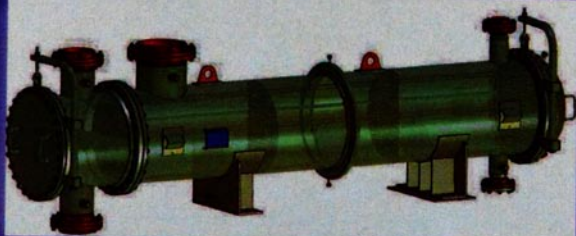


AZƏRBAYCAN DÖVLƏT NEFT VƏ  
SƏNAYE UNİVERSİTETİ

*Mürşüdlü Ç.C., Məmmədov Q.Ə.*

# İSTİLİK APARATLARI

DƏRS VƏSAİTİ



BAKI 2018

**Azərbaycan Dövlət Neft və Sənaye Universiteti**

---

---

**Mürşüdüli Ç.C., Məmmədov Q.Ə.**

# **İSTİLİK APARATLARI**

**Dərs vəsaiti**

Azərbaycan Dövlət Neft və Sənaye  
Universiteti təsdiq etmişdir.  
Əmr №01-I/02, 17 yanvar 2018-ci il

**BAKI – 2018**

UOT 66.042.88:536.24/66.041.454

**Mürşüdüli Ç.C., Məmmədov Q.Ə.** İstilik aparatları. Dərs vəsaiti. Bakı, ADNSU-nin nəşri, 2018, 382 səh.

**Redaktor: Mürşüdüli Ç.C.** – ADNSU-nin “Neft-qaz avadanlığı” kafedrasının dosenti, texnika elmləri namizədi.

**Rəy verənlər:**

*AMEA-nın həqiqi üzvü, akademik Əliyev A.M.* – Kataliz və Qeyri-üzvi Kimya İnstitutunun şöbə müdiri.

*T. e. d., prof. Həsənov Ə.A.* – ADNSU - nun “Neft - kimya texnologiyası və sənaye ekologiyası” kafedrasının müdiri;

İstilikötürmənin nəzəri məsələləri araşdırılmış, istilik mübadiləsi aparatlarının təsnifatı, konstruksiyaları, onların texnoloji, konstruktiv, mexaniki və hidravliki hesablamaları, effektivliklərinin yüksəldilməsi məsələlərinə baxılmışdır.

Borulu sobaların təsnifatı və konstruksiyaları verilmiş, müasir sobalara irəli sürülən ekoloji və təhlükəsizlik tələbləri və onların həlli yolları üzərində dayanılmışdır. Sobanın radiasiya və konveksiya bölmələrinin istilik-texnoloji hesablamaları aparılmış, ilanvarı boruların hidravliki hesabı və sobada sorma məsələləri, istismarının enerji effektivliyi və təkmilləşdirilməsi istiqamətləri işıqlandırılmışdır.

Nəzəri materialların dərinlən mənimsənilməsi və alınmış biliyin möhkəmləndirilməsi üçün məsələlər həlli verilmişdir.

Soraq xarakterli məlumatlar əlavələrdə öz əksini tapmışdır.

Dərslük 050625 və 060625 – “Texnoloji maşın və avadanlıqlar mühəndisliyi”, 050641 və 060641 – “Kimya mühəndisliyi” ixtisasları üzrə bakalavr və magistr pillələrində təhsil alan tələbələr üçün nəzərdə tutulmuşdur. İstehsalatda və elmi-layihə müəssisələrində işləyən mütəxəssislər üçün də faydalı ola bilər.

Kitabda 19 cədvəl, 170 şəkil verilmiş və 27 adda ədəbiyyatdan istifadə edilmişdir.

## MÜNDƏRİCAT

Giriş .....	5
<b>BÖLMƏ 1. İSTİLİKÖTÜRMƏNİN ƏSASLARI .....</b>	<b>7</b>
Əsas şərti işarələr .....	7
1.1. İstiliyin ötürülmə üsulları və əsas anlayışlar .....	9
1.2. İstilikkeçirmə. Furiye qanunu .....	11
1.3. İstilikvermə. Nyuton qanunu .....	18
1.4. Şüalanma ilə istiliyin ötürülməsi .....	26
1.5. İstilikötürmə.....	32
<b>BÖLMƏ 2. İSTİLİK MÜBADİLƏSİ APARATLARI .....</b>	<b>36</b>
Əsas şərti işarələr .....	36
2.1. İstilikdəyişdiricilərin təsnifatı .....	39
2.2. İstilikdaşıyıcılar və onların xassələri .....	42
2.3. Gövdə-borulu istilikdəyişdiricilər .....	46
2.3.1. Tərpənməz boru şəbəkəli istilikdəyişdiricilər .....	46
2.3.2. Gövdəsində temperatur kompensatoru olan aparatlar .....	51
2.3.3. U-varı boruları olan istilikdəyişdiricilər .....	53
2.3.4. Üzən başlıqlı istilikdəyişdirici aparatlar .....	56
2.3.5. Buxar fəzalı qaynadıcılar .....	62
2.3.6. Termosifon istilikdəyişdirici aparatlar .....	64
2.3.7. Gövdə-borulu istilikdəyişdirici aparatların düyünləri .....	67
2.3.8. Gövdə-borulu aparatların istilik hesabı .....	83
2.3.9. İstilikdəyişdiricilərin konstruktiv hesabı .....	95
2.3.10. İstilikdəyişdirici elementlərinin mexaniki hesabı .....	96
2.3.11. İstilikdəyişdiricinin hidravliki müqavimətinin tapılması ..	105
2.3.12. Gövdə-borulu istilikdəyişdiricilərə aid məsələlər həlli .....	108
2.4. «Boru-boruda» tipli istilikdəyişdirici aparatlar .....	129
2.5. Hava ilə soyudan aparatlar .....	135
2.5.1. Hava ilə soyudan aparatın hesabının xüsusiyyətləri .....	143
2.5.2. HSA-ın hesabına aid məsələ həlli .....	144
2.6. Suvarılan istilikdəyişdiricilər .....	151
2.7. Batırılmış borulu istilikdəyişdiricilər .....	152
2.8. Burulmuş borulu istilikdəyişdiricilər .....	155
2.9. Vərəq materialdan hazırlanan istilikdəyişdiricilər .....	155
2.9.1. Löv həli istilikdəyişdiricilər .....	156
2.9.2. Löv həli istilikdəyişdiriciyə aid məsələ həlli .....	166
2.9.3. Spiral istilikdəyişdiricilər .....	171

2.9.4. Spiral istilikdəyişdiriciyə aid məsələ həlli .....	176
2.10. Qeyri-metaldan hazırlanan istilikdəyişdiricilər .....	180
2.10.1. Bloklı qrafıt istilikdəyişdiricilər .....	183
2.11. Aparatların istilikdəyişdirici quruluşları .....	185
2.12. Regenerativ tipli istilikdəyişdiricilər .....	190
2.13. Qarışdırıcı tipli istilikdəyişdiricilər .....	195
2.14. İstilik mübadiləsinin intensivləşdirilməsi.....	206
2.14.1. İstilikdəyişdiricilərin effektivliklərinin müqayisəsi .....	206
2.14.2. Aparatların effektivliklərinin yüksəldilməsi metodları ....	209
<b>BÖLMƏ 3. BORULU SOBALAR .....</b>	<b>226</b>
Əsas şərti işarələr .....	226
3.1. Borulu sobaların məqsədi və təsnifatı .....	229
3.2. Borulu sobanın işinin əsas göstəriciləri .....	234
3.3. Xammalın qızdırılması üçün borulu sobalar .....	237
3.4. Destruktiv çevrilmələr üçün borulu sobalar .....	253
3.5. Borulu sobaların əsas elementləri .....	263
3.5.1. İlanvarı borular .....	264
3.5.2. Odadavamlı hörgü .....	273
3.5.3. Özüllər və metal karkaslar .....	279
3.5.4. Yanacaq-yandırma quruluşları .....	281
3.5.5. Qarniturlar .....	297
3.5.6. Tüstüçıxaran sistemlər .....	302
3.5.7. İstilikdən istifadə edilmə sistemləri .....	302
3.6. Borulu sobanın istilik-texnoloji hesabı .....	317
3.6.1. Yanma prosesinin hesabı .....	317
3.6.2. Sobanın faydalı istilik gücü və yanacaq sərfi .....	327
3.6.3. Sobanın f.i.ə. ....	328
3.6.4. Radiasiya bölməsinin hesabı .....	330
3.6.5. Konveksiya bölməsinin hesabı .....	339
3.6.6. Borulu sobanın texnoloji hesabına aid məsələ həlli .....	344
3.6.7. Borulu sobanın istilik hesabına müasir yanaşmalar .....	351
3.7. İlanvarı boruda təzyiq itkisinin hesabı .....	352
3.8. Qaz müqaviməti və sorma .....	361
3.9. Borulu sobanın istismarının enerji effektivliyi .....	364
3.10. Borulu sobanın təkilləşdirilməsinin istiqamətləri .....	368
İstifadə edilmiş ədəbiyyat .....	373
Əlavələr .....	375

## GİRİŞ

Neft emalı və kimya istehsalının müasir texniki səviyyəsi, eləcə də yeni texnoloji proseslərin istehsalatda tətbiqi, parametrlərin geniş hədlərində istismar edilən olduqca müxtəlif konstruksiyalı maşın və avadanlıqlardan istifadə etməyi tələb edir.

Magistr pilləsində təhsilini başa vurmuş mütəxəssis neft - qaz emalı və kimya istehsalı maşın və avadanlıqlarının konstruksiya edilməsi, istismarı, təmiri və modernləşdirilməsi məsələləri sahəsində peşəkar biliyə və hərtərəfli erudisiyaya malik olmaqla yanaşı, müasir texnologiyalara əsaslanan yeni avadanlıqların işlənilməsi üçün elmi-tədqiqat işlərinin aparılması metodlarını da bilməlidir.

Bununla əlaqədar olaraq, maşın və avadanlıqların konstruksiyalarının və tətbiq sahələrinin müqayisəli analizi, onların konstruksiya edilməsi və hesabı metodlarının öyrənilməsi böyük əhəmiyyət kəsb edir.

Neft emalı və kimya müəssisələri mürəkkəb enerjitutumlu kimyəvi-texnoloji sistemlərdir. İstilik aparatları texnoloji avadanlıqların əhəmiyyətli hissəsini təşkil edirlər. Belə ki, onların neft emalı və neft-kimya sənayesində xüsusi çəkisi təqribən 50% təşkil edir. Bu onunla izah olunur ki, kimya texnologiyasının, demək olar ki, bütün əsas prosesləri istilik verilməsi və alınması ilə əlaqədirlər.

Müxtəlif konstruksiyalı istilik aparatlarının tip, ölçü, parametr və material üzrə geniş nomenklaturası istilik mübadiləsinin konkret şəraiti üçün əsas göstəricilərə görə optimal aparat seçməyə imkan verir. Bu sahədə ən mühüm məsələlər kimi yeni yüksək effektiv istilik aparatlarının işlənilməsi və tətbiq edilməsini, qurğulardan çıxan axınların enerjilərindən tam istifadə olunmasını, avadanlıqların metal tutumluluğunun azaldılmasını və onun etibarlılığının, eləcə də təmirəyararlılığının yüksəldilməsini qeyd etmək olar.

Müxtəlif məqsədli borulu sobalar, əksər texnoloji qurğuların əsas qızdırıcı aparatları olmaqla, neft emalı və neft-kimya müəssisələrində mühüm əhəmiyyətə malikdirlər. Müasir borulu sobalar yığcam olmaqla yanaşı, yanacaqın yanmasından alınan istilikdən yüksək effektiv istifadə edilməsini təmin etməli, ekoloji və təhlükəsizlik tələblərinə cavab verməlidirlər.

İstilik aparatlarının hesabında proqram məhsullarının tətbiq edilməsi, onların layihələndirilməsinin mühüm mərhələsinə yanaşmanı xeyli dəyişmişdir. Bununla əlaqədar olaraq, mütəxəssislərin erudisiyasına və biliyinə tələbat yüksəlmişdir.

Təqdim olunan dərs vəsaiti neft-qaz emalında və kimya istehsalında geniş yayılmış istilik aparatlarına həsr edilmişdir.

Dərs vəsaiti üç bölmədən ibarətdir. Öncə istilikötürmənin nəzəri məsələləri üzərində dayanılır. İkinci bölmədə istilik mübadiləsi aparatlarının konstruksiyaları və effektivliklərinin yüksəldilməsi, istilik-texnoloji, konstruktiv, mexaniki və hidravliki hesabı verilir. Sonuncu bölmə borulu sobaların təsnifatı və konstruksiyalarına, istilik-texnoloji hesabına, müasir sobalara qoyulan ekoloji və təhlükəsizlik tələbləri və onların həlli yollarına, sobanın istismarının enerji effektivliyinin yüksəldilməsinə həsr olunmuşdur.

Dərs vəsaiti 060625 – “Texnoloji maşın və avadanlıqlar mühəndisliyi” ixtisasının “Neft emalı və kimya istehsalının maşın və avadanlıqları” ixtisaslaşması üzrə magistr pilləsində tədris edilən “İstilik aparatları” fənninin proqramına uyğun yazılmışdır. Dərs vəsaiti 060641 ixtisası üzrə magistr, 050625 və 050641 ixtisasları üzrə bakalavr pillələrində təhsil alan tələbələr, eləcə də neft-qaz emalı və kimya istehsalı müəssisələrinin və layihə təşkilatlarının mühəndis-texniki işçiləri üçün də faydalıdır.

Nəzəri materialların və hesablama metodlarının istifadə edilməsini öyrətmək məqsədilə məsələlərin həlli verilmişdir.

Məlumat xarakterli materiallar əlavələrdə göstərilmişdir.

# BÖLMƏ 1. İSTİLİKÖTÜRMƏNİN ƏSASLARI

## Əsas şərti işarələr:

- $Q$  – istilik axını, C/s, Vt;  
 $Q_{1-2}$  – birinci səthdən, ikinci səthə şüalanma ilə verilmiş istilik axını, Vt;  
 $Q_{q-div}$  – qaz həcmi və divar arasında şüalanma ilə verilmiş istilik axını, Vt;  
 $Q_d$  – cismin səthinə düşən şüa enerjisinin ümumi axını, Vt;  
 $Q_w, Q_{\rho}$  – cisim tərəfindən udulan və əks olunan şüa enerjiləri axını, Vt  
 $Q_k$  – cismin içindən keçən şüa enerjisi axını, Vt;  
 $q$  – xüsusi istilik axını; istilik axımının sıxlığı, C/(m<sup>2</sup>·s), Vt/m<sup>2</sup>;  
 $q_{1-2}$  – şüalandırma ilə 1-ci cisimdən 2-ciyə ötürülən xüsusi istilik axını, Vt/m<sup>2</sup>;  
 $\lambda$  – istilikkeçirmə əmsalı, C/(m·s·°C), Vt/(m·°C); şüalanma dalğasının uzunluğu, mkm;  
 $\lambda_0$  – 0°C-də materialın istilikkeçirmə əmsalı, C/(m·s·°C), Vt/(m·°C);  
 $A$  – istilik mübadiləsi səthi, m<sup>2</sup>;  
 $A_e$  – ekvivalent səth, m<sup>2</sup>;  
 $A_x, A_d$  – silindrin xarici və daxili səthləri, m<sup>2</sup>;  
 $A_{x.q.}$  – qabırğalı boruların tam xarici səthi, m<sup>2</sup>;  
 $A_{div}$  – divarın səthinin sahəsi, m<sup>2</sup>;  
 $t$  – temperatur, °C;  
 $\Delta t$  – temperaturlar fərqi, °C;  
 $t_{or.}$  – sərhəd qatının orta temperaturu, °C;  
 $t_{k.or.}$  – kondensat təbəqəsinin orta temperaturu, °C;  
 $t_{div}$  – divarın temperaturu, °C;  
 $t_m$  – mühitin temperaturu, °C;  
 $T$  – temperatur, K;  
 $T_0$  – 273K;  
 $T_{qay.}$  – qaynama temperaturu, K;  
 $T_q, T_{div}$  – qaz və divar səthinin orta temperaturları, K;  
 $\gamma$  – temperatur əmsalı, 1/°C;  
 $a$  – mayenin temperaturkeçirmə əmsalı, m<sup>2</sup>/s;  
 $\rho$  – sıxlıq, kq/m<sup>3</sup>;  
 $\rho_{15}^{15}, \rho_4^{20}$  – nisbi sıxlıqlar;  
 $\rho_b, \rho_{b.o.}$  – işçi və atmosfer təzyiqlərində buxarın sıxlığı kq/m<sup>3</sup>;  
 $g$  – sərbəst düşmə təcili, m/s<sup>2</sup>;  
 $\delta$  – divarın qalınlığı, m;  
 $\lambda/\delta$  – divarın istilikkeçiriciliyi, C/(m<sup>2</sup>·s·°C), Vt/(m<sup>2</sup>·°C);  
 $\delta/\lambda$  – divarın termiki müqaviməti, (m<sup>2</sup>·s·°C)/C, (m<sup>2</sup>·°C)/Vt;  
 $r_i$  – boru divarının və çirkərin termiki müqavimətləri, (m<sup>2</sup>·s·°C)/C, (m<sup>2</sup>·°C)/Vt;



