккал/кг	i-S диаграмма бойынша	1498
Баланс бойына жылу қабылдау	$Q^0$	Ккал/м <sup>3</sup>	$\varphi(I_G^1 - I_G^{11})$	0,966(2643-1498)=1140
Кірудегі судың температурасы	$T_B^1$	°C	қабылданған	238
Кірудегі судың энтальпиясы	$I_B^1$	Ккал/кг	Қосымша бойынша2	243
Экономайзердегі судың энтальпиясының өсуі	$\Delta I_B^{ЭК.}$	Ккал/кг	$B_p * Q^0 / D$	36690*1140/640000=66
Шығудағы судың энтальпиясы	$I_B^{11}$	Ккал/кг	$I_B^1 + \Delta I_B^{ЭК.}$	243+66=309
экономайзерден шығудағы судың температурасы	$T_B^{11}$	°C	Қосымша бойынша2	310
Газдың орташа температурасы	$T_{CP}^G$	°C	$(T_G^1 + T_G^{11}) / 2$	(610+350)/2=480
Судың орташа температурасы	$T_{CP}^B$	°C	$(T_B^1 + T_B^{11}) / 2$	(243+310)/2=276,5
Температуралық ағын	$\Delta T_{ЭК}$	°C	$\frac{[(T_G^1 - T_B^{11}) - (T_G^{11} - T_B^1)]}{\ln \frac{T_G^1 - T_B^{11}}{T_G^{11} - T_B^1}}$	$\frac{(610 - 310) - (350 - 243)}{\ln \frac{610 - 310}{350 - 243}} = 194$
Газдың орташа жылдамдығы	$w_G$	м/с	$B_p * v_G * (T_{CP}^G + 273) / 3600 * F_G * 273$	$36690 \times 12,7 \times (480 + 273) / 3600 \times 51 \times 273 = 7,1$
Газ жолының өту қиылысының жолы	$F_G$	м <sup>2</sup>	Құралмалық мәліметтер	51

конвекцияның жылу беру коэффициенті	$\alpha_k$	Ккал/ (м <sup>2</sup> ч °С	номограмма бойынша XII. [1]	59*1,05*1,5*1,1=88,7
Сәулеленген қабаттың нәтижелі қалыңдығы	$\delta$	м	Құралмалық мәндер	0,163
3-тәсілдің суммарлы сіңіргіштігі	$P_n \delta$	м*ата	$P * \Gamma_n * \delta$	0.262*0.163= 0.042

### Регенеративті ауа жылытқыштың есебі.

#### а. Ыстық бөлім.

Кесте

Кірудегі ауа температурасы	$T_B^{11}$	°С	қабылданған	300
Кірудегі ыстық судың энтальпиясы	$I_B^{11}$	Ккал/кг	i-S диаграмма бойынша	970
Кірудегі ауаның мардымсыз шығыны	$\Delta\alpha_T$	-----	Есепке сәйкес	1,28
Ауаны сору	$\Delta\alpha$	-----	РН 4-06	0,2
Кірудегі ауа температурасы	$T_B^1$	°С	Болжамды қабылдау	100
Кірудегі ауа энтальпиясы	$i_B^1$	Ккал/кг	i-S диаграмма бойынша	372
Кірудегі газдың энтальпиясы	$I_G^1$	Ккал/кг	Үнемдегіш есебі бойынша	1766
Кірудегі газдың температурасы	$T_G^1$	°С	сондай	410
Баланс бойынша ыстық бөлімнің жылу қабылдауы	$Q_{г.ч.}$	Ккал/м <sup>3</sup>	$(\Delta\alpha_T + \Delta\alpha / 2)(I_B^{11} - i_B^1)$	$(1.28 + 0.2 / 2)(970 - 372) = 826$
Шығу кезіндегі газдың темпеаратурасы	$T_G^{11}$	°С	Кесте бойынша	294
Шығу кезіндегі газдың энтальпиясы	$I_G^{11}$	Ккал/кг	$I_G^1 - Q_{г.ч.} / (\varphi + \Delta\alpha / 2)$ $I * I_B^{11}$	$1766 - 826 / 0,966 + 0,2 / 2 * 970 = 1035$
Газдың орташа температурасы	$T_{CP}^G$	°С	$(T_G^1 + T_G^{11}) / 2$	$(410 + 294) / 2 = 351$
Ауаның орташа температурасы	$T_{CP}^B$	°С	$(T_B^1 + T_B^{11}) / 2$	$(100 + 300) = 200$
Орташа ағын температурас	$\Delta T_{CP}^H$	°С	$T_{CP}^G - T_{CP}^B$	$351 - 200 = 151$
Қабырғаның орташа температурасы	$T_{CP}^{CT}$	°С	$(T_{CP}^G + T_{CP}^B) / 2$	$(351 + 200) / 2 = 275$
Газдың өту үшін арналған ағыс	$F_G$	м <sup>2</sup>	Құралмалық сипаттама	$9,7 * 2 = 19,4$
Ауаның өту үшін арналған ағыс	$F_B$	м <sup>2</sup>	сондай	$6,7 * 2 = 13,4$

Газдың орташа жылдамдығы	$w_r$	м/с	$V_p V_r (T_{cp} + 273) / 3600 \times 273 \times F_r$	$36690 \times 13 \times (351 + 273) / 3600 \times 273 \times 19,4 = 15,7$
Ауаның орташа жылдамдығы	$w_B$	м/с	$V_p V_B \Delta \alpha_T (T_{CP}^B + 273) / 3600 \times 273 \times f_B$	$36690 \times 10,8 \times 1,38 \times 473 / 3600 \times 273 \times 13 = 17,6$
Газдан қабырғаға дейінгі жылу беру коэффициенті	$\alpha_{CT}^r$	Ккал/( $m^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{C}$ )	Номограмма бойынша XVIII. [1]	$58,4 \times 1,04 = 61$
Ауадан қабырғаға дейінгі жылу беру коэффициенті	$\alpha_B^{CT}$	Ккал/( $m^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{C}$ )	Номограмма бойынша XVIII. [1]	$70 \times 0,92 = 64$
Пайдалану коэффициенті	$\lambda$	-----	Кесте бойынша	0,8
Жылу тасымалдау коэффициенті	K	Ккал/( $m^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{C}$ )	$\lambda / (1 / \alpha_{CT}^r x + 1 / \alpha_B^{CT} x)$	$0,8 / (1 / 61 \times 0,455 + 1 / 64 \times 0,455) = 11,4$
РВП беттік қыздыру	$H_{рвп}$	$m^2$	$H_{рвп} \times 2$	$8947 \times 2 = 17896$
Жылу тасымалдаудағы ыстық бөлімінің теңдеуі бойынша жылу қабылдау	$Q_T$	Ккал/ $m^3$	$K \times H_{рвп} \times \Delta T_{CP}^H / V_p$	$11,4 \times 17896 \times 151 / 36690 = 816$
жылу қабылдау қатынасы	$Q_T / Q_6$	%	$Q_T \times 100 / Q_{г.ч.}$	$816 \times 100 / 826 = 98,79$

### б. Салқын бөлім.

Шығу кезіндегі ауаның температурасы	$T_B^{11}$	$^{\circ}\text{C}$	Ыстық бөлім есебінен алынған	100
Шығу кезіндегі ауаның энтальпиясы	$I_B^{11}$	Ккал/кг	i-S диаграмма бойынша	373
Қарастырылған шығын	$\alpha$	Кг/ $m^3$	сондай	1,28
Ауаны сору	$\Delta \alpha$	Кг/ $m^3$	РН-06	0,2
Кіру кезіндегі ауаның температурасы	$T_B^1$	$^{\circ}\text{C}$	Берілген	20
Кіру кезіндегі ауаның энтальпиясы	$I_B^1$	Ккал/кг	i-S диаграмма бойынша	64
Кіру кезіндегі газдың энтальпиясы	$I_r^1$	Ккал/кг	Ыстық бөлім есебінен алынған	1035
Кіру кезіндегі газдың температурасы	$T_r^1$	$^{\circ}\text{C}$	сондай	294
Шығу кезіндегі газдың температурасы	$T_r^{11}$	$^{\circ}\text{C}$	i-S диаграмма бойынша	133
Шығу кезіндегі газдың энтальпиясы	$I_r^{11}$	Ккал/кг	$I_r^1 - Q^0 / \varphi + \Delta \alpha \times 372 / 2$	$1035 - 426 / 0,996 + 0,2 \times 372 / 2 = 570$
Баланс бойынша жылу қабылдау	$Q^0$	Ккал/ $m^3$	$\alpha (I_B^{11} - I_B^1)$	$1,28 \times (373 - 64) = 396$
Газдың орташа температурасы	$T_{CP}^r$	$^{\circ}\text{C}$		$(294 + 133) / 2 = 214$