$d_b, d, d_x$  – borunun daxili, istənilən və xarici diametrləri, m;  
 $d_e$  – ekvivalent diametr, m;  
 $r_b, r, r_x$  – borunun daxili, istənilən və xarici radiusları, m;  
 $r_1, r_2$  – sferanın daxili və xarici radiusları, m;  
 $l$  – xarakterik xətti ölçü; uzunluq, m;  
 $Nu, Pr, Gr, Re$  – Nüsel, Prandtl, Qrasqof, Reynolds kriteriləri;  
 $\alpha$  – istilikvermə əmsalı,  $C/(m^2 \cdot s \cdot ^\circ C)$ ,  $Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  
 $\alpha_q$  – xarici mühitdən qabırğaya istilikvermə əmsalı,  $C/(m^2 \cdot s \cdot ^\circ C)$ ,  $Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  
 $\mu$  və  $\nu$  – dinamik özlülük, (Pa·s) və kinematik özlülük,  $m^2/s$ ;  
 $\mu_d$  – divarın temperaturunda mühitin dinamik özlülüüyü, (Pa·s);  
 $c_p$  – xüsusi istilik tutumu,  $C/(kq \cdot ^\circ C)$ ;  
 $w$  – axının hərəkət sürəti, m/s;  
 $\tau$  – vaxt, zaman, s;  
 $D$  – gövdənin diametri, m;  
 $D_q$  – qabırğanın diametri, m;  
 $D_{sp.}$  – spiral boru dolağının diametri, m;  
 $t_q$  – qabırğalararası addım, mm;  
 $\sigma$  – səthi gərilmə, N/m,  $kq/s^2$ ;  
 $r_{bux.}$  – xüsusi buxarlanma istiliyi,  $C/kq$ ;  
 $r_{kon.}$  – xüsusi kondensləşmə istiliyi,  $C/kq$ ;  
 $\beta$  – mayenin həcmi genişlənmə əmsalı;  
 $B, R, M$  – cismin şüamı udma, əksətdirmə və buraxma qabiliyyətləri;  
 $B_s$  – mütləq qara cismin udma qabiliyyəti,  
 $B_q$  – qazın udma qabiliyyəti;  
 $B_g$  – sistem üçün gətirilmiş udma əmsalı;  
 $E_s, E$  – mütləq qara və boz cismin şüalandırma qabiliyyəti,  $Vt/m^2$ ;  
 $C_s, C$  – mütləq qara və boz cismin şüalandırma əmsalı,  $Vt/(m^2 \cdot K^4)$ ;  
 $C_g$  – sistem üçün gətirilmiş şüalandırma əmsalı  $Vt/(m^2 \cdot K^4)$ ;  
 $\varepsilon$  – cismin qaralıq dərəcəsi;  
 $\varepsilon_g$  – sistemin gətirilmiş qaralıq dərəcəsi;  
 $\varepsilon_q$  – qazın qaralıq dərəcəsi;  
 $\varepsilon_{div.}$  – divarın qaralıq dərəcəsi;  
 $\varepsilon_{e.div.}$  – divarın effektiv qaralıq dərəcəsi;  
 $\alpha_\vartheta$  – şüalandırma ilə istilikvermə əmsalı,  $Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  
 $\alpha_k$  – konveksiya ilə istilikvermə əmsalı,  $Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  
 $K$  – istilikötürmə əmsalı,  $C/(m^2 \cdot s \cdot ^\circ C)$ ,  $Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  
 $I/K$  – istilik ötürülməsinə termiki müqavimət,  $(m^2 \cdot s \cdot ^\circ C)/C$ ,  $(m^2 \cdot ^\circ C)/Vt$ ;  
 $n$  – divar qatlarının, boruların ümumi sayı;  
 $n_1$  – bir gedişdəki boruların sayı;  
 $\varphi_q$  – qabırğalama əmsalı;  
 $\varphi$  – forma faktoru;

## 1.1. İstiliyin ötürülmə üsulları və əsas anlayışlar

İstiliyin qaynar mühitdən soyuq mühitə divar vasitəsilə keçirilməsi *istilikötürmə* adlanır. İstilikötürmədə iştirak edən axınlara *istilikdaşıyıcılar* deyilir.

İstiliyin ötürülməsinin zəruri şərti verilmiş cismin və ya fəzanın müxtəlif nöqtələrində temperaturların fərqli olmasıdır. Temperatur əksər kimyəvi istehsalın ən mühüm texnoloji və iqtisadi faktorlarındanıdır. Aparatlarda tələb olunan temperaturun saxlanması demək olar ki, həmişə emal olunan maddələri qızdırmaq və ya soyutmaq məqsədilə istiliyin verilməsi və ya alınması zərurətilə bağlıdır. Deməli, bütün bu hallarda, fəzanın bir yerindən digər yerinə, istilikdaşıyıcılardan qızdırılan maddələrə, soyudulan maddələrdən soyuducu agentlərə, cismin bir hissəsindən digər hissəsinə istiliyin ötürülməsini həyata keçirmək lazımdır.

İstiliyin ötürülməsi prosesi *istilik mübadiləsi* adlanır, onun hərəkətverici qüvvəsi *temperaturlar fərqi*dir. İstiliyin ötürülməsi üç müxtəlif üsulla: *istilikkeçirmə*, *konveksiya* (*istilikvermə*) və *şüalanma* (*şüaburaxma*, *radiasiya*) ilə həyata keçirilə bilər.

Cisimlərin bilavasitə sıx toxunması zamanı və ya bir cismin müxtəlif temperaturlu hissələri arasında mikrohissəciklərin: molekul, ion, elektronların yerlərini dəyişmədən rəqsi hərəkəti yolu ilə istiliyin yayılması prosesi *istilikkeçirmə* adlanır. Təmiz halda istilikkeçirmə bərk cisimlərdə, maye və qazlarda isə konveksiya axınları olmadıqda müşahidə edilir.

İstiliyin fəzanın bir nöqtəsindən digər nöqtəsinə, mühitin tutduğu həcmə bir temperaturlu sahəsindən digər temperaturlu sahəsinə maye və ya qazın hərəkəti hesabına ötürülməsi *konveksiya* adlanır. Bu halda istiliyin ötürülməsi sanki mexaniki – istilikdaşıyıcı axının makrohəcmli hissəciklərilə baş verir. Real şəraitlərdə konveksiya həmişə istilikkeçirmə ilə müşayiət edilir. Divar səthindəki nazik *sərhəd qatında*

konveksiyanın sönməsi səbəbindən, istilikdəyişdirici aparatlarda konveksiya xeyli mürəkkəbləşir. Ona görə də, konveksiya termini altında istilikdaşıyıcı axınla, ancaq istiliyin aparılma üsulunun özü başa düşülür. Konveksiya, özünün də iştirak etdiyi real və daha mürəkkəb istiliyin divara verilməsi prosesindən fərqlənir.

Tutbulent rejimdə maye və ya qaz hissəcikləri axının ən kəsiyində sürətlə hərəkət edərək, bilavasitə divara toxunmadan sərhəd qatına təsir göstərir və öz istiliyini ona ötürür. İstiliyin divara sonrakı ötürülməsi, əsasən istilikkeçirmə yolu ilə baş verir. Bu halda sərhəd qatı prosesə əsas müqavimət rolunu oynayır. Bu qatda mayenin temperaturu axındaki qiymətindən, divarın temperaturuna bərabər götürülən, mayenin divar səthindəki temperaturuna qədər dəyişir. Ötürmənin bu növü, yəni bərk cisim (məsələn, aparatın divarı) və onunla təmasda olan maye və ya qaz arasında baş verən istilik mübadiləsi prosesi *istilikvermə* adlanır. Laminar rejimdə sərhəd qatı kanalın bütün kəsiyini, onun divarına paralel hərəkət edən lay-lay şırnaqlarla tutana qədər sanki böyüyür, və konveksiya ancaq divara paralel istiqamətdə baş verir. Bu halda istiliyin divara ötürülməsi, əsasən divara normal istiqamətdə mayenin istilikkeçiriciliyi hesabına həyata keçirilir.

İstilikkeçiricilik və konveksiya iki tamamilə fərqli fiziki proseslərdir. İstilikkeçiricilik *molekulyar* səviyyədə baş verir və cismin daxili molekulyar quruluşundan asılıdır. Konveksiya isə *makroskopik* hadisə olmaqla, istiliyin ötürülməsində istilikdaşıyıcının müxtəlif temperaturlu bütöv təbəqələri iştirak edir. Tamamilə aydındır ki, istilikkeçiriciliklə müqayisədə konveksiya ilə istilik daha sürətlə ötürülür. Konveksiya ilə istilik mübadiləsi ancaq maye və qazlarda baş verir.

Maye və ya qaz hissəciklərinin yerdəyişməsinə gətirib çıxaran səbəblərdən asılı olaraq sərbəst və məcburi konveksiyaları fərqləndirirlər. *Sərbəst* konveksiya maye və ya qazın tutduğu həcmnin müxtəlif yerlərindəki temperaturları fərqi

nəticəsində, onların hissəciklərinin yalnız sıxlıqları fərqi hesabına yerdəyişməsinə təxmin edir. Konveksiya *məcburi*, o halda adlanır ki, maye və ya qazın hissəciklərinin yerdəyişməsi hər hansı xarici qüvvənin (nasos, ventilyator, kompressorun vurması və s.) təsiri altında baş verir.

İstilik enerjisinin şüa enerjisinə və əksinə şüa enerjisinin istiliyə çevrilməsilə müşayiət olunan istiliyin elektromaqnit dalğaları halında ötürülməsi *şüalanma* ilə istilik mübadiləsi prosesi adlanır. İstilik mübadiləsinin bu növü istənilən aqreqat halında olan, bir-birindən aralıda duran və toxunan cisimlər arasında baş verə bilər.

Texnikada istilik mübadiləsinin baxılan növləri nadir halda, ayrıca rast gəlinir; əksər hallarda iki və ya hətta bütün üç üsulun ardıcıl və ya eyni zamanda baş verməsinin şahidi olur.

Eləcə də, prosədə iştirak edən cisimlərin *aqreqat hallarının* dəyişməsilə (mayelərin buxarlanması, buxarların kondensləşməsi) müşayiət olunan istilik mübadiləsinin xüsusi yer tutduğunu qeyd etmək lazımdır.

Verilmiş səthdən  $\tau$  zamanda keçən istiliyin miqdarı *istilik axını* ( $Q$ ,  $C/s$  və ya  $Vt$ ), vahid zamanda  $1 m^2$  səthdən keçən istilik axını isə *xüsusi istilik axını* və ya *istilik axınının sıxlığı* [ $q$ ,  $C/(m^2 \cdot s)$  və ya  $Vt/m^2$ ] adlandırılır.

Qeyd edək ki, aşağıda qərarlaşmış, yəni vaxtdan asılı olaraq dəyişməyən proseslərdən bəhs edilir.

## 1.2. İstilikkeçirmə. Furye qanunu

İstilikkeçirmənin əsas qanunu *Furye qanunu*dur. Bu qanuna görə səthin  $dA$  sahəli elementindən vahid zamanda istilikkeçirmə ilə ötürülən istiliyin miqdarı  $dQ$  temperatur qradienti  $dt/dn$  ilə mütənasibdir:

$$dQ = -\lambda(dt/dn)dA \quad (1.1)$$

burada  $\lambda$  – mütənasiblik əmsalı, materialın *istilikkeçirmə*

*əmsalı* adlanır.  $[\lambda] = C/(m \cdot s \cdot ^\circ C)$  və ya  $Vt/(m \cdot ^\circ C)$ ; (1.1) tənliyinin sağ tərəfindəki mənfi işarəsi istiliyin ötürülməsi istiqamətində temperaturun azalmasını göstərir.

$\lambda$  əmsalı cismin vahid səthindən vahid zamanda temperatur qradienti vahid olduqda, ötürülən istiliyin miqdarını göstərir.  $\lambda$ -nın qiyməti cismin istiliyi keçirmə qabiliyyətini xarakterizə etməklə, onun təbiəti, quruluşu, nəmliyi və temperaturundan asılıdır.  $\lambda$  -nın ədədi qiymətləri təcrübi yolla tapılmaqla, praktikada işlədilən cisimlər üçün texniki soraq ədəbiyyatlarında verilir.

*Temperatur qradienti*  $dt/dn$  baxılan cisimdə eyni  $t$  temperaturu hissəciklərin əmələ gətirdiyi *izotermik səthə* normal istiqamətdə vahid uzunluqda temperaturun dəyişməsinə ifadə edir.

Ən böyük istilikkeçirmə metallarda müşahidə edilir. Onlar üçün  $20^\circ C$ -də  $\lambda = 2,3 - 418$   $Vt/(m \cdot ^\circ C)$  hədlərindədir; özü də ən yuxarı qiymət gümüşə aiddir. Daha sonra qırmızı mis ( $\lambda \approx 395$ ), qızıl ( $\lambda \approx 300$ ), alüminium ( $\lambda \approx 210$ ), sink ( $\lambda \approx 113$ ) və i.a. gəlir. Qeyri-metal materialların istilikkeçirmə əmsalları  $\lambda = (0,02 \div 3)$   $Vt/(m \cdot ^\circ C)$ , mayelər (əridilmiş metallar istisna olmaqla) üçün  $\lambda = 0,09 \div 0,7$   $Vt/(m \cdot ^\circ C)$ , qazlar üçün isə  $\lambda = 0,006 \div 0,6$   $Vt/(m \cdot ^\circ C)$  hədlərində dəyişir. Əridilmiş metallarda  $\lambda < 100$   $Vt/(m \cdot ^\circ C)$  qiymətlərinə malikdirlər.

Metal ərintilərinin, maye və qaz qarışıqların istilikkeçirmə əmsalları additivlik qaydasına tabe olurlar.

Əksər materiallar üçün istilikkeçirmə əmsalının temperaturdan asılılığı xətti xarakter daşıyır:

$$\lambda = \lambda_0(1 + \gamma t) \quad (1.2)$$

burada  $\lambda_0$  -  $t = 0^\circ C$  - də materialın istilikkeçirmə əmsalı;  $\gamma$  - temperatur əmsalı,  $1/^\circ C$

Qazların istilikkeçirmə əmsalı temperatur yüksəldikcə artır. Bu asılılıq aşağıdakı tənliklə ifadə olunur.

$$\lambda = \lambda_0(T/T_0)^m \quad (1.3)$$

burada  $\lambda_0$ ,  $\lambda$  - uyğun olaraq,  $T_0 = 273K$  və  $T$  temperaturlarında

qazın istilikkeçirmə əmsalları;  $m$  – sabit.  $\lambda_0$  və  $m$  – in qiymətləri soraq ədəbiyyatlarında verilir. Qazların istilikkeçirmə əmsallarına təzyiq praktiki olaraq təsir etmir.

Mayelərin (qüvvətli assosiasiya olunmuşlardan – su, qliserin və s. başqa) istilikkeçirmə əmsalı temperatur artdıqca azalır:

$$\lambda = \lambda_{30}[1 - \gamma(t - 30)] \quad (1.4)$$

burada  $\lambda_{30}$  – 30°C-də istilikkeçirmə əmsalı. Temperatur əmsalının qiyməti n.heksan üçün  $\gamma \cdot 10^3 = 2,0$ , n.heptan üçün  $\gamma \cdot 10^3 = 1,8$ .

Mayelər üçün  $\gamma$  və  $\lambda$ -nın qiymətləri barədə məlumatları soraq ədəbiyyatlarında tapmaq olar.

Maye neft məhsulları üçün 200°C-yə qədər temperaturalarda tez-tez aşağıdakı empirik düsturdan istifadə edilir:

$$\lambda = \frac{0,1172}{\rho_{15}^{15}} (1 - 0,00054t) \quad (1.5)$$

burada  $\rho_{15}^{15}$  – neft məhsulunun nisbi sıxlığı.

Kimya aparatlarında maye, qaz və buxarlar arasında istilik mübadiləsi, əksər hallarda onları ayıran düz, silindrik və sferik divar vasitəsilə həyata keçirilir. Onların divarlarının qalınlıqları digər ölçüləri ilə müqayisədə xeyli kiçik olduğundan, belə divarlardakı temperatur sahəsini kifayət qədər dəqiqliklə, birölçülü hesab etmək olar.

**Düz divardan istilikkeçirmə ilə istiliyin ötürülməsi.** Fərz edək ki, qalınlığı  $\delta$  olan A səthli bircinsli düz divardan (şəkil 1.1.a) istilikkeçirmə ilə  $Q$  miqdarda istilik ötürülür. Furiye qanununa görə yazmaq olar:

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dx} A \quad \text{və ya} \quad q = Q/A = -\lambda \frac{dt}{dx}$$

Dəyişənləri ayıraraq və inteqrallasaq, alırıq:

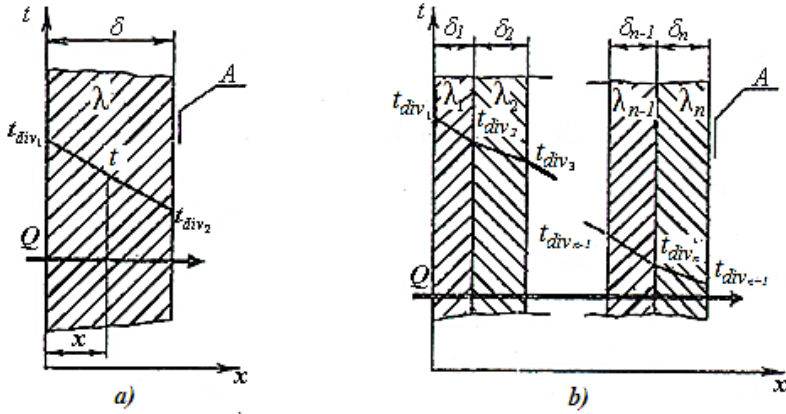
$$q \int_0^x dx = -\lambda \int_{t_{div_1}}^t dt$$

və ya

$$qx = \lambda(t_{div_1} - t) \quad (1.6)$$

Bütün divar üçün ( $x = \delta$ ,  $t = t_{div_2}$ ) yazmaq olar:

$$q\delta = \lambda(t_{div_1} - t_{div_2}) \quad (1.7)$$



Şəkil 1.1. Düz divardan istilikkeçirmənin sxemi:  
a – birqat divar; b – çoxqat divar

(1.6) və (1.7) tənliklərindən alarıq:

$$t = t_{div_1} - \frac{t_{div_1} - t_{div_2}}{\delta} x, \quad (1.8)$$

yəni düz divarda temperaturun paylanması xətti xarakter daşıyır. Düz divardan keçən xüsusi istilik axını (1.7) - yə görə aşağıdakı ifadə ilə tapılır:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{div_1} - t_{div_2}) \quad (1.9)$$

$\lambda/\delta$  nisbəti divarın *istilikkeçiriciliyi*, əks kəmiyyət  $\delta/\lambda$  isə divarın *termiki müqaviməti* adlanır. Düz divardan ötürülmüş ümumi istilik axını bərabərdir:

$$Q = qA = \frac{\lambda}{\delta} (t_{div_1} - t_{div_2})A \quad (1.10)$$

**Çoxqatlı düz divardan istilikkeçirmə ilə istiliyin ötürülməsi.** Yuxarıdakına oxşar olaraq,  $n$  qatdan ibarət çoxqatlı düz divardan (şəkil 1.1,b) istilikkeçirmə ilə istiliyin ötürülməsinə baxaq. Hesab edirik ki, bitişik toxunan səthlər eyni temperatura malikdirlər. Qərarlaşmış rejimdə bütün qatlar üçün istilik axını eyni olduğundan (1.9) tənliyinə uyğun olaraq, hər bir qat üçün aşağıdakı ifadələri yazmaq olar:

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (t_{div_1} - t_{div_2})$$

$$q = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (t_{div_2} - t_{div_3})$$

.....

$$q = \frac{\lambda_n}{\delta_n} (t_{div_n} - t_{div_{n+1}})$$

Bu tənlikləri temperaturlar fərqi nəzərə alınaraq həll edib, bərabərliyin sağ və sol tərəflərini toplasaq, alırıq:

$$t_{div_1} - t_{div_{n+1}} = q \left( \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right) = q \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i},$$

buradan xüsusi istilik axını bərabərdir:

$$q = \frac{t_{div_1} - t_{div_{n+1}}}{\sum_{i=1}^n (\delta_i / \lambda_i)} = \frac{Q}{A} \quad (1.11)$$

Məxrəcdəki  $\sum_{i=1}^n (\delta_i / \lambda_i)$  ifadəsi çoxqatlı divarın ümumi termiki müqavimətini ifadə edir. İstənilən iki qonşu qatın sərhəddindəki temperatur aşağıdakı tənliklə tapılır:

$$t_{div_{j+1}} = t_{div_1} - q \sum_{i=1}^j \frac{\delta_i}{\lambda_i}$$

$j=n$  olduqda, çoxqatlı divar üçün ümumi temperaturlar fərqi  $t_{div_1} - t_{div_{n+1}}$ -i tapa bilərik. Tapılmış temperaturlarla divarın kəsiyi üzrə temperaturlar profilini qurmaq olar. Divarın qatlarının istilikkeçirmə əmsalları və qalınlıqları müxtəlif olduğundan divarın temperatur profili *sınıq xətt* şəklində alınır (şəkil 1.1, b).