			$(T_G^1 + T_G^{11})/2$	
Ауаның орташа температурасы	$T_{CP}^B$	$^0C$	$(T_B^1 + T_B^{11})/2$	$(20+100)/2=60$
Ағынның орташа температурасы	$\Delta T_{CP}^H$	$^0C$	$T_{CP}^G - T_{CP}^B$	$214-60=154$
Қабырғаның орташа температурасы	$T_{CP}^{CT}$	$^0C$	$(T_{CP}^G + T_{CP}^B)/2$	$(214+60)/2=137$
Газдың өту үшін арналған ағыс	$F_G$	$m^2$	Құралмалық сипаттама	$8,6 \times 2 = 17,7$
Газдың орташа жылдамдығы	$w_G$	$m/c$	$B_p V_G (T_{CP}^G + 273) / 3600 * 273 * F_G$	$36690 \times 13,7 (214+273) / 3600 \times 273 \times 17,7 = 14,2$
Ауаның өту үшін арналған ағыс	$f_B$	$m^2$	Құралмалық мәндер	$2 \times 6,1 = 12,2$
Ауаның орташа жылдамдығы	$w_B$	$m/c$	$B_p V_B * \alpha (T_B^{11} + 273) / 3600 * 273 * f_B$	$36690 \times 10,1 \times 1,28 \times 333 / 3600 \times 273 \times 12,2 = 13,8$
Газдың қабырғаға жылу беру коэффициенті	$\alpha_{CT}^G$	$Kcal/(m^2 * ч * ^0C)$	Номограммабойынша XVIII, [1]	$64 * 102 = 65,3$
Қабырғадан ауаға жылу беру коэффициенті	$\alpha_B^{CT}$	$Kcal/(m^2 * ч * ^0C)$	сондай	$70 * 0,96 = 67,2$
Жылу тасымалдау коэффициенті	$K$	$Kcal/(m^2 * ч * ^0C)$	$\alpha / (1/\alpha_{CT}^G x + 1/\alpha_B^{CT} x)$	$0,8 / (1/65,3 * 0,445 + 1/67,2 * 0,445) = 13$
Қыздыру беті	$H_H$	$m^2$	$H * 2$	$3867 * 2 = 7734$
Жылу тасымалдау теңдеуі бойынша жылу қабылдау	$Q_T$	$Kcal/m^3$	$K * H_H * \Delta T_{CP}^H / B_p$	$13 * 7734 * 154 / 36690 = 416$
жылу қабылдау қатынасы	$Q_T / Q_6$	%	$Q_T * 100 / Q_6^0$	$416 * 100 / 426 = 98$

### Жылулық балансты тексеру.

Кесте

Кеткен газбен бірге жылудың жоғалуы	$Q_2$	%	$(I_{yx} - \alpha_{yx} i_{XB}) (100 - q_4)$	$(644,2 - 1,33 \times 64) 10 / 8200 = 6,8$
Жылулық жоғалудың суммасы	$\sum q$	%	$Q_2 + q_3 + q_5$	$6,8 + 0,5 + 0,4 = 7,7$
Бу генераторының ПӘК	$\eta_{п.г.}$	%	$100 - \sum q$	$100 - 7,7 = 92,3$
Отынның есептік шығыны	$B_p$	$m^3/ч$	$Q_{п.г.} * 100 / (Q_p^H * \eta_{п.г.})$	$373 * 10^6 * 10^2 / (8200 * 92,3) = 49300$
Ошаққа ауа мен жылуды енгізу	$Q_B$	$Kcal/m^3$	$\alpha_B * I_{GB}^0 + i_{XB}$	$1,1 * 970 * 64 = 1131$