### **Silindrik divardan istilikkeçirmə ilə istiliyin ötürülməsi.**

Daxili diametri  $d_d=2r_d$ , xarici diametri  $d_x=2r_x$  və uzunluğu  $l$  olan bircinsli silindrik divarın (borunun divarı) (şəkil 1.2,a) istilikkeçiriciliyinə baxaq.

Furye qanununa görə istənilən  $r$  radiuslu izotermik səth üçün aşağıdakı ifadəni yazmaq olar:

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dr} 2\pi r l$$

Dəyişənləri ayıraraq və inteqrallayaq:

$$dt = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \cdot \frac{dr}{r} \int_{t_{div_1}}^t dt = -\frac{Q}{2\pi\lambda l} \int_{r_d}^r \frac{dr}{r}, \text{ buradan}$$

$$Q = 2\pi l \frac{\lambda}{\ln(r/r_d)} (t_{div_1} - t) \text{ və } t_{div_1} - t = \frac{Q}{2\pi\lambda l} = \ln \frac{r}{r_d} \quad (1.12)$$





**Çoxqatlı silindrik divarın istilikkeçiriciliyi.** (1.13)  
 tənliyini çoxqatlı silindrik divarın (şəkil 1.2,c) hər bir qatı üçün tətbiq etmək olar:

$$\begin{aligned} t_{div_1} - t_{div_2} &= \frac{Q}{2\pi\lambda_1 l} \ln \frac{r_{x_1}}{r_{d_1}} \\ t_{div_2} - t_{div_3} &= \frac{Q}{2\pi\lambda_2 l} \ln \frac{r_{x_2}}{r_{d_2}} \\ &\dots \dots \dots \\ t_{div_n} - t_{div_{n+1}} &= \frac{Q}{2\pi\lambda_{nl}} \ln \frac{r_{x_n}}{r_{d_n}} \end{aligned}$$

Bu tənliklərin sağ və sol tərəflərini cəmləsək, alarıq:

$$t_{div_1} - t_{div_{n+1}} = \frac{Q}{2\pi l} \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{x_i}}{r_{d_i}} \quad (1.15)$$

Buradan ötürülmüş istilik axını  $Q$  bərabərdir:

$$Q = \frac{2\pi l (t_{div_1} - t_{div_{n+1}})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{x_i}}{r_{d_i}}} \quad (1.16)$$

(1.16) tənliyinin surət və məxrəcini  $r$ -ə vurmaqla, istiliyin bu axını hər hansı bir  $A = 2\pi r l$  səthinə aid edilə bilər:

$$Q = \frac{A (t_{div_1} - t_{div_{n+1}})}{\sum_{i=1}^n \frac{r}{\lambda_i} \ln \frac{r_{x_i}}{r_{d_i}}} \quad (1.17)$$

$A$  səthi kimi, məsələn borunun daxili ( $r = r_d$ ) və ya xarici ( $r = r_x$ ) səthləri qəbul oluna bilər.

**İstənilən formalı divar üçün ümumiləşdirilmiş tənlik.**  
 İstənilən formalı divardan istilikkeçirmə ilə ötürülən istilik axını ekvivalent səthə  $A_e$  əsaslanaraq, düz divar üçün olan (1.10) tənliyinə oxşar düsturla hesablanıla bilər:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{div_1} - t_{div_2}) A_e \quad (1.18)$$

(1.13) və (1.18) tənliklərini birləşdirərək, silindrik divar ( $\delta = r_x - r_d$ ) üçün aşağıdakı tənliyi tapırıq:

$$(A_e)_{sil} = \frac{A_x - A_d}{\ln(A_x/A_d)} \quad (1.19)$$

yəni  $(A_e)_{sil}$ -nin qiyməti orta loqarifmik kimi hesablanır. Bu düsturda  $A_x$ ,  $A_d$  – silindrin uyğun olaraq, xarici və daxili səthləri,  $m^2$ .

Sferik divar üçün ekvivalent səth bərabərdir:

$$(A_e)_{sf} = 4\pi r_{dx} = \sqrt{A_{xs}A_{ds}} \quad (1.20)$$

burada  $A_{xs}$ ,  $A_{ds}$  – sferanın xarici və daxili səthləri,  $m^2$ .

Praktikada silindrik və sferik səthlərdən başqa düzbucaqlı paralelepiped və ya kub (məsələn, quruducu aparatlar, sobalar və i.a.) formalı səthlərə də rast gəlinir. Belə hallarda istilik axını, xüsusən künclərdə və kənarlarda birölçülü deyildir və dəqiq analitik hesablama çətinləşir.

### 1.3. İstilikvermə. Nyuton qanunu

Bərk cismin səthi və onu əhatə edən mühit (maye, qaz) arasında istilikvermə ilə istilik mübadiləsi prosesi olduqca mürəkkəb qanunauyğunluqlara tabe olurlar. Bu prosesin intensivliyi mühitin xassələrini, halını və yerdəyişmə rejimlərini xarakterizə edən çoxlu parametrlərdən, eləcə də bərk cismin ölçüsü və formasından asılıdır. İstilikvermə ilə istilik mübadiləsini, yəni bərk cismin səthindən mayeyə (qaza) və ya əks istiqamətdə istilik axını  $dQ$  – nü hesablamaq üçün Nyuton qanunundan istifadə edilir

$$dQ = \alpha(t_{div} - t_m)dA \quad (1.21)$$

burada  $t_{div}$  – divarın temperaturu;  $t_m$  – istilik mübadiləsində iştirak edən mühitin temperaturu;  $\alpha$  – istilikvermə əmsalı: vahid səthdən ( $A=1 m^2$ ), vahid zamanda ( $\tau=1s$ ), temperaturlar fərqi  $t_{div}-t_m = 1^\circ C$  olduqda, ötürülən istilik axınını ifadə edir.  $[\alpha] = [C/(m^2 \cdot s \cdot ^\circ C)]$  və ya  $Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)$ .

Stasionar rejimlərdə istilikvermə ilə istiliyin ötürülməsini hesablamaq üçün Nyuton tənliyinin (1.21) inteqral şəklində yazılışından istifadə edilir:

$$Q = \alpha(t_{div} - t_m)A \quad (1.22)$$

Bu tənliklərdə  $t_{div}-t_m$  fərqinin işarəsi istiliyin ötürülmə istiqamətini göstərir: əgər  $t_{div}>t_m$  olarsa, istilik divardan mühitə,  $t_{div}<t_m$  olduqda isə mühitdən divara verilir.

$dQ$  və ya  $Q$  – nün müsbət işarəli olması üçün tənliklərdə

birinci toplanan kimi temperaturlardan böyüyü götürülür.

İstilikvermə əmsalı  $\alpha$  sabit kəmiyyət deyildir, o mühitin hərəkət rejimindən, onun sürətindən, temperaturundan və istilik-fiziki xassələrindən, istilik mübadiləsi səthinin forma və ölçülərindən asılı olaraq dəyişir. İstilikvermə ilə istilik mübadiləsi ancaq istilik deyil, eləcə də hidrodinamik hadisələrlə müəyyənləşir. Əgər mühitin və divarın temperaturu, eləcə də istilikvermə əmsalı səth boyu dəyişəndirlərsə, onda  $\alpha$  əmsalı yerli xarakter daşıyır və Nyuton qanununun diferensial yazılış formasından [(1.21) tənliyi] istifadə edilir. Məcburi və sərbəst konveksiya həmişə bir-birilərini müşayiət etdiklərindən, istilikvermə əmsalı  $\alpha$  hər iki faktorun istilikvermə ilə istilik ötürülməsinə təsirini nəzərə alır. Mühitin sürəti artdıqca və onun ayrı-ayrı sahələrinin temperaturlar fərqi azaldıqca, istilik ötürülməsində məcburi konveksiyanın rolu artır. Digər bərabər şəraitlərdə, divar və mühitin temperaturlar fərqi artması daha çox miqdarda istilik ötürülməsinə imkan verir.

Turbulent hərəkətdə mayenin sərhəd qatında axının laminar hərəkəti saxlanıldığından istilik ötürülməsi həmin qatın istilikkeçiriciliyi hesabına həyata keçirilir və əsas temperatur düşgüsü də mayenin sərhəd qatında baş verir. Bu, sərhəd qatının termiki müqavimətinin  $\delta/\lambda$  istilikvermə prosesində həlledici rol oynadığını göstərir. Deməli, turbuləntlik dərəcəsinin artırılması sərhəd qatının qalınlığını azaltdığından daha intensiv istilikverməyə səbəb olur.

**İstilikvermədə kriterial tənliklər.** Sərbəst və ya məcburi konveksiyada istilikvermə əmsalının qiymətini tapmaq üçün hesablama düsturlarını yığcam və kifayət qədər ümumi şəkildə təqdim etməyə imkan verən oxşarlıq kriterilərindən istifadə edilir. Əgər bütün hallarda, baxılan oxşarlıq kriteriləri eyni ədədi qiymətlərə malikdirsə, modeldə alınmış təcrübi nəticələri istənilən qədər iriləşdirilmiş həndəsi oxşar sistemlərə aid etmək olar. Bu kriterilər mücərrəd ədədlər deyildirlər, müəyyən fiziki məna kəsb edirlər. İstilikvermə əmsalı  $\alpha$  adətən

*Nüselt* kriterinə daxildir:

$$Nu = al/\lambda \quad (1.23)$$

burada  $l$  – xarakterik xətti ölçü, m.

Nüselt kriteri istilikvermə və istilikkeçirmə ilə ötürülən istilik axınlarının nisbətini göstərir. Ona görə də, Nüselt kriteri istilikvermədə istilik mübadiləsi intensivliyinin hərəkətsiz mühitdə təmiz istilikkeçirmə ilə müqayisədə artma dərəcəsini özündə əks etdirir.

Özlü mühitlərdə istilikkeçirmə ilə istiliyin ötürülməsini xarakterizə etmək üçün *Prandtl* kriterindən istifadə edilir:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a} \quad (1.24)$$

burada  $a = \lambda/c_p\rho$ ,  $m^2/s$  – mayenin temperatur keçirmə əmsalı;  $\mu$ ,  $\nu$  – axının uyğun olaraq, dinamik ( $Pa \cdot s$ ) və kinematik ( $m^2/s$ ) özlülükləri;  $c_p$  – mühitin istilik tutumu,  $C/(kg \cdot ^\circ C)$ .

Prandtl kriteri daxili sürtünmə hesabına aparılan hərəkət miqdarının (impulsun), istilikkeçirmə ilə ötürülən istilik miqdarına olan nisbətini ifadə edir. Prandtl kriterinin qiyməti böyük olan sistemlərdə (məsələn, mazut, sürtgü yağlarında və i.a.) sürtünmə hesabına keçirmə prosesləri mühitin istilikkeçiriciliyi ilə müqayisədə daha önəmli rol oynayır. Prandtl kriteri kiçik qiymətlərə malik olan maddələrdə istilik, istilikkeçirmə ilə yaxşı ötürülür. Qazlar üçün Prandtl kriteri vahidə yaxın olduğundan, ötürmənin hər iki prosesinin (istilikkeçirmə və istilikvermə) qiymətləri müqayisə olunandirlar.

Tərpənməz sistemlərdə istiliyin sərbəst konveksiya ilə ötürülməsi, qaldırıcı qüvvənin ətalət qüvvəsinə nisbətini göstərən *Qrasqof* kriteri ilə xarakterizə edilir:

$$Gr = gl^3\rho^2\beta\Delta t/\mu^2 \quad (1.25)$$

burada  $\beta$  – mayenin həcmi genişlənmə əmsalı;  $\Delta t$  – mayenin baxılan sahələrində temperatur fərqi,  $^\circ C$ .

Yuxarıdakı kriterilərdən başqa məcburi konveksiya tənliliklərinə mühitin hərəkət rejimini, ətalət qüvvələrinin sürtünmə qüvvələrinə nisbətini xarakterizə edən *Reynolds*

kriteri də daxildir:

$$Re = \frac{wl\rho}{\mu} = \frac{wl}{\nu} \quad (1.26)$$

burada  $w$  – mühitin hərəkət sürəti,  $m/s$ .

Müxtəlif kriterilərin kombinasiyaları olan başqa kriterilərdən də istifadə oluna bilər. Bu və ya digər kriterilər sisteminin seçilməsi həll olunan məsələnin xüsusiyyətindən asılıdır. Seçilmiş kriterilər sistemi əsasında istilik mübadiləsi üzrə təcrübi nəticələr müxtəlif empirik tənliklər şəklində işlənir.

İstilikvermə ilə istilik mübadiləsi öyrəniləndə, Nüsell kriterinə daxil olan istilikvermə əmsalı  $\alpha$ -nı tapmaq lazımdır. Bu halda istilikvermə tənliyinin ümumi şəkli aşağıdakı kimi yazılır:

$$Nu = f(Re, Gr, Pr) \quad (1.27)$$

$Re$ ,  $Gr$ ,  $Pr$  kriteriləri müəyyənədicidirlər, çünki onlara məsələnin şərtində verilən kəmiyyətlər daxildirlər.  $Nu$  kriterinin tərkibində axtarılan  $\alpha$  kəmiyyəti olduğundan, o müəyyənəniləndir.

Məcburi konveksiyada, müxtəlif nöqtələrdə mühitin temperaturları fərqlə myəyyənləşən mayenin sərbəst hərəkətini nəzərə almamaq olar. Ona görə də (1.27) tənliyindən Qrasqof kriteri çıxarıla bilər:

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (1.28)$$

Mühitin müxtəlif nöqtələrindəki temperaturlar (sıxlıqlar) fərqi ilə myəyyənləşən sərbəst hərəkətdə (1.27) tənliyi belə yazılır:

$$Nu = f(Gr, Pr) \quad (1.29)$$

Nəhayət, qeyd edək ki, istilikvermə əmsallarının hesabı düsturları müəyyən işçi şəraitlərdə aparılmış təcrübələrə əsaslanır, ona görə də onların etibarlı istifadə sahəsi, hər bir konkret halda göstərilmiş hədlərlə məhdudlanır.

İstilikdəyişdiricilərin əsas tipləri və müxtəlif növ istilik mübadiləsi üçün istilikvermə əmsallarının hesabı cədvəl 1.1-də verilmiş düsturlarla aparılır.

Düsturlarda:  $D$  – gövdənin diametri,  $m$ ;  $d_d$  – boruların daxili

diametri,  $m$ ;  $g$  – sərbəst düşmə təcili,  $m/s^2$ ;  $L$  – istilik mübadiləsi borularının uzunluğu,  $m$ ;  $l$  – oxşarlıq kriterilərində müəyyənləşdirici ölçü,  $m$ ;  $n$  – boruların sayı;  $q$  – xüsusi istilik yükü,  $Wt/m^2$ ;  $r_{bux.}$  – xüsusi buxarlanma istiliyi,  $C/kq$ ;  $t$  – temperatur,  $^{\circ}C$ ;  $w$  – istilikdaşıyıcının hərəkət sürəti,  $m/s$ ;  $\beta$  – həcmi genişlənmə əmsalı;  $\mu$  – dinamiki özlülük,  $Pa \cdot s$ ;  $\rho$  – sıxlıq,  $kq/m^3$ ;  $\sigma$  – səthi gərilmə,  $N/m$  və ya  $kq/s^2$ .

Düsturlarda qeydlər olmadıqda mühitin xassələri sərhəd qatının orta temperaturunda  $t_{or} \approx 0,5(t_{div.} + t_m)$  tapılır.

Cədvəl 1.1.

Müxtəlif istilik mübadiləsi üçün istilikvermə əmsalları  $\alpha$

Tətbiq olunma şəraiti	Düstur
<b>Aqreğat hal dəyişmədikdə</b>	
$\alpha = Nu \frac{\lambda}{d_e}$ (1.30)	
<i>Dairəvi kəsikli düz borularda və dairəvi kəsikli olmayan kanallarda</i>	
Yüksək turbulent rejim ( $Re \geq 10^4$ ); $Pr = 0,6 - 100$	$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} (Pr/Pr_d)^{0,25}$ (1.31)
Keçid hərək. rejimi $2300 < Re < 10^4$ )	$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43}$ (1.32)
Laminar hərəkət rejimi ( $Re \leq 2300$ ) $Gr \cdot Pr \leq 5 \cdot 10^5$ $Re \cdot Pr (d_d/L) > 1$	$Nu = 1,61 \left( Re \cdot Pr \frac{d_d}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_d} \right)^{0,14}$ (1.33) burada $\mu_d$ – divarın temperaturunda istilikdaşıyıcının dinamik özlülüğü
Həmin $Re \cdot Pr (d/L) < 12$ olduqda	$Nu = 3,66 \left( \frac{\mu}{\mu_d} \right)^{0,14}$ (1.34)
Laminar hərəkət rejimi ( $Re \leq 2300$ ) $Gr \cdot Pr > 5 \cdot 10^5$	$Nu = 0,15 (Re \cdot Pr)^{0,33} (Gr \cdot Pr)^{0,1} \left( \frac{Pr}{Pr_d} \right)^{0,25}$ (1.35)

<i>Əyilmiş borularda (spiral borular)</i>	
Yüksək turbulent hərəkət rejimi ( $Re \geq 10^4$ )	$\alpha_s = \alpha \left( 1 + 3,54 \frac{d_d}{D_{sp.}} \right) \quad (1.36)$ <p>burada <math>\alpha</math>, <math>\alpha_s</math> – uyğun olaraq düz və spiral boru üçün istilikvermə əmsalı; <math>d_d</math> – spiral borunun daxili diametri; <math>D_{sp.}</math> – spiral boru dolağının diametri.</p>
<i>«Boru-boruda» istilikdəyişdiricinin borulararası fəzasında</i>	
Yüksək turbulent hərəkət rejimi ( $Re \geq 10^4$ )	$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left( \frac{D_d}{d_x} \right)^{0,45}, \quad (1.37)$ <p>burada <math>D_d</math> – xarici borunun daxili diametri; <math>d_x</math> – daxili borunun xarici diametri</p>
Keçid hərəkət rej. ( $2300 < Re < 10^4$ )	(1.32) düsturu, burada $Re$ kriterinin hesabında ekvivalent diametr $d_e = D_d - d_x$
Laminar hərəkət rejimi ( $Re \leq 2300$ )	(1.35) düsturu, burada $Re$ kriterinin hesabında ekvivalent diametr $d_e = D_d - d_x$
<i>Seqment arakəsməli gövdə-borulu istilikdəyişdiricilərin borulararası fəzasında</i>	
$Re \geq 1000$	$Nu = 0,24 Re^{0,6} Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_d} \right)^{0,25}, \quad (1.38)$ <p>burada ekvivalent diametr borunun xarici diametridir.</p>
$Re < 1000$	$Nu = 0,18 Re^{0,5} Pr^{0,36} \frac{Pr^{0,25}}{Pr_d} \quad (1.39)$ <p>burada ekvivalent diametr borunun xarici diametridir.</p>
<i>Qabırğalı boru dəstini yuduqda</i>	
$3000 < Re < 2500$ $d_x/t_q = 3-4,8$	$Nu = 0,18 \left( \frac{d_x}{t_q} \right)^{-0,54} \left( \frac{h}{t_q} \right)^{-0,14} Re^{0,65} Pr^{0,4} \quad (1.40)$ <p>burada <math>d_x</math> – əsas borunun xarici diametri; <math>t_q</math> – qabırğaların addımı; <math>h = 0,5(D_q - d_x)</math> – qabırğanın hündürlüyü; <math>D_q</math> – qabırğanın diametri. Müəyyənədicisi həndəsi ölçü qabırğaların addımıdır <math>t_q</math>.</p> <p>(1.40)-dən tapılmış istilikvermə əmsalı <math>\alpha_q</math> tam xarici səthə aid edilmiş istilikötürmə əmsalının hesabı</p>



<p>20&lt;<math>\alpha_2</math>&lt;100 hədlərində qabırğalama əmsalı <math>\varphi_q</math>-nin 9;14,6 qiymətlərində diyirlədilmiş qabırğalı standart alüminium borular üçün</p>	<p>düsturunda:  <math display="block">\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_q} + \frac{1}{\alpha_b} \frac{A_{xq}}{A_q} + \sum \frac{\delta}{\lambda} \text{ yazılır.} \quad (1.41)</math> <p>burada <math>\alpha_q</math> – xarici mühitdən qabırğaya istilikvermə əmsalı; <math>\alpha_b</math> – əsas borunun daxili səthindən istilikdaşıyıcıya istilikvermə əmsalı; <math>A_{xq}</math> – qabırğaların səthi də daxil olmaqla, qabırğalanmış boruların tam xarici səthi; <math>A_d</math> – əsas boruların daxili səthi; <math>\sum \delta/\lambda</math> – boru divarı və çirk qatlarının termiki müqavimətlərinin cəmi.</p> <math display="block">\alpha_2 = C_2 \lambda_h \left( \frac{w \rho_h}{\mu_h} \right)^{0,65} Pr^{0,35}, \alpha_g = C_1 \alpha_2, \quad (1.42)</math> <p>burada <math>\alpha_2</math> – borudan havaya istilikvermə əmsalı; <math>\lambda_h, \rho_h, \mu_h</math> – havanın istilikkeçiriciliyi, sıxlığı, dinamiki özlülüyü. Qabırğalama əmsalı <math>\varphi_q=9</math> olduqda: <math>C_1=0,83, C_2=0,5</math>; <math>\varphi_q=14,6</math> olduqda: <math>C_1=0,65, C_2=0,48</math>.</p> <p>Hamar səthə aid edilmiş ümumi istilikötürmə əmsalı:  <math display="block">K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \sum r_t + 1/\varphi_q \alpha_g} \quad (1.43)</math> <p>burada <math>\alpha_1</math> – daxili boru istilikdaşıyıcısı üçün istilikvermə əmsalı, <math>Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)</math>; <math>\sum r_t</math> – boru divarının və çirkərlərin termiki müqavimətləri cəmi, <math>(m^2 \cdot ^\circ C)/Vt</math>.</p> </p></p>
<p><i>İstilikdaşıyıcının lövhəli istilikdəyişdiricilərdə hərəkəti zamanı</i></p>	
<p>Turbulent hərəkət rejimi  <math>Re=100-30000</math>  <math>Pr=0,7-20</math>  <math>Re=100-30000</math>  <math>Pr=0,7-20</math>  <math>Re=500-30000,</math>  <math>Pr=0,7-80</math>  <math>Re=200-50000,</math>  <math>Pr=0,7-50</math></p>	$Nu = \alpha Re^b Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_d} \right)^{0,25} \quad (1.44)$ <p>Sahəsi 0,2 m<sup>2</sup> olan lövhələr üçün:  <math>a=0,086; b=0,73</math>  Sahəsi 0,3 m<sup>2</sup> olan lövhələr üçün:  <math>a=0,1; b=0,73</math>  Sahəsi 0,5 m<sup>2</sup> olan cınağı naxışlı büzməli lövhələr üçün <math>a=0,135; b=0,73</math>.  Sahəsi 0,5 m<sup>2</sup> olan üfqü büzməli lövhələr üçün <math>a=0,165; b=0,65</math>.</p>

<p>Laminar hərəkət rejimi  <math>Re \leq 100, Pr \geq 50</math>  <math>Re \leq 50, Pr \geq 80</math>  <math>Re \leq 200, Pr \geq 50</math></p>	$Nu = a Re^{0,33} Pr^{0,33} \left( \frac{Pr}{Pr_d} \right)^{0,25} \quad (1.45)$ <p>Sahəsi <math>0,2 \text{ m}^2</math> olan lövhələr üçün <math>a=0,5</math>.  Sahəsi <math>0,3 \text{ m}^2</math> olan lövhələr üçün <math>a=0,6</math>.  Sahəsi <math>0,5 \text{ m}^2</math> olan cınağı naxışlı büzməli lövhələr üçün <math>a=0,63</math>.  Sahəsi <math>0,5 \text{ m}^2</math> olan üfqi büzməli lövhələr üçün <math>a=0,46</math>.</p>
<p><b>Buxarların kondensləşməsi</b>  <i>Şaquli və tək üfqi boru səthi üzrə doymuş buxarın təbəqə halında kondensləşməsində</i></p>	
<p>Təbəqənin laminar axması   Büzməli lövhələr üçün  <math>(t_{kond} - t_d) &lt; 10</math></p>	$\alpha = a^4 \sqrt{\frac{\lambda^3 \rho^2 r_{kon} g}{\mu \Delta t l}} \quad (1.46)$ <p>burada şaquli düz səth üçün <math>a=1,15</math>, <math>l=H</math> (<math>H</math> – səthin hündürlüyü, m); boru üçün <math>a=0,72</math>; <math>l=d_x</math> (<math>d_x</math> – borunun xarici diametri, m); <math>\Delta t = t_{kon} - t_d</math>; <math>r_{kon} - t_{kon}</math> -də tapılan xüsusi kondensləşmə istiliyi. Kondensatın fiziki xarakteristikaları kondensat təbəqəsinin orta temperaturu <math>t_{k.or.} = 0,5(t_{kon} + t_{d1})</math>-də hesablanır.</p>
<p><i>n borudan ibarət dəstin xarici səthində buxarın kondensləşməsində</i></p>	
<p><math>(t_{kond} - t_{d1}) \geq 10</math></p>	<p>şaquli boru dəsti:  <math display="block">\alpha = 3,78 \lambda^3 \sqrt{\frac{\rho^2 d_x n}{\mu G_1}} \quad (1.47)</math> <p><math>L</math> (m) uzunluğunda üfqi boru:  <math display="block">\alpha = 2,02 \varepsilon \lambda^3 \sqrt{\frac{\rho^2 L n}{\mu G_1}} \quad (1.48)</math> <p>burada <math>n \leq 100</math> olduqda <math>\varepsilon = 0,7</math>; <math>n &gt; 100</math> olduqda <math>\varepsilon = 0,6</math>;  <math>G_1</math> – buxarın sərfi, kq/san.</p> </p></p>
<p><i>Lövhənin büzməli səthində buxar kondensləşdikdə</i></p>	
<p>–</p>	$Nu = a Re^{0,7} Pr^{0,4} \quad (1.49)$ <p>burada <math>Re = \frac{G_1 L}{\mu A}</math>; <math>Nu = \frac{\alpha L}{\lambda}</math>;</p>

–	<p><math>A</math> – tam istilik mübadiləsi səthi; <math>G_l</math> – buxarın sərfi, kq/s; <math>\Delta t &lt; 30-40^\circ\text{C}</math> olduqda kondensatın fiziki xassələrini kondensləşmə temperaturunda tapmaq olar. <math>a</math> əmsali lövhənin tipindən asılıdır: sahəsi <math>0,2\text{ m}^2</math> olan lövhələr üçün <math>a=338</math>, <math>0,3\text{ m}^2</math> üçün <math>a=322</math>, <math>0,5\text{ m}^2</math> cınağı naxışlı büzməli üçün <math>a=240</math>, <math>0,5\text{ m}^2</math> üfqi büzməli <math>a=376</math>. Sonuncu halda <math>\text{Re}^{0,6}</math>.</p>
<p><b>Mayelərin qaynaması (buxarlanması)</b>  <i>Böyük həcmdə mayeyə batırılmış səthlərdə qaynadıqda</i></p>	
Qabarcıq rejimi	$\alpha = 0,075 \left[ 1 + 10 \left( \frac{\rho}{\rho_b} - 1 \right) \right]^{-\frac{2}{3}} \left( \frac{\lambda^2 \rho}{\mu \sigma T_{qay.}} \right)^{\frac{1}{3}} q^{\frac{2}{3}} \quad (1.50)$
<p><i>Borularda qaynadıqda</i></p>	
Həmin	$\alpha = 780 \frac{\lambda^{1,3} \rho^{0,5} \rho_b^{0,06}}{\sigma^{0,5} r^{0,6} \rho_{b,o}^{0,66} c^{0,3} \mu^{0,3}} q^{0,6} \quad (1.51)$ <p>burada <math>\rho_b, \rho_{b,o}</math> – işçi və atmosfer təzyiqlərində buxarın sıxlığı, kq/m<sup>3</sup>.          Böyük həcmdə qaynadıqda, qabarcıqlarla qaynama təbəqəliyə keçən kritik xüsusi istilik yükündə istilikvermə əmsali maksimal qiymət alır:</p> $q_{kr} = 0,14r \sqrt{\rho_b} \sqrt[4]{g \sigma \rho}. \quad (1.52)$ <p>(1.50)–(1.52) düsturlarında mayenin bütün fiziki xassələri, eləcə də buxarın sıxlığı işçi təzyiqə uyğun qaynama temperaturunda <math>T_{qay.}</math>, <math>K</math> tapmaq lazımdır.</p>

#### 1.4. Şüalanma ilə istiliyin ötürülməsi

**Ümumi məlumatlar və təriflər.** Təbiətdə rast gəlinən bütün cisimlər fasiləsiz olaraq müxtəlif növ enerjiləri şüalandıra və udurlar. Enerjinin şüalanması bəzən *radiasiya* adlanır. Enerjini şüalandırma intensivliyi molekulların daxilindəki rəqsi proseslərlə əlaqəli olmaqla, cismin təbiəti, temperaturu, səthinin vəziyyəti, dalğanın uzunluğundan, qazlarda işə həmçinin təzyiq və qaz qatının qalınlığından asılıdır.

Şüalanan enerjinin daşıyıcıları vakuumda işıq sürətilə

$(3 \cdot 10^8 \text{ m/s})$  yayılan, dalğalarının uzunluqları mikrometrin hissələrindən (məsələn, qamma-şüalar, rentgen şüaları) çox kilometrə (məsələn, radio dalğaları) qədər olan elektromaqnit rəqsləridir. Baş verməsi şüalandıran cismin temperaturu və optik xassələrilə müəyyənləşən, dalğalarının uzunluğu  $0,8\text{--}800 \text{ mkm}$ , yəni infraqırmızı diapazonda olanlar *istilik şüaları*, onların yayılması isə *istiliyin şüalandırılması* adlandırılırlar.

Cismin vahid səthinin vahid zamanda şüalandırdığı enerjinin miqdarı cismin *şüaburaxma qabiliyyəti*  $E [Vt/m^2]$  adlanır:

$$E = \frac{Q}{A}$$

Cismin temperaturu yüksəldikcə, onun daxili enerjisi artdığından şüaburaxma (şüalandırma) *intensivliyi* də çoxalır. Şüaburaxma intensivliyi bərk və maye cisimlərdə daha yüksəkdir, həm də şüaburaxma ilə istilik mübadiləsində onların ancaq nazik üz qatları iştirak edirlər və istiliyin şüalanmasını praktiki olaraq səthi hadisə hesab etmək olar. Qazlar və buxarlar şüaburaxmanın həcmi xarakterli olması ilə fərqlənirlər, yəni bu prosesdə cismin həcmindəki bütün hissəciklər iştirak edirlər.

Cismin şüalandırdığı enerji başqa cisimlər tərəfindən qəbul olunur. Bu halda cismin səthinə düşən şüa enerjisinin ümumi axını  $Q_d$ , qismən udulur  $Q_u$ , qismən əks olunur  $Q_\partial$ , və qismən cismin içindən keçir  $Q_k$ , yəni

$$Q_d = Q_u + Q_\partial + Q_k \quad (1.53)$$

(1.53) tənliyinin sağ və sol tərəflərini  $Q_d$ -yə bölək:

$$Q_u/Q_d + Q_\partial/Q_d + Q_k/Q_d = 1$$

$Q_u/Q_d=B$ ,  $Q_\partial/Q_d=R$  və  $Q_k/Q_d=M$  nisbətləri cismin *udma*, *əksətdirmə* və *içindən buraxma* qabiliyyətlərini xarakterizə edirlər:

$$B+R+M=1.$$

Düşən şüa enerjisinin hamsını udaraq, istilik enerjisinə çevirənlər *mütləq qara* cisimlər adlanırlar ( $B=1$ ,  $R=0$ ,  $M=0$ ). Düşən şüa enerjisini tam əks etdirənlərə isə *mütləq ağ* cisimlər

deyilir ( $B=0$ ,  $R=1$ ,  $M=0$ ). Şəffaf və ya *diatermik* cisimlər isə şüa enerjisini tamamilə içərilərindən buraxırlar ( $B=0$ ,  $R=0$ ,  $M=1$ ).

Təbiətdə mütləq qara, mütləq ağ və şəffaf cisimlər mövcud deyildir; real cisimlər şüa enerjisini təbiətlərindən, temperaturlarından və şüalanma dalğasının uzunluğundan ( $\lambda$ ) asılı olaraq müxtəlif dərəcədə udur, əks etdirir və içərilərindən buraxırlar. Bərk və maye cisimlərin əksəriyyəti istiliyin şüalandırılması üçün qeyri-şəffafdırlar; onlar üçün  $B+R=1$ .

Qazlar isə şüa enerjisi axınını əks etdirmir, ancaq udur və içərilərindən buraxırlar.

**İstiliyin şüalandırılmasının əsas qanunları.** İstiliyin şüalandırılmasının əsas qanunları mütləq qara cisimlərə və istilik tarazlığı şəraitinə aiddirlər.

*Stefan-Boltzman* qanununa görə mütləq qara cismin şüaburaxma qabiliyyəti  $E_s$  mütləq temperaturun  $T$  dördüncü dərəcəsinə mütənasibdir. Bu qanun texniki hesablamalar üçün, adətən aşağıdakı kimi yazılır:

$$E_s = C_s(T/100)^4 \quad (1.54)$$

burada  $C_s$  – mütləq qara cismin şüaburaxma əmsalı;  $C_s=5,67 \text{ Vt}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ .

Mütləq qara cisimlərlə müqayisədə, texnikada işlədilən materiallar (real və ya boz cisimlər) verilmiş temperaturda az şüaburaxma qabiliyyətinə malikdirlər; onlar üçün  $C < C_s$  və ya  $E < E_s$ . Bu kəmiyyətlərin nisbəti  $C/C_s = E/E_s = \varepsilon < 1$  cismin *qaralığ dərəcəsi* adlanır.  $\varepsilon$  – nun qiyməti materialın təbiətindən, cismin səthinin vəziyyətindən və temperaturundan asılı olmaqla, təcrübi yolla müəyyənləşdirilir.  $\varepsilon$  pardaxlanmış metal səthi üçün alçaq, oksidləşmiş səthlər üçün orta və qeyri-metal səthlərin əksəriyyəti üçün yüksək qiymətlərə malikdirlər. Bir sıra materialların qaralığ dərəcələrinin qiymətləri cədvəl 1.2-də verilmişdir.

Beləliklə, istənilən cismin şüaburaxma qabiliyyəti Stefan-Boltzman qanununa görə aşağıdakı ifadə ilə tapıla bilər:

## Materialların qaralığ dərəcələri

Material	Temperatur, °C	Qaralığ dərəcəsi $\varepsilon$
Oksidləşmiş dəmir, hamar	125 – 525	0,78 – 0,82
Oksidləşmiş polad	200 – 600	0,8
Oksidləşmiş alüminium	200 – 600	0,64 – 0,78
Odadavamlı kərpic	–	0,8 – 0,9
Şamot kərpic, minalanmış	1100	0,75
His, qurum	95 – 270	0,95

$$E = C (T/100)^4 = C_s (T/100)^4 = \varepsilon E_s \quad (1.55)$$

Kirxhof müəyyənləşdirmişdir ki, verilmiş temperaturda şüaburaxma qabiliyyəti  $E$ -nin, udma qabiliyyəti  $B$ -yə nisbəti bütün cisimlər üçün eynidir, deməli mütləq qara cisim üçün  $B_s = I$  olduğu nəzərə alınmaqla, aşağıdakını yazmaq olar:

$$E/B = E_s/B_s = E_s = f(T) \quad (1.56)$$

Alınmış nisbət göstərir ki, şüaburaxma enerjisinin udma enerjisinə nisbəti cismin təbiətindən asılı deyildir və mütləq qara cismin həmin temperaturda şüaburaxma qabiliyyətinə bərabərdir; bu müddəə *Kirxhof qanunu* adlanır.

Kirxhof qanununa görə əgər cisim çox enerji udursa, çox enerji də şüalandırır. (1.55) düsturu ilə (1.56) nisbətinin müqayisəsindən  $B = \varepsilon I$  alınır, yəni cismin udma qabiliyyəti onun qaralığ dərəcəsinə bərabərdir.

**Şüalanma ilə cisimlər arasında istilik mübadiləsi.** Real səthlər (boz cisimlər) üçün şüa enerjisinin bir səthdən digərinə çoxdəfəli əks olunması səbəbindən şüalanma ilə istilik mübadiləsi prosesi mürəkkəbləşir. Temperaturları  $T_1$  və  $T_2$ , udma əmsalları  $B_1$  və  $B_2$  olan eyni səthli iki düz paralel boz lövhələr arasında şüalanma ilə istilik mübadiləsi üçün hesabi düstur aşağıdakı kimi yazılır [4]:

$$q_{1-2} = B_g C_g [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4] = C_g [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4] \quad (1.57)$$

burada  $q_{1-2}$  – şüalanma ilə istilik mübadiləsi nəticəsində birinci

daha qızmış səthdən ikinciyə ötürülmüş xüsusi istilik axını,  $Vt/m^2$ ;  $B_g$  – sistem üçün gətirilmiş udma əmsalı;  $C_g$  – sistem üçün gətirilmiş şüaburaxma əmsalı,  $Vt/(m^2 \cdot K^4)$ :

$$B_g = \frac{1}{\frac{1}{B_1} + \frac{1}{B_2} - 1}, \text{ və } C_g = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_s}} \quad (1.58)$$

Şüalanma ilə istilik mübadiləsinin daha mürəkkəb halları üçün sadələşdirici ehtimallar qəbul etmək lazım gəlir, ona görə də hesablamalar təqribi alınır. Adətən aşağıdakı düsturdan istifadə edilir:

$$Q_{1-2} = \varepsilon_g C_g (\varphi A_h) [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4] \quad (1.59)$$

burada  $Q_{1-2}$  – birinci, daha qızmış  $A_1$  sahəli səthdən, ikinci  $A_2$  sahəli səthə şüalanma ilə verilmiş istilik axını,  $Vt$ ;  $\varepsilon_g = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2$  – sistemin gətirilmiş qaralıq dərəcəsi;  $\varphi$  – orta bucaq əmsalı (və ya forma faktoru) – səthlərin formasını, onların ölçülərini, qarşılıqlı yerləşməsini və onlar arasındakı məsafəni nəzərə alan həndəsi parametrlər;  $A_h$  – hər hansı bir şərti (hesabi) istilik mübadiləsi səthi,  $m^2$ .

**Qazların şüaburaxması (radiasiyası).** Bərk və maye cisimlər kimi qazlar (buxarlar) da şüa enerjisini şüalandırır və udurlar. Divar və maye axının temperaturları fərqi kiçik olması səbəbindən, şüalandırma ilə istiliyin verilməsi konveksiya və istilikkeçirmə hesabına istilikvermə ilə müqayisədə, olduqca az olduğundan nəzərə alınmır. Qaz olduqda isə divar və qazlar arasında temperatur fərqi, bir sıra hallarda xeyli çox olur (məsələn, boruları tüstü qazları ilə qızdırdıqda) və istiliyin şüalandırma ilə ötürülməsi əhəmiyyətli rol oynayır.

Bir- və iki atomlu qazlar (azot, oksigen və s.) istilik şüaları üçün praktiki olaraq şəffafdırlar, ona görə də onların şüaudma və şüaburaxma qabiliyyətləri çox kiçikdir və praktiki hesablamalarda nəzərə alınmır. Üç- və çoxatomlu qazların ( $CO_2$ ,  $SO_2$ ,  $H_2O$  buxarı,  $NH_3$  və s.) şüaudma və şüaburaxma qabiliyyətləri isə yüksəkdir. İstənilən uzunluqda dalğaların şüa enerjisini udan və şüalandıran bərk cisimlərdən fərqli olaraq,

qazlar dalğa uzunluqlarının müəyyən intervalındakı enerjini udur və şüalandırırlar.

Qaz həcmi və divar arasında (məsələn, yanma kamerası) şüalanma ilə istilik mübadiləsi halı üçün yekun şüalanma axınını aşağıdakı ifadə ilə tapmaq olar:

$$Q_{q-div.} = \varepsilon_{e.div.} C_s [\varepsilon_q (T_q/100)^4 - B_q (T_{div.}/100)^4] A_{div.} \quad (1.60)$$

burada  $\varepsilon_{e.div.}$  – divarın effektiv qaralıq dərəcəsi;  $T_q$ ,  $T_{div.}$  – qaz və divar səthinin orta temperaturu, K;  $\varepsilon_q - T_q$  temperaturunda qazın qaralıq dərəcəsi;  $B_q - T_{div.}$  temperaturunda qazın udma qabiliyyəti (qaralıq dərəcəsi);  $A_{div.}$  – divarın səthinin sahəsi.

Divarın effektiv qaralıq dərəcəsi  $\varepsilon_{e.div.}$  şüa enerjisinin çoxdöfəli əks olunmasını və udulmasını nəzərə alır:

$$\varepsilon_{e.div.} \approx (1 + \varepsilon_{div.})/2 \quad (1.61)$$

burada  $\varepsilon_{div.}$  – divarın qaralıq dərəcəsi.

Qaz qarışığının qaralıq dərəcəsi bərabərdir:

$$\varepsilon_q = \varepsilon_1 + \varepsilon_2, \quad (1.62)$$

burada  $\varepsilon_1$  və  $\varepsilon_2$  – qaz qarışığının orta  $T_q$  temperaturunda CO<sub>2</sub> və H<sub>2</sub>O buxarlarının qaralıq dərəcələri.

$\varepsilon_1$  və  $\varepsilon_2$  -nin qiymətləri qaz qatında şüanın orta uzunluğu  $l$  və qaz qarışığında uyğun komponentin parsial təzyiqindən asılıdır.

Borulu sobaların və qazanların ocaqlarında CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O və digər üçatomlu qazlardan ibarət olan yanma məhsulları, eləcə də parıldayan alov istiliyi şüalandırırlar. Alovun parıltısı yanan karbonun, qurumun və külün asılı hissəciklərinin olması ilə izah edilir. Parıldayan alovun şüalanması öz xassəsinə görə boz cismin şüalanmasına, böyük qalınlıqda isə mütləq qara cismin şüalanmasına yaxınlaşır.

**Süalanma və konveksiya ilə istiliyin ötürülməsi.** İstilik mübadiləsi eyni zamanda şüalanma və konveksiya ilə baş verdikdə ötürülən istilik axını bərabərdir:

$$Q = (\alpha_s + \alpha_k)(T_q - T_{div.})A_{div.} = \alpha(T_q - T_{div.})A_{div.} \quad (1.63)$$

burada  $\alpha_s = Q_{q-div.}/(T_q - T_{div.})A_{div.}$  – şüaburaxma ilə istilikvermə əmsalı, Vt/(m<sup>2</sup>·°C);  $\alpha_k$  – konveksiya ilə istilikvermə əmsalı, Vt/(m<sup>2</sup>·°C);  $\alpha = \alpha_s + \alpha_k$  – ümumi istilikvermə əmsalı, Vt/(m<sup>2</sup>·°C).



## 1.5. İstilikötürmə

Artıq qeyd edildiyi kimi, istiliyin qaynar mühitdən bərk divar vasitəsilə soyuq mühitə ötürülməsi prosesi *istilikötürmə* adlanır. İstilikötürmə prosesi istilikkeçirmə və istilikvermənin, bir sıra hallarda, eləcə də şüaburaxmanın birgə təsiri nəticəsində həyata keçirilir.

**Düz divardan istilikötürmə.** Səthi  $A$  m<sup>2</sup>, qalınlığı  $\delta$  m və istilikkeçirmə əmsalı  $\lambda$  Vt/(m·°C.) olan düz divar təsəvvür edək (şəkil 1.3,a).  $t_1$  temperaturu qızmış mühit divarı yumaqla, divara bitişik qatda temperaturu  $t_1$ -dən  $t_{div_1}$ -ə qədər dəyişir. Sonra divarın qalınlığı boyu temperatur  $t_{div_1}$ -dən  $t_{div_2}$ -yə və divara bitişik soyuq mühit qatında  $t_{div_2}$ -dən  $t_2$ -yə qədər dəyişir. Qaynar axından divara və divardan soyuq axına istilik istilikvermə, divarın içində isə istilikkeçirmə ilə ötürülür. Bu halda:

$$t_1 > t_{div_1} > t_{div_2} > t_2.$$

Qərarlaşmış istilik mübadiləsi prosesində divarın qızmış mühitdən vahid zamanda aldığı istilik axını  $Q$  (istilikvermə əmsalı  $\alpha_1$ ) divardan keçərək (istilikkeçirmə əmsalı  $\lambda$ ), soyuq mayeyə verilir (istilikvermə əmsalı  $\alpha_2$ ). Ona görə yazmaq olar:

$$Q = \alpha_1(t_1 - t_{div_1})A = (\lambda/\delta)(t_{div_1} - t_{div_2})A = \alpha_2(t_{div_2} - t_2)A.$$

Bu tənliklərdən uyğun sahələr üçün temperaturlar fərqi tapaq:

$$t_1 - t_{div_1} = Q/\alpha_1 A;$$

$$t_{div_1} - t_{div_2} = Q/(\lambda/\delta)A;$$

$$t_{div_2} - t_2 = Q/\alpha_2 A.$$

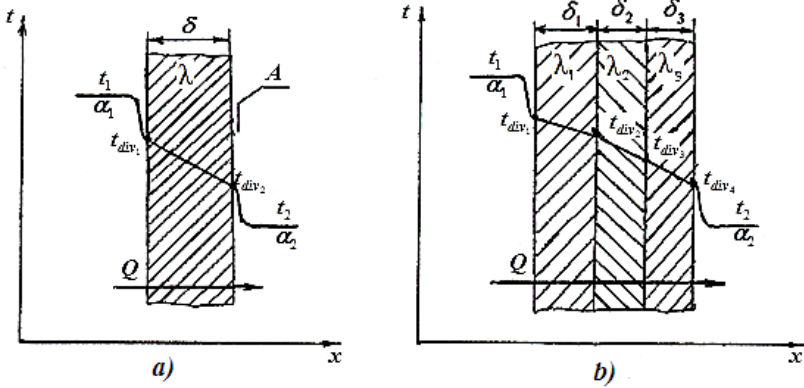
Sonuncu tənliklərin sağ və sol tərəflərini toplayıb və alınmış tənliyi yenidən həll edərək, tapırıq:

$$Q = [1/(1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2)](t_1 - t_2)A = KA(t_1 - t_2) \quad (1.64)$$

burada

$$K = 1/(1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2) \quad (1.65)$$

kəmiyyəti *istilikötürmə əmsalı* adlanır. İstilikötürmə əmsalı



Şəkil 1.3. Düz divardan istilikötürmənin sxemi: a – birqat divar; b – çoxqat divar

vahid zamanda  $1m^2$  düz divar səthindən temperaturlar fərqi  $1^\circ C$  olduqda, qaynar mühitdən soyuğa ötürülən istiliyin miqdarını xarakterizə edir. Deməli, onun ölçü vahidi istilikvermə əmsalınıninki ilə eynidir, yəni  $[K]=[C/(m^2 \cdot s \cdot ^\circ C)]$  və ya  $Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)$ .

Çoxqatlı düz divar olduqda istilik axını qaynar mühitdən divar, sonra divarı təşkil edən hər bir qat və sonuncu divardan soyuq mühit istiqamətində keçir. Asanlıqla görmək olar ki, üçqatlı divar üçün (şəkil 1.3,b) (1.64) tənliyi aşağıdakı kimi yazılacaqdır:

$$Q=[1/(1/\alpha_1 + \delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \delta_3/\lambda_3 + 1/\alpha_2)]A(t_1 - t_2) = KA(t_1 - t_2) \quad (1.66)$$

Üçqatlı divarın istilikötürmə əmsalı bərabərdir:

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \delta_3/\lambda_3 + 1/\alpha_2}, \quad (1.67)$$

və ya ümumi halda

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \sum_1^n \delta_i/\lambda_i + 1/\alpha_2}, \quad (1.68)$$

$\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\lambda_i$ ,  $\delta_i$  və  $K$  - nin qiymətlərini bilərək, birqat və çoxqatlı düz divarları məhdudlaşdıran səthlərin temperaturlarını tapmaq mümkündür. Həqiqətən də, birqat divar üçün yazmaq olar:

$$\alpha_1(t_1 - t_{div1}) = (\lambda/\delta)(t_{div1} - t_{div2}) = \alpha_2(t_{div2} - t_2) = K(t_1 - t_2),$$

Bu ifadədən:

$$t_{div_1} = t_1 - (K/\alpha_1)(t_1 - t_2) \text{ v\ae}$$

$$t_{div_2} = t_{div_1} - K/(\delta/\lambda)(t_1 - t_2) = t_2 + (K/\alpha_2)(t_1 - t_2) \quad (1.69)$$

Üçqatlı divar üçün yuxarıdakı ifadə belə yazılır:

$$\alpha_1(t_1 - t_{div_1}) = (\lambda_1/\delta_1)(t_{div_1} - t_{div_2}) = (\lambda_2/\delta_2)(t_{div_2} - t_{div_3}) =$$

$$= (\lambda_3/\delta_3)(t_{div_3} - t_{div_4}) = \alpha_2(t_{div_4} - t_2) = K(t_1 - t_2),$$

buradan  $t_{div_1} = t_1 - (K/\alpha_1)(t_1 - t_2)$ ;  $t_{div_2} = t_{div_1} - K(\delta_1/\lambda_1)(t_1 - t_2)$ ;  
 $t_{div_3} = t_{div_2} - K(\delta_2/\lambda_2)(t_1 - t_2)$ ;  $t_{div_4} = t_{div_3} - K(\delta_3/\lambda_3)(t_1 - t_2) =$   
 $= t_2 + (K/\alpha_2)(t_1 - t_2)$  alınır. (1.70)

İstilikötürmə əmsalına əks olan kəmiyyət *istilikötürülməsinə termiki müqavimət* adlanır:

$$1/K = 1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2.$$

Asanlıqla görmək olar ki, çoxqatlı düz divardan istilikötürülməsinə termiki müqavimət aşağıdakı kimi olacaqdır:

$$1/K = 1/\alpha_1 + \sum_1^n \delta_i/\lambda_i + 1/\alpha_2, \quad (1.71)$$

yəni, ümumi termiki müqavimət  $1/K$  xüsusi termiki müqavimətlərin cəminə bərabərdir. (1.70) tənliyindən görünür ki:  $1/K > 1/\alpha_1$ ,  $1/K > \delta_i/\lambda_i$  və  $1/K > 1/\alpha_2$ , yəni  $K < \alpha_1$ ,  $K < \lambda_i/\delta_i$  və  $K < \alpha_2$ .

Deməli, istilikötürmə əmsalı  $K$  həmişə istilikvermə əmsalları  $\alpha_1$  və  $\alpha_2$ -nin hər birindən və divarın istənilən qatının istilikkeçiriciliyi  $\lambda_i/\delta_i$ -dən kiçikdir.

**Silindrik divardan istilikötürmə.** Çoxqatlı düz divardan istilik ötürülməsinə oxşar olaraq, aşağıdakı ifadələri yazı bilərik:

$$t_1 - t_{div_1} = Q/\alpha_1 A_d;$$

$$t_{div_1} - t_{div_{n+1}} = Q/\sum(\delta_i/\lambda_i) A_i;$$

$$t_{div_{n+1}} - t_2 = Q/\alpha_2 A_x;$$

$$t_1 - t_2 = Q/KA$$

Bu ifadələrdən aşağıdakılar alınır:

$$\frac{1}{KA} = \frac{1}{\alpha_1 A_d} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i A_i} + \frac{1}{\alpha_2 A_x}$$

və ya

$$\frac{1}{K} = A \left( \frac{1}{\alpha_1 A_d} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i A_i} + \frac{1}{\alpha_2 A_x} \right) \quad (1.72)$$

Bu tənliyin köməyilə çoxqatlı silindrik divarın istilikötürmə əmsalı  $K$ -nı hesablamaq olar. İstilikötürmə əmsalı  $K$ -nın aid olduğu istilikötürmə səthi  $A$  kimi  $A_d$ ,  $A_x$  və ya  $A_{or}$  götürülə bilər. Silindrik divar üçün səthlərin nisbəti bu səthlərin radiuslarının (diametrlərinin) nisbətinə bərabərdir. Ona görə də, əgər  $A=A_d=2\pi r_d l$  olarsa:

$$\frac{1}{K_d} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} \cdot \frac{r_d}{r_i} + \frac{r_d}{\alpha_2 r_x} \quad (1.73)$$

$A=A_x=2\pi r_x l$  olduqda isə:

$$\frac{1}{K_x} = \frac{r_x}{\alpha_1 r_d} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} \cdot \frac{r_x}{r_i} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (1.74)$$

Bu tənliklərdən alınan  $K$ -ların qiymətləri müxtəlif olacaqdır, çünki divarın bütün qatlarından keçən istilik axınlarının bərabərliyinin nəticəsi olan aşağıdakı nisbətə riayət olunmalıdır:  $KA=K_d A_d=K_x A_x$  (1.75)

Yuxarıdakı tənliklərdən silindrik divar qatları səthlərinin temperaturlarını tapmaq olar.

## BÖLMƏ 2. İSTİLİK MÜBADİLƏSİ APARATLARI

### Əsas şərti işarələr

- $D$  – gövdənin daxili diametri, m;  
 $D_x$  – gövdənin xarici diametri, m;  
 $D_{b,y}$  – borular yerləşdirilən dairənin diametri, m;  
 $D_{a.o.}$  – araqaatın orta diametri, m;  
 $D_0$  – spiralın mərkəzi dolağının diametri, m;  
 $D_s$  – spiralın xarici dolağının diametri, m;  
 $D_E$  – şəbəkənin deşiklərlə tutulmayan sahəsinə cızılmış çevrənin diametri, m;  
 $s$  – gövdənin divarının qalınlığı, m;  
 $s_{b.k.}$  – bölüşdürücü kameranın divarının qalınlığı, m;  
 $s_b$  – borunun divarının qalınlığı, m;  
 $s_a$  – eninə arakəsmənin qalınlığı, m;  
 $s_ş$  – boru şəbəkəsinin qalınlığı, m;  
 $l$  – xətti ölçü; borunun uzunluğu, m;  
 $l_a$  – arakəsmələr arasındakı məsafə, m;  
 $l_{s.q.}$  – gövdənin son qurşağının uzunluğu, m;  
 $l_b, l_i$  – borunun hesabi və işçi uzunluğu;  
 $t$  – temperatur, °C;  
 $t_g, t_b$  – gövdənin və borunun temperaturu, °C;  
 $t_q, t_s$  – qaynar və soyuq axının orta temperaturu, °C;  
 $t_{b1}, t_{s1}$  – qaynar axının başlanğıc və son temperaturu, °C;  
 $t_{b2}, t_{s2}$  – soyuq axının başlanğıc və son temperaturu, °C;  
 $t_i$  – istilikdəyişdiricinin hazırlandığı temperatur, °C;  
 $\Delta t$  – gövdə və borunun temperaturları fərqi, °C;  
 $\Delta t_{or}$  – qaynar və soyuq axınların temperaturlarının orta fərqi, °C;  
 $\Delta t_b, \Delta t_k$  – temperaturların ən böyük və ən kiçik fərqi, °C;  
 $\Delta t'_{or}$  – çoxgedişli aparatlarda axınların temperaturlarının orta fərqi, °C;  
 $\alpha$  – istilikvermə əmsali,  $Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  
 $\alpha_q, \alpha_s$  – qaynar və soyuq axın tərəfdən istilikvermə əmsali,  $Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  
 $q$  – xüsusi istilik axını,  $Vt/m^2$ ;  
 $\beta_g, \beta_b$  – gövdə və borunun temperaturdan xətti genişlənmə əmsali,  $^\circ C^{-1}$ ;  
 $E$  – konstruksiya materialının elastiklik modulu, MPa;  
 $E_g, E_b$  – gövdə və boru materialının elastiklik modulu, MPa;  
 $A$  – istilik mübadiləsi səthinin sahəsi,  $m^2$ ;  
 $A_g, A_b$  – gövdə və boruların en kəşik sahələri,  $m^2$ ;  
 $A_{ek}$  – baxılan kəsiyin en kəşik sahəsi,  $m^2$ ;  
 $A \sim$  – qabırğalı xarici səthin təqribi qiyməti,  $m^2$ ;  
 $\delta_g$  – gövdənin uzanması (dartılması), m;  
 $\delta_b$  – boruların qısalması (sıxılması), m;

$\delta$  – borunun gövdədən artıq uzanması, m;  
 $N$  – axının hərəkəti üçün sərf edilən güc, Vt;  
 $N_t$  – konstruksiyada yaranan temperatur qüvvəsi, MN;  
 $N_{gd}$  – gövdəni dartan (uzadan) qüvvə, MN;  
 $N_{bs}$  – boruları sıxan (qısaltan) qüvvə, MN;  
 $N_b$  – temperatur və təzyiğin birgə təsirindən borularda yaranan oxboyu qüvvə, MN;  
 $[N_b]$  – oxboyu buraxılan qüvvə, MN;  
 $p$  – şəbəkəyə təsir edən təzyiq, MPa;  
 $p_g, p_b$  – gövdədəki və borudakı daxili izafi təzyiq, MPa;  
 $p_x$  – xarici izafi təzyiq, MPa;  
 $p_s$  – sınaq təzyiqi, MPa;  
 $q_b$  – daxili izafi təzyiqdən bir boruya təsir edən qüvvə MN;  
 $a_b$  – bir borunun en kəşik sahəsi, m<sup>2</sup>;  
 $a_1$  – bir gedişdəki boruların keçid kəsiyinin sahəsi, m<sup>2</sup>;  
 $b$  – araqatının eni, m;  
 $b_k$  – spiral istilikdəyişdiricilərdə kanalın eni, m;  
 $b_b$  – lövhənin büzmlərarası addımı, m;  
 $\sigma_{gb}, \sigma_{bt}$  – gövdə və boruda yaranan temperatur gərginliyi, MPa;  
 $\sigma_{bp}$  – təzyiqdən boruda yaranan gərginlik, MPa;  
 $t_a$  – boruların addımı, mm;  
 $t_{s.a.}$  – spiralın addımı, m;  
 $d_x, d_d$  – borunun xarici və daxili diametri, mm;  
 $d_h$  – borunun hesabi diametri, m;  
 $d_o$  – şəbəkədə boru üçün açılmış deşiyin diametri, mm;  
 $d_E$  – deşiyin effektiv diametri, m;  
 $n$  – boruların ümumi sayı;  
 $n_{\Delta}$  – bərabərtərəfli üçbucağın təpələrində yerləşdirilən boruların sayı;  
 $n_{\square}$  – kvadratın təpələrində yerləşdirilən boruların sayı;  
 $n_1$  – bir gedişdəki boruların sayı;  
 $n_p$  – ardıcıl birləşdirilmiş paketlərin sayı;  
 $m$  – ən böyük altıbucaqlının tərəfində yerləşən boruların sayı;  
 $m_1, m_2$  – soyudulan və qızdırılan axınlar üçün paketdə kanalların sayı  
 $Q$  – aparatın istilik yükü Vt;  
 $Q_1$  – qaynar axının verdiyi istilik, Vt;  
 $Q_2$  – soyuq axının aldığı istilik, Vt;  
 $Q_q$  – qaynadıcının istilik yükü, Vt;  
 $Q_{k-s}$  – kondensator-soyuducunun istilik yükü, Vt;  
 $\eta$  – istilikdən istifadə əmsalı, f.i.ə.;  
 $\eta_n$  – nasos və ya ventilyatorun f.i.ə.;  
 $\eta'$  – soyuqluq itkisi əmsalı;

$G_1, G_2$  – istilikdaşıyıcıların kütlə sərfələri, kq/s;  
 $G_b$  – alınan buxarın kütlə sərfi, kq/s;  
 $V$  – istilikdaşıyıcının həcmi sərfi, m<sup>3</sup>/s;  
 $c_1, c_2$  – qaynar və soyuq axının orta temperaturunda istilik tutumu, C/(kq·°C);  
 $i_{b1}, i_{s1}$  – qaynar istilikdaşıyıcının  $t_{b1}, t_{s1}$  temperaturlarında entalpiyası, C/kq;  
 $i_{b2}, i_{s2}$  – soyuq istilikdaşıyıcının  $t_{b2}, t_{s2}$  temperaturlarında entalpiyası, C/kq;  
 $K$  – istilikötürmə əmsalı, C/(m<sup>2</sup>·s·°C), Vt/(m<sup>2</sup>·°C);  
 $K_t$  – istilikötürmə əmsalının təqribi qiyməti, C/(m<sup>2</sup>·s·°C), Vt/(m<sup>2</sup>·°C);  
 $K_h$  – aparatın 1 m<sup>3</sup> aktiv həcmində aid edilmiş istilikötürmə əmsalı, Vt/(m<sup>3</sup>·°C);  
 $\dot{I}_q$  – qızmış buxar axınının başlanğıc temperaturunda entalpiyası, C/kq;  
 $i_k$  – kondensatın son temperaturunda entalpiyası, C/kq;  
 $r_b$  – xüsusi buxarlanma istiliyi, C/kq;  
 $r_{\text{çx}}, r_{\text{çd}}$  – xarici və daxili çöküntülərin termiki müqaviməti, (m<sup>2</sup>·°C)/Vt;  
 $r_d$  – divarın termiki müqaviməti, (m<sup>2</sup>·°C)/Vt;  
 $\sum r_d$  – termiki müqavimətlərin cəmi, (m<sup>2</sup>·°C)/Vt;  
 $\delta_{\text{çx}}, \delta_{\text{çd}}$  – xarici və daxili çöküntülərin qalınlıqları, m;  
 $\lambda_d$  – divarın istilikkeçirmə əmsalı, C/(m·s·°C), Vt/(m·°C);  
 $\lambda_{\text{çx}}, \lambda_{\text{çd}}$  – xarici və daxili çöküntülərin istilikkeçirmə əmsalları, Vt/(m·°C);  
 $\rho$  – mühitin sıxlığı, kq/m<sup>3</sup>;  
 $\varepsilon$  – düzəliş əmsalı;  
 $w$  – axının sürəti, m/s;  
 $w_1$  – baxılan kəşiyin dar sahəsində axının sürəti, m/s;  
 $w_b$  – borularda axının sürəti, m/s;  
 $z$  – gedişlərin sayı;  
 $z_b$  – borularla gedişlərin sayı;  
 $\theta$  – aparatın borularla dolma əmsalı;  
 $c$  – konstruktiv əlavə, m;  
 $[\sigma]_s$  – şəbəkənin materialı üçün buraxılan gərginlik, MPa;  
 $[\sigma]_b$  – boru materialı üçün buraxılan gərginlik, MPa;  
 $\varphi_s$  – boru şəbəkəsinin dəşiklərlə zəiflədilmə əmsalı;  
 $\varphi_E$  – boru şəbəkəsinin dəşiklərlə effektiv zəiflədilmə əmsalı;  
 $\psi_o$  – dəşikləri olan lövhənin sərtlik əmsalı;  
 $h$  – boruların genəldilmə dərinliyi, m;  
 $[q]$  – boru-şəbəkə birləşməsinin vahid sahəsinə düşən xüsusi yük, MPa;  
 $\Delta p$  – təzyiqlik düşgüsü, Pa;  
 $\Delta p_s$  – sürtünmədə təzyiqlik itkisi, Pa;  
 $\Delta p_{y,r}$  – yerli müqavimətlərdə təzyiqlik itkisi, Pa;  
 $\Delta p_{ba}$  – istilikdəyişdiricinin borulararası fəzasında təzyiqlik itkisi, Pa;  
 $\xi_i$  – yerli müqavimət əmsalı;  
 $\lambda_s$  – sürtünmə əmsalı;  
 $L, R, G$  – xammalın, qalığın və buxarın sərfələri, kq/saat;

## 2.1. İstilikdəyişdiricilərin təsnifatı

Neft-qaz emalı və kimya texnologiyasında istilik mübadiləsi prosesləri müxtəlif aqreqat halında olan maddələri qızdırmaq və soyutmaq məqsədilə istifadə edilirlər.

Baş vermə sürəti istiliyin verilmə və ya alınma sürətləri ilə müəyyənləşən proseslər *istilik prosesləri* adlandırılırlar. Bu proseslər istilikdəyişdirici aparatlarda həyata keçirilir. İki istilikdaşıyıcı arasında istilik mübadiləsi, yəni istiliyin qaynar axından soyuğa ötürülməsi baş verən aparat *istilikdəyişdirici* adlanır. İstilik mübadiləsinin hərəkətverici qüvvəsi istilikdaşıyıcıların temperaturları fərqiədir.

**İstiliyin ötürülmə üsuluna** görə istilik mübadiləsi aparatları *səthli* və *qarışdırıcı* tipli olurlar. Birinci halda istiliyin ötürülməsi istilikdaşıyıcılar arasındakı ayırıcı bərk səth vasitəsilə, ikinci halda isə qaynar və soyuq axınların bilavasitə görüşmələri (qarışmaları) ilə həyata keçirilir.

Səthli aparatlar *rekuperativ* və *regenerativ* tiplilərə bölünürlər. Rekuperativ aparatlarda qaynar axından soyuq axına istilik onları ayıran divar, yəni *istilik mübadiləsi səthi* vasitəsilə verilir. Regenerativ aparatlarda isə hər iki axın növbə ilə eyni səthlə görüşür. Bu halda, qaynar axınla qızdırılan bərk cismin (istiliyin udulması), sonradan soyuq axınla soyudulması (udulmuş istiliyin verilməsi) nəticəsində istiliyin ötürülməsi baş verir.

İstilik mübadiləsi həyata keçirilən axınların qarışması, bir qayda olaraq mümkün olmadığından, neft-qaz emalı və kimya müəssisələrində əsasən səthli istilikdəyişdiricilərdən istifadə edilir. Qaynar və soyuq axınlar eyni və ya qarşılıqlı həll olmayan maddələr olduqda, qarışdırıcı tipli aparatlardan istifadə oluna bilər. Bununla əlaqədar, barometrik kondensator, su püskürdülmesi ilə havanı soyudan kondensator, rektifikasiya kolonlarında dövr etdirilən suvarma boşqabı kimi quruluşları qeyd etmək olar.



**Tətbiq sahələrindən** asılı olaraq istilik mübadiləsi aparatları *istilikdəyişdirici, qızdırıcı, soyuducu, qaynadıcı, kondensator* və i.a. adlandırılırlar.

İstilikdəyişdiricidə hər iki proses: həm soyuq axının qızdırılması, həm də qaynar axının soyudulması həyata keçirilməsi lazım olan proseslərdir. Məsələn, neftin ilkin emalı qurğusunda xam neftin dizel yanacağı fraksiyası ilə qızdırılması zamanı bir tərəfdən emal olunacaq nefti qızdırmaq, digər tərəfdən isə alınmış dizel yanacağı fraksiyasını soyutmaq lazım olduğundan bu aparat istilikdəyişdirici adlanır. Digər aparatlar isə həyata keçirilən proseslərə uyğun adlandırılırlar. Qızdırıcılarda soyuq axının aqreqat halı dəyişmədən qızdırılması, soyuducularda qaynar axının aqreqat halı dəyişmədən soyudulması, qaynadıcılarda mayenin qızdırılaraq buxarlanması, kondensatorlarda isə buxar və ya qaz halında olan qaynar axının soyudularaq kondensləşməsi prosesləri həyata keçirilir.

**İstilikdaşıyıcıların qarşılıqlı hərəkət istiqamətlərinə** görə: *düzaxınlı* (hər iki axın eyni istiqamətdə hərəkət edir), *əksaxınlı* (axınlar əks istiqamətlərdə hərəkət edir), *çarpaz axınlı* (axınların istiqamətləri kəsişir) və *qarışıq axınlı* (aparatın ayrı-ayrı sahələrində istilikdaşıyıcıların qarşılıqlı hərəkət istiqamətləri dəyişir) aparatları fərqləndirirlər.

**Konstruksiyalarına** görə rekuperativ tipli səthli istilikdəyişdiriciləri aşağıdakı qruplara bölmək olar.

1. **Borulardan** hazırlananlar: gövdə-borulu (tərpənməz boru şəbəkəli, gövdəsində kompensatoru olan, üzən başlıqlı, U-varı borularla), termosifon, “boru boruda”, hava ilə soyudan, suvarılan, batırılmış spiral borulu, burulmuş spiral boru dəstli.

2. **Vərəq materialdan** hazırlananlar: lövhəli (sökülənlər, yarısökülənlər və sökülməyənlər), spiral və köynəkli.

3. **Qeyri-metal materiallardan**: emalla örtülmüş səthli, qrafit, şüşə və plastik kütlədən hazırlananlar.

Neft emalı və kimya sənayesi üçün istehsal olunan

istilikdəyişdiricilərin böyük əksəriyyətini gövdə-borulu aparatlar təşkil edirlər. Onların hazırlanması kifayət qədər sadədir, təmir texnikası hərtərəfli işlənmişdir. Onlar istismarda etibarlı olmaqla, yanaşı, həm də universaldırlar, yəni temperatur və təzyiqin geniş hədlərində istilikdaşıyıcıların istənilən uyğunlaşmasında qaz, buxar və mayelər arasında istilik mübadiləsini həyata keçirmək üçün istifadə edilə bilirlər.

Hava ilə soyudan, lövhəli və spiral istilikdəyişdiricilər də texnoloji qurğularda geniş tətbiq olunurlar.

İstismar şəraiti ilə əlaqədar olaraq, istilik mübadiləsi aparatlarına irəli sürülən tələblərin müxtəlifliyinə uyğun olaraq, olduqca müxtəlif konstruksiyalı və tipli aparatlar tətbiq edilir. Bununla belə, hər tip aparat üçün istilik mübadiləsi səthinin geniş ölçü sırası (bir aparatda bir neçə m<sup>2</sup>-dan bir neçə min m<sup>2</sup>-a qədər) işlənmişdir.

İstilikdəyişdiricilərin tip, ölçü, parametr və materialları üzrə geniş nomenklaturası hər bir konkret şərait üçün ölçülərinə və material icrasına görə optimal istilikdəyişdirici aparat seçməyə imkan verir.

İstilik mübadiləsi prosesinin konkret şəraiti üçün aparatın konstruksiyasının seçilməsi, əsasən konstruktorun erudisiyası və intuisiyasından asılıdır. Bununla belə, istilikdəyişdiricinin konstruksiyası və istilikdaşıyıcıların qarşılıqlı hərəkət istiqamətləri seçildikdə, mövcud olan ümumi xarakterli tövsiyələrə əsaslanmaq olar:

– istilikdaşıyıcıların yüksək təzyiqlərində borulu aparatlar daha üstün tutulur; bu halda kiçik diametrlə borular gövdəyə nisbətən daha yüksək təzyiqə davam gətirdiyindən, yüksək təzyiqli istilikdaşıyıcıyı boru daxilinə yönəltmək daha məqsədəuyğundur;

– borulu istilikdəyişdiricilərdə korroziyalı axını borulara vermək daha düzgündür, bu halda korroziya yeyilməsi nəticəsində istilikdəyişdiricinin gövdəsini dəyişmək lazım gəlmir;

- korroziyaedici istilikdaşıyıcılardan istifadə olunduqda polimer materialdan, məsələn nadir korroziya dayanıqlığına malik olan ftorplast və onun sopolimerlərindən hazırlanmış istilikdəyişdiricilər daha üstüdürlər;
  - istilikdaşıyıcılardan biri çirklidirsə və ya çöküntü verirsə, onu təmizlənməsi daha asan olan istilik mübadiləsi səthi tərəfdən (spiral borulu istilikdəyişdiricilərdə boruların xarici səthi, gövdə-boruluda isə daxili səthi) vermək məqsədəuyğundur;
- İstilikdəyişdiricilərə aşağıdakı tələblər irəli sürülür:
- yüksək məhsuldarlıqda kiçik qabarit ölçülü olmaları;
  - yüksək istilikötürmə əmsalına malik olmaları;
  - az hidravliki müqavimətli olmaları;
  - hər bir mühit tərəfdən kipliyin təmin edilməsi;
  - konstruksiyanın sökülmə və təmizlənmə mümkünlüyü.

## **2.2. İstilikdaşıyıcılar və onların xassələri**

İstilik prosesləri ən azı iki müxtəlif temperaturu mühitin iştirakı ilə baş verir. Bu halda, istilik öz-özünə, iş sərf etmədən yüksək temperaturu mühitdən alçaq temperaturu mühitə ötürülür.

Kimya texnikasında mütləq sifra yaxın temperaturdan bir neçə min dərəcəyədək temperaturalarda istilik prosesləri həyata keçirmək lazım gəlir. Müəyyən temperaturalar hədlərində baş verən hər bir konkret proses üçün ən uyğun gələn istilikdaşıyıcı və soyuducu agentin seçilməsi istilik prosesinin məqsədi və xarakteri, istilik mübadiləsi aparatının konstruksiyası, axınların istilik-fiziki, kimyəvi və istismar xassələri, iqtisadi mülahizələr və s. ilə müəyyənləşir.

İstilikdaşıyıcılar aqreqat halından asılı olaraq *bərk*, *maye* və *qazvarılara* bölünürlər.

**Bərk** istilikdaşıyıcılar neft emalı, kimya, metallurgiya və digər sənaye sahələrinin yüksək temperaturu proseslərində qazları, su buxarını və üzvi maye buxarlarını 1000–2000°C temperatura qədər qızdırmaq üçün tətbiq edilirlər. Onlar polad,

çuqun, silisium oksidi, kaolin, alüminium, maqnezium, sirkonium oksidləri və digər maddələrdən hazırlanaraq, diametrləri 8–12 mm və ya daha kiçik olan dənəvar fraksiyalar halında istehsal olunurlar. Bərk odadavamlı istilikdaşıyıcılar *tərpənməz, tərpənən* və *psevdoqaynar* laylı olmaqla, üç yerə bölünürlər.

**Maye** istilikdaşıyıcılara adi və ağır su, mineral yağ, difenil, yüksək temperaturlu üzvi birləşmələr, metal ərintiləri, əridilmiş duzlar aiddirlər. Texnoloji qurğularda alınan məhsullar, yarıməhsullar və tullantılar da istilikdaşıyıcılar kimi geniş tətbiq tapmışlar.

**Qazvarı** istilikdaşıyıcılara hava, tüstü qazları, azot, karbon qazı, kükürd qazı, kimyəvi reaksiyalardan alınan qazvarı məhsullar, hidrogen, helium, eləcə də su buxarı aiddirlər.

2000°C-dən yuxarı temperaturlarda alçaq temperaturlu *plazma* adlanan ionlaşdırılmış qazlardan istifadə edilir.

Ətraf mühitin temperaturundan və 0°C-dən alçaq temperaturlarda *soyuqluqdaşıyıcılardan*, yəni soyuducu agentlərdən (qələvi metal duzlarının sulu məhlulları, ammonyak, mayeləşmiş karbohidrogen qazları və s.), daha alçaq temperaturlarda isə *kriogen* mayelərdən (maye azot, oksigen, hava, helium) istifadə olunur.

Kimya texnikasında işlədilən istilik- və soyuqluqdaşıyıcılar, eləcə də onların tətbiq şəraitləri cədvəl 2.1-də verilmişdir.

İstilikdaşıyıcıların istilik-fiziki xassələrinə sıxlığı, istilik tutumu, istilikkeçiriciliyi, buxarlanma istiliyi, qaynama temperaturu, ərimə temperaturu aiddirlər.

Böyük *sıxlıqlı* istilikdaşıyıcı, bir qayda olaraq, kiçik temperatur fərqlərində böyük miqdarda istilik ötürülməsinə imkan verir. Onlara aparat və boru kəmərlərində kanalların böyük keçid kəsikləri tələb olunmur, onların saxlandıqları tutumlar böyük olmur. Bu nöqteyi-nəzərdən, istilikdaşıyıcılar kimi ən az münasib olanı qazlardır.

Böyük *istilik tutumlu* istilikdaşıyıcılar az miqdarda kütlədə

Cədvəl 2.1.

## Geniş yayılmış istilikdaşıyıcılar (soyuducu agentlər)

İstilikdaşıyıcılar (soyuducu agentlər)	Prosesin işçi şəraiti	
	temperatur, °C	təzyiq, MPa
Helium . . . . .	-272-ə qədər	0,1-ə qədər
Hidrojen . . . . .	-257-ə qədər	1-ə qədər
Azot, oksigen, hava . . . . .	-210-a qədər	20-yə qədər
Metan . . . . .	-100-dən -160-a qədər	4-ə qədər
Etan, etilen, freonlar . . . . .	-70-dən -150-yə qədər	4-ə qədər
Freonlar 12 və 22, ammoniyak, SO <sub>2</sub> və CO <sub>2</sub> . . . . .	-0-dan -70-ə qədər	1,5-ə qədər
Etilenqlikol . . . . .	-0-dan -65-ə qədər	0,1
Kalsium xlorid duzu məhlulu . . . . .	-0-dan -50-yə qədər	0,1
Freonlar 11, 21, 113, 114 . . . . .	-0-dan -10-yə qədər	0,3-ə qədər
Su . . . . .	0-dan 100-ə qədər	0,1
	100-dən 374-ə qədər	0,1-dən 22,5-ə q.
Döymüş su buxarı . . . . .	100-dən 250-yə qədər	0,1-dən 4-ə qəd.
Qazoyl (neft fraksiyası) . . . . .	200-dən 300-yə qədər	0,1
Difenil, difenil oksid, difenil qarışığı (YÜİ – yüksəktemperaturlu üzvi istilikdaşıyıcı) . . . . .	260-dan 350-yə qədər	0,1-dən 0,6-ya q.
Silikonlar (silisium-üzvi yüksək molekullu birləşmələr) . . . . .	320	0,1
Civə (nadir hallarda işlədilir) . . . . .	355-dən 500-ə qədər	0,1-dən 0,9-a q.
Qurğuşunun sürmə və qalayla ərintisi . . . . .	400	0,1
Ərinti (40% NaNO <sub>2</sub> , 7% NaNO <sub>3</sub> və 53% KNO <sub>3</sub> ) . . . . .	150-dən 530-ə qədər	0,1
Tüstü qazları . . . . .	420-dən 1000-ə qədər	0,1
Bərk istilikdaşıyıcılar (şamot, alund, çuqun və s.) . . . . .	1500-ə qədər	0,1
İonlaşdırılmış qazlar (alçaq temperaturlu plazma) . . . . .	3500-ə qədər	

çoxlu istilik saxladıqlarından istilikdaşıyıcının sərfi azalır.

Böyük istilik tutumuna malik olan su digər maye, metal və qazlardan daha sərfəli olması ilə fərqlənir.

İstilikdaşıyıcıların *istilikkeçirmə* əmsalı, istilikdəyişdirici aparatda istilikvermə əmsalına əhəmiyyətli dərəcədə təsir edir.

İstilikkeçirmə əmsalı artdıqca, həmin istilikdaşıyıcı tərəfindən istilikvermə əmsalı da artır. Ona görə də, maye metalların istilikverməsi maye və qazlardan çoxdur.

Faza dəyişməsilə müşahidə olunan istilik mübadiləsində *buxarlanma (kondensləşmə) istiliyi* mühüm əhəmiyyət kəsb edir; onun qiyməti istilikdaşıyıcının sərfini müəyyənləşdirir.

İstilikdaşıyıcının *qaynama temperaturu* istiliyin ötürülməsi prosesində onun təzyiqini müəyyənləşdirir. Qaynama temperaturu yüksək olan və temperatur atdıqca, doymuş buxar təzyiqi kəskin dəyişməyən istilikdaşıyıcılar daha sərfəlidir. İstilikdəyişdiricidəki alçaq təzyiqlər nazik divarlı aparatlardan və boru kəmərlərindən istifadə etməyə imkan verməklə, istilik mübadiləsi aparatını ucuzlaşdırır.

Ətraf mühit şəraitində istilikdaşıyıcının bərkiməməsi və istilikdəyişdirici dayandırıldıqda onun maye halında qalması üçün istilikdaşıyıcıların *ərimə temperaturu* alçaq olmalıdır. Əgər istilikdaşıyıcının ərimə temperaturu 20°C-dən çoxdursa, bütün texnoloji sistem dayandırıldıqda, onun bərk hala qədər donması mümkündür. Belə sistemlərin istismarı xüsusi qızdırıcı quruluşların olmasını tələb edir.

İstilikdaşıyıcı kimi işlədilən maddə aşağıdakı tələbləri ödəməlidir:

- temperaturun geniş hədlərində kimyəvi dayanıqlı olmalı;
- parçalanmamalı, konstruksiya materialları (metallar, sürtkü materialları, araqları) ilə kimyəvi qarşılıqlı təsirdə olmamalı;
- hava və su buxarı ilə görüşdükdə öz xassələrini dəyişməməli;
- digər maddələrlə görüşdükdə partlayış və yanğın təhlükəli qarışıqlar əmələ gətirməməli.

Müəyyən texnoloji şəraitlər üçün istilikdaşıyıcılar seçildikdə istilik-fiziki və kimyəvi göstəricilərin sabitliyi; daşınmasının və saxlanılmasının rahatlığı; doldurulma və boşaldılmasının sadəliyi; yanğın və partlayış təhlükəsizliyi; zəhərliliyi; yayılma dərəcəsi və asan tapılması kimi faktorlar və xassələr də nəzərə alınmalıdır.

## 2.3. Gövdə-borulu istilikdəyişdiricilər

Gövdə-borulu aparatlar aşağıdakı tiplərdə hazırlanırlar:

- tərənəmz boru şəbəkəli (T);
- gövdəsində temperatur kompensatorlu (K);
- üzən başlıqlı (Ü);
- U-varı borulu (U);
- üzən başlığında temperatur kompensatoru olan (ÜK);
- termosifon.

Standart mis istilikdəyişdiricilər T və K tiplərində buraxılırlar.

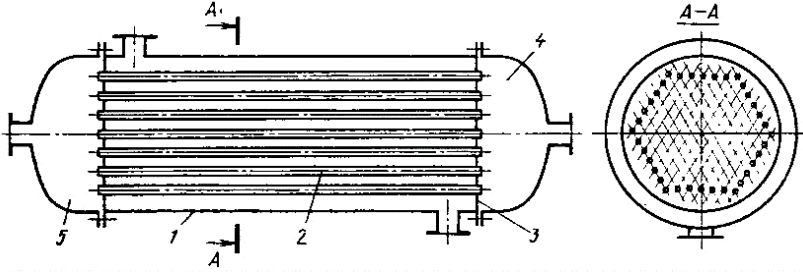
Gövdə-borulu istilikdəyişdiricilər bir- və çoxgedişli hazırlanırlar. Onların istilik mübadiləsi səthi 1-dən 5000 m<sup>2</sup>-a qədər, borular və ya borulararası fəzada şərti təzyiq 0,6-dan 16 MPa-a qədər, maye və qazvarı mühitlərin temperaturları –60-dan 600°C-yə qədər ola bilər.

### 2.3.1. Tərənəmz boru şəbəkəli istilikdəyişdiricilər

Tərənəmz boru şəbəkələri olan borularla biraxınlı ən sadə istilikdəyişdiricinin sxemi şəkil 2.1-də göstərilmişdir. Boru şəbəkələrində 3 genəldilmiş və ya (və) qaynaq edilmiş borulardan 2 ibarət olan boru dəsti aparatın gövdəsində 1 yerləşdirilir. Hər iki boru şəbəkəsi gövdə ilə sərt əlaqələndirilir. Gövdə yan tərəflərdən paylaşdırıcı kameralarla 4 və 5 bağlanır. Gövdə və kameralar flanslarla birləşdirilir.

İşçi mühitləri (istilikdaşıyıcıları) vermək və kənarlaşdırmaq üçün aparat ştuserlərlə təchiz edilir. İstilikdaşıyıcılardan biri boruların içilə, digəri isə gövdənin daxili və boruların xarici səthlərilə məhdudlaşmış borulararası fəza ilə hərəkət edir.

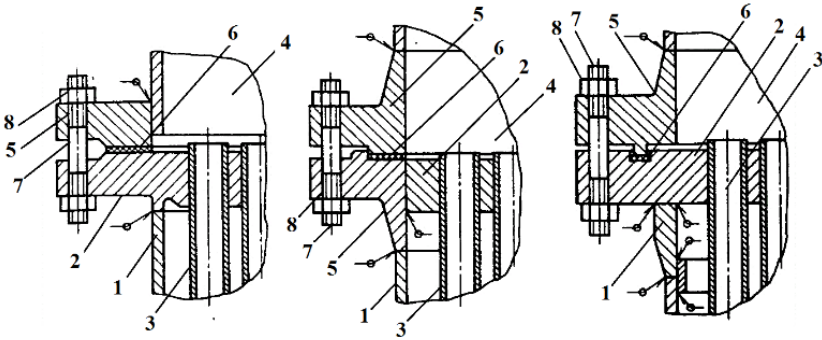
T tipli aparatların xüsusiyyəti ondan ibarətdir ki, borular şəbəkələrə, şəbəkələr isə gövdəyə sərt bərkidilir, yəni borularla gövdə sərt əlaqələndirilir. Bununla əlaqədar olaraq, boruların və gövdənin qarşılıqlı yerdəyişməsi istisna edilir. Ona görə də,



Şəkil 2.1. Tərpənməz boru şəbəkəli istilikdəyişdirici:  
1-gövdə; 2-borular; 3-boru şəbəkəsi; 4,5-paylaşdırıcı kameralar

bu tip aparatlar sərt konstruksiyalı istilikdəyişdiricilər adlanırlar. Poladlardan hazırlanan aparatlarda boru şəbəkələrinin gövdəyə bərkidilməsinin əsas konstruksiyaları şəkil 2.2-də verilmişdir.

Gövdə-borulu istilikdəyişdiricilərdə boruları elə yerləşdirməyə çalışırlar ki, gövdənin daxili səthi ilə boru

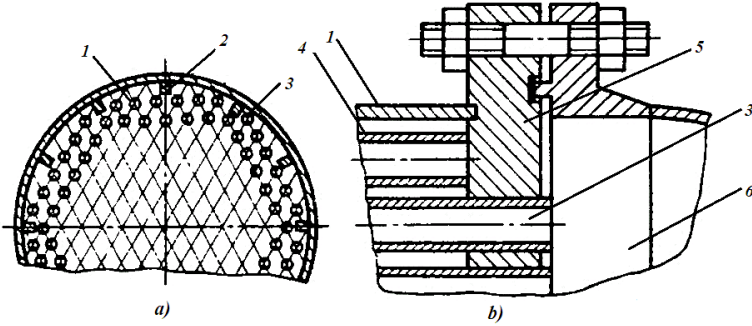


Şəkil 2.2. Boru şəbəkələrinin aparatın gövdəsinə bərkidilmə üsulları: 1-gövdə; 2-şəbəkə; 3-boru; 4-paylaşdırıcı kamera; 5-flans; 6-araqatı; 7-sancaq; 8-qayka

dəstini əhatə edən səth arasındakı araboşluğu minimal olsun, əks halda istilikdaşıyıcının xeyli hissəsi istilik mübadiləsində iştirak etməyə bilər. Boru dəsti ilə gövdə arasından keçən istilikdaşıyıcının miqdarını azaltmaq üçün, bu fəzada xüsusi



doldurucular, məsələn, gövdəyə qaynaq edilmiş uzununa zolaqlar 2 (şəkil 2.3,a) və ya boru şəbəkələrindən keçməyən və gövdənin bilavasitə daxili səthinə yaxın kar borular 4 (şəkil 2.3,b) yerləşdirirlər.

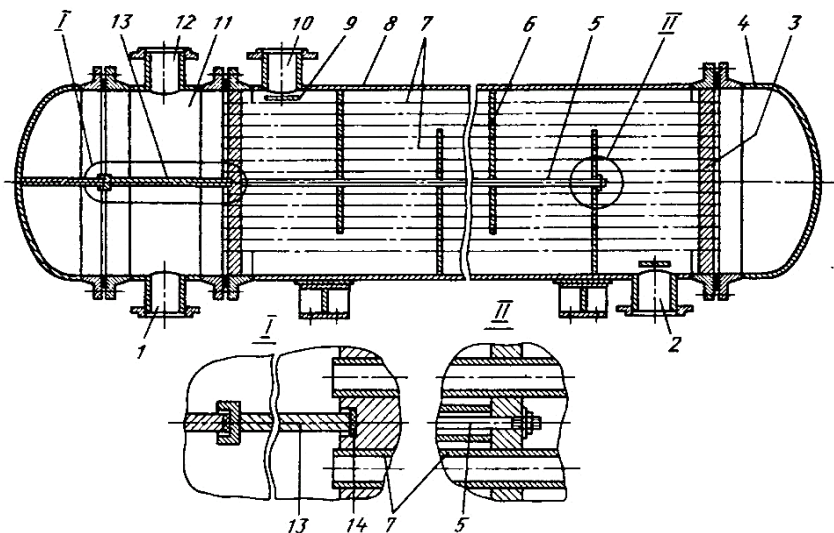


Şəkil 2.3. Boru dəsti və gövdə arasındakı fəzada zolaqların (a) və kar boruların (b) yerləşdirilməsi: 1-gövdə; 2-uzununa zolaq; 3-borular; 4-kar boru; 5-şəbəkə; 6-paylaşdırıcı kamera

Gövdə-borulu istilikdəyişdiricilərdə böyük istilikvermə əmsalları əldə etmək üçün istilikdaşıyıcıların sürətləri kifayət qədər yüksək (qazlar üçün 8 – 30 m/s, mayelər üçün isə >1,5 m/s) olmalıdır. İstilikdaşıyıcıların sürəti boru və borulararası fəzaların kəskin sahələrinin düzgün seçilməsilə təmin edilir.

Kimya aparatqayırma sənayesi iki-, dörd- və altıgedişli sərt konstruksiyalı istilikdəyişdirici buraxır.

T tipli borularla ikigedişli üfqi istilikdəyişdirici (şəkil 2.4) qaynaqla hazırlanan silindrik gövdədən 8, bölüşdürücü kameradan 11 və iki qapaqdan 4 ibarətdir. Boru dəsti gövdəyə qaynaq olunmuş iki boru şəbəkəsində 3 bərkidilmiş borulardan 7 təşkil olunur. Qapaqlar 4, bölüşdürücü kamera 11 və gövdə 8 flanslarla birləşdirilmişlər. Gövdədə istilikdaşıyıcılardan birinin borulararası fəzaya giriş və çıxış (2, 10), bölüşdürücü kamerada isə digər istilikdaşıyıcının borulara giriş və çıxış (1,12) ştuserləri nəzərdə tutulmuşdur. İki hissədən ibarət olan uzununa arakəsmə 13 axının borularla ikigedişli olmasını təmin



Şəkil 2.4. Tərpənməz şəbəkələri olan borularla ikigedişli üfqi istilik-dəyişdirici: 1,12-borularla axan istilikdaşıyıcı üçün ştuserlər; 2,10-borulararası fəza ilə hərəkət edən mühit üçün ştuserlər; 3-şəbəkə; 4-qapaq; 5-yivli mil; 6-eninə arakəsmə; 7-borular; 8-gövdə; 9-qaytarıcı; 11-bölüşdürücü kamera; 13-arakəsmə; 14-araqatı

edir. Həmin arakəsmə ilə boru şəbəkəsi, eləcə də gövdə və bölüşdürücü kameranın flansları arasında kiçikliyi təmin etmək üçün onların aralarına bütöv araqatı 14 (I düyünü) yerləşdirilir. Eyni konstruksiyalı araqatı, bölüşdürücü kamera ilə qapağının və arakəsmənin hissələri arasında da yerləşdirilir.

Borulararası fəzada axının sürətini artırmaq, eləcə də boruları üfqi vəziyyətdə saxlamaq üçün eninə arakəsmələr 6 nəzərdə tutulur. Onlar bir ucu şəbəkədə açılmış yivli yuvada oturdulmuş və məsafə boruları ilə təchiz edilmiş millərlə (uzun sancaqlarla) 5 bərkidilməklə, borulararası boşluqda aparatın uzunluğu boyu istilikdaşıyıcının ziqzaqvarı hərəkətini təmin edirlər. Axının borulararası fəzaya girişinin qarşısında boruların eroziya yeyilməsinin qarşısını almaq və mühiti

bərabər paylamaq məqsədilə dairəvi və ya düzbucaq qaytarıcı lövhə 9 yerləşdirilir.

T tipli istilikdəyişdiricilər quruluşlarının sadəliyi və nisbətən ucuz olmaları ilə fərqlənirlər, ancaq onların iki əsas çatışmazlıqları vardır:

1. Boruların xarici səthlərini mexaniki üsulla çirklərdən təmizləmək mümkün deyildir; bir sıra hallarda istilikdaşıyıcının tərkibində boruların səthində çöküntü, ərp və s. əmələ gətirən qatışıqlar ola bilər. Belə çöküntülər kiçik istilikkeçirmə əmsalına malik olmaqla, aparatda istilikötürməni xeyli pisləşdirir.

2. Gövdə və borularda *temperatur gərginliklərinin* yaranması səbəbindən bu tip aparatların tətbiq sahələri məhduddur. Belə ki, gövdənin temperaturu borulararası fəzada hərəkət edən istilikdaşıyıcının temperaturuna, boruların temperaturu isə böyük istilikvermə əmsallı istilikdaşıyıcının temperaturuna yaxın olduğundan, onlar istismar zamanı müxtəlif temperatur deformasiyalarına məruz qalırlar. Bu halda, yaranan temperatur gərginliklərilə aparatdakı mühitin təzyiqindən yaranan gərginliklərin cəmi boruların şəbəkələrdəki genəlmə və ya qaynaq birləşmələrini pozmağa, borular gövdədən artıq qızdıqda isə onların uzununa əyilməsinə səbəb olmaqla, konstruksiyanı dağıda bilər. Gövdə və boruların hazırlanıqları materialların temperaturdan xətti genişlənmə əmsalları müxtəlif qiymətli olduqda, temperatur uzanmalarının fərqi artır. Bu səbəbdən T tipli aparatlar gövdə və boru divarlarının temperatur fərqi 30–50°C-dən çox olmadıqda tətbiq edilirlər; böyük temperatur fərqi böyük diametrləli aparatlar ( $D > 800$  mm) üçün məqbul hesab olunur.

T tipli istilikdəyişdirici işə salındıqda, gövdə və boruların temperaturlarını bərabərləşdirmək, yəni xeyli temperatur gərginliyinin yaranmasını aradan qaldırmaq məqsədilə, öncə borulararası fəzaya istilikdaşıyıcı verilir, sonra isə digər istilikdaşıyıcı borulara yönəldilir. Aparat, aralarında istilik

mübadiləsi həyata keçirilən mühitlərlə bu qayda ilə doldurulduqda həddən artıq temperatur gərginliyinin yaranmasının qarşısını almaq üçün optimal şərait yaranır. Aparat dayandırıldıqda mühitlərin boşaldılması əks ardıcılıqla aparılır.

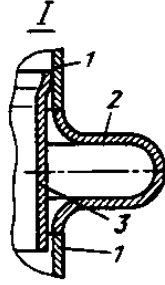
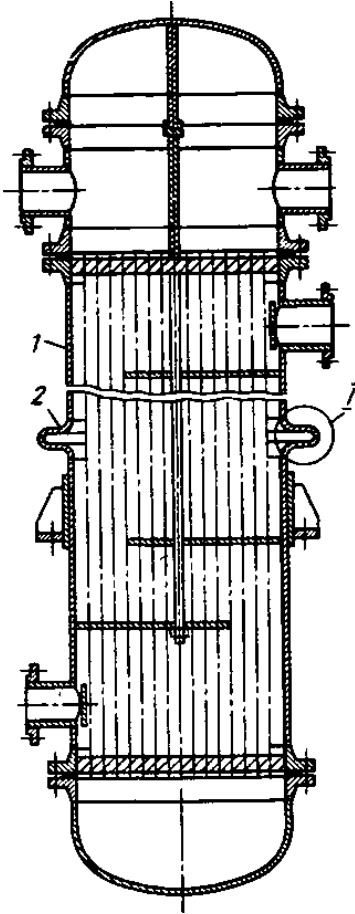
Əgər gövdə və boruların hesabi temperaturları fərqi yuxarıda göstəriləndən çoxdursa, onda temperatur gərginliklərini qismən (K və ya ÜK tipli) və ya tam (U və ya Ü tipli) kompensasiya etməyə imkan verən istilikdəyişdiricilərdən istifadə edilir.

### **2.3.2. Gövdəsində temperatur kompensatoru olan aparatlar**

Bu aparatlarda temperatur deformasiyalarını qismən kompensasiya etmək üçün gövdədə yerləşdirilən xüsusi çevik elementlər (kompensatorlar və genişləndiricilər) işlədilir.

K tipli şaquli gövdə-borulu istilikdəyişdirici (şəkil 2.5) T tipli aparatdan gövdəsinin 1 iki hissəsi arasında qaynaq olunmuş linzalı kompensatorun 2 və müqavimət sipərinin 3 olması ilə fərqlənir. Müqavimət sipəri belə aparatın borulararası fəzasının hidravliki müqavimətini azaldır; onu istilikdaşıyıcının borulararası fəzaya girişi tərəfdən gövdəyə qaynaq edirlər.

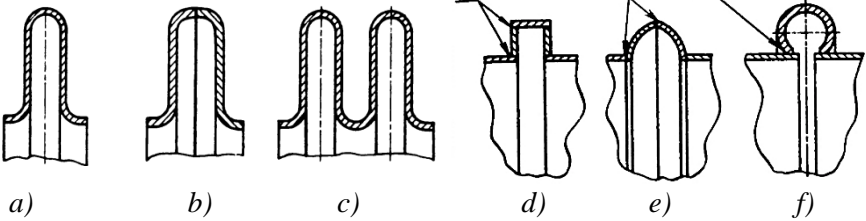
K tipli aparatlarda ən çox gödək silindrik örtüklərin yuvarlandırılması ilə hazırlanan bir- və çoxelementli linzalı kompensatorlar (şəkil 2.6) tətbiq edilir. Şəkil 2.6,b-də göstərilmiş linzalı element vərəqin ştamplanması ilə alınmış iki yarım-linzalardan qaynaq edilmişdir. Linzalı kompensatorun kompensasiya qabiliyyəti təqribən ondakı linzalı elementlərin sayına mütənasibdir, amma linzalarının sayı dördədən artıq olan kompensatorun işlədilməsi məsləhət görülmür, çünki gövdənin əyilməyə müqaviməti kəskin aşağı düşür. Linzalı kompensatorun kompensasiya qabiliyyətini artırmaq üçün



Şəkil 2.5. Gövdə-sində temperatur kompensatoru olan şaquli gövdə-borulu istilikdəyişdirici: 1-gövdənin hissələri; 2-linzalı kompensator; 3-müqavimət sipəri

gövdə yığılarkən, o qabaqcadan sıxıla (dartılmaya işlədikdə) və ya dartıla (sıxılmaya işlədikdə) bilər. Üfqi aparatın hidravliki sınağından sonra suyu və aparat dayandırıldıqda içində qalan mayeni boşaltmaq üçün hər bir linzanın aşağı hissəsində tıxaclı drenaj deşikləri nəzərdə tutulur.

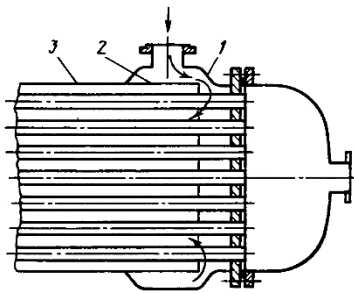
K tipli aparatlarda linzalardan başqa, digər tipli kompensatorlardan: xarici qıraqlar üzrə lövhə ilə birləşdirilmiş düz



Şəkil 2.6. Kompensatorlar: a-birlinzalı; b-iki yarım-linzalardan qaynaq olunmuş; c-ikilinzalı; d-paraalel halqalar; e-iki yarım-sferik halqalardan qaynaq olunmuş; f-toraşəkilli.

paralel halqalar (şəkil 2.6,d), iki yarımşferik elementlərdən qaynaq olunmuş (şəkil 2.6,e), toraşəkilli (şəkil 2.6,f) və s. də istifadə etmək olar. Toraşəkilli kompensatorlar kifayət qədər ucuz olmaqla, hazırlanmaları asandır. Linzalı kompensatorla müqayisədə, bu kompensatorlar üçün kəsiyi boyu səlis dəyişən kiçik gərginliklərin olması xarakterikdir. Kompensatoru gövdə ilə birləşdirən qaynaq tikişinin ağır şəraitdə işləməsi onların geniş tətbiqinin qarşısını alır.

Gövdədəki çevik elementin sayəsində temperatur deformasiyalarının qismən kompensasiya edildiyi aparatlara, gövdəsində 3 genəldilmiş element 1 (şəkil 2.7) olanlar da aiddirlər. Bu konstruksiyanın üstünlüyünə borulararası fəzada durğun zonaların aradan qaldırılması üçün nəzərdə tutulmuş paylayıcının 2 hesabına istilik mübadiləsinin effektivliyinin yüksəldilməsi də aid edilə bilər. Gövdə-borulu istilikdəyişdiricilər üçün boru şəbəkələrinin yaxınlığında belə zonaların olması xüsusilə xarakterikdir, çünki istilikdaşıyıcıların giriş və çıxış ştuserləri şəbəkələrdən müəyyən qədər məsafədə yerləşirlər. Kompensatorların və ya genəldilmiş hissənin əlavə edilməsi T tipli aparatlarda olduğundan daha böyük temperatur fərqi işləməyə imkan verir, amma bu halda aparatın qiyməti artır.



Şəkil 2.7. Gövdəsində genəldicisi olan istilikdəyişdirici: 1-genəldici; 2-paylayıcı; 3-gövdə.

K tipli polad aparatların tətbiq sahəsi 2,5 MPa izafi təzyiqlə məhdudlaşır.

### 2.3.3. U-varı borulu istilikdəyişdiricilər

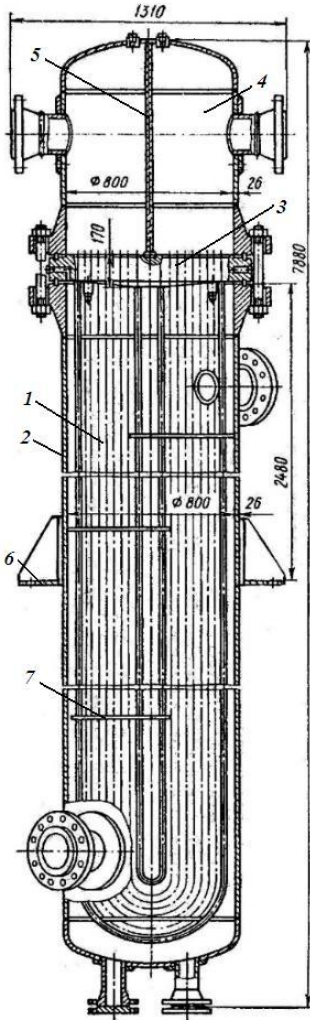
U-varı boruları olan gövdə - borulu aparatlarda boruların sərbəst deformasiyası təmin edildiyindən, gövdə və borular

arasında temperatur gərginliyinin yaranma mümkünlüyü aradan qaldırılır. Aparat (şəkil 2.8) gövdədən 2, bir şəbəkəli 3 boru dəstindən və U-varı borulardan 1 ibarətdir. Boru şəbəkəsi bölüşdürücü kamera ilə 4 birlikdə aparatın gövdəsinə flansla bərkidilir. Borularla ikigedişli axın yaratmaq üçün bölüşdürücü kamerada uzununa arakəsmə 5 yerləşdirilmişdir.

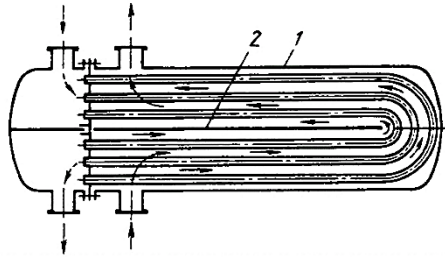
U tipli istilikdəyişdirici borularla ikigedişli, borulararası fəza ilə isə bir- və ya iki gedişli ola bilərlər. Sonuncu halda aparatda (şəkil 2.9) boru dəsti ilə birlikdə gövdədən 1 çıxarılan uzununa arakəsmə 2 yerləşdirilir. Bu tip aparatlarda boruların sərbəst uzanmaları təmin edilir: hər bir boru gövdədən və qonşu borulardan tam asılı olmayaraq genişləne bilərlər, ancaq gedişlər üzrə boru divarlarının temperaturları fərqi  $100^{\circ}\text{C}$ -dən artıq olmamalıdır. Əks halda şəbəkənin iki hissəsinin qovuşma xəttində temperatur sıçrayışı nəticəsində qorxulu temperatur gərginlikləri yaranı bilər. U-varı tipli aparatların üstünlüklərinə boruların xarici səthinin təmizlənməsi və boru dəstinin gövdədən dövrü olaraq çıxarılma mümkünlüyünü aid etmək olar. Ancaq bu aparatların borularının xarici səthinin mexaniki təmizlənməsi rahat deyildir. U-varı boruların əyilmiş hissələrinin daxili səthləri mexaniki üsulla təmizlənmədiklərindən, boruların içinə təmiz mühit verilir. Boruların daxili səthlərini su, su buxarı, qaynar neft məhsulları və ya kimyəvi reagentlərlə təmizləyirlər. Bəzən hidromexaniki