Отын жағудағы пайдалы жылуының бөлінуі	$Q_T$	Ккал/м <sup>3</sup>	$Q_p(100-q_3)/100+Q_B$	8200(100-0.5)/100 +1131=9290
Сәулелену әсерінен отынның жылу қабылдау мөлшері	$Q_T^L$	Ккал/м <sup>3</sup>	$\varphi(Q_T - I_T^{11})$	0,966(9290-5330)= =3944
Жылу балансының жеткіліксіздігі	$\sum Q$	Ккал/м <sup>3</sup>	$Q_p * \eta_{п.к.} - (Q_T^L + Q_{ПК}^0 + Q_{КП.вых.}^0 + Q_{К.Пех.}^0 + Q_{В.ЭК.}^0 + Q_{РВИ}^0)$	8200*0.923-(3944 +294+333+516+1526+87)=85,6
Относительная невязка Баланстың жеткіліксіздікке қатысы	$\sum Q/$	%	$\sum Q/ Q_p * 100$	85,6*100/8200=1,04

### Тапсырма

#### Станцияның техника экономикалық көрсеткіштері

	Белгіленуі	Өлшем бірлігі	ПТ-60/75-130/13	ПТ-135/160-130-15	Т-100/120-130	Т-50/60-130	Р-50-130-13	Р-40-130-13	ПТ-80/100-130/13
Электр қуаты: Номиналдық	$N_H$	МВт	60	135	105	50	50	40	80
Максималдық	$N_M$	МВт	75	165	120	60	60	50	100
Шығырға кеткен бу шығыны: Номиналдық	$D_{Т}^H$	т/ч	350	750	460	245,2	370	370	450
Максималдық	$D_{Т}^M$	т/ч	392	760	465,1	260	480	480	470
Расход пара на производственные цели, отопление.	$D_{п}^{HO}$ $D_{от}^H$	т/ч т/ч	100 140	210 320	310	174	332	332	185 130
Отпуск теплоты на производственные цели, отопление.	$Q_{п}^{HO}$ $Q_{от}^{HO}$	ГДж/ч ГДж/ч	220 364	461 832	685	385	983,4	983,4	481 280
Отын жануының түрі			Газ	Газ	Газ	Газ	Газ	Газ	Газ
Технологиялық байланыс сұлбасы			Поперечные связи	Блочныe связи	Поперечные связи	Поперечные связи	Поперечные связи	Поперечные связи	Поперечные связи

ТЭЦ-тің қуаты:  $N = 440$  МВт.



## Пайланган әдебиеттер

1. Рыжкин В.А. № ӨТепловые электрические станции. М. Энергоатомиздат
2. Методические указания для дипломного проектирования по выбору основного и вспомогательного оборудования.
3. Методические указания по расчету ТЭЦ для дипломного проектирования, Иванова ВЗЭТ, 1984.
4. Смирнов А.Д., Антипов К.М. «Справочная книжка энергетика», М. Энергоатомиздат, 1984.
5. Правила техники безопасности при эксплуатации тепломеханического оборудования, М. Энергоатомиздат, 1985.
6. Жабо В.В. «Охрана окружающей среды на ТЭС», М. Энергоатомиздат, 1992.
7. Малочек В.А. «Ремонт паровых турбин», М. Энергия, 1968.
8. Прузнер С.Л. «Экономика, организация и планирование энергетического производства», М. Энергия, 1984.

## МАЗМУНЫ

1.Кіріспе .....	3
2.Жұлулық сұлбаның есебі.....	4
3.Регенеративті сұлбаның шығыны.....	6
4.Жылулық экономикалық көрсеткіш.....	9
5.Регенеративті сызбаны есептеу.....	10
6.Бу генераторының жылулық шығыны. Жану өнімдері мен ауа көлемінің энтальпиясының есептеу.....	14
7.Тапсырма. Станцияның техника экономикалық көрсеткіштері.....	32
8.Пайдаланған әдебиеттер.....	33

Пішімі 60x84 1/12  
Көлемі 35 бет 3 шартты баспа табағы  
Таралымы 20 дана.  
Ш.Есенов атындағы КМТЖИУ  
Редакциялық - баспа бөлімінде басылды.  
Ақтау қаласы, 27 ш/а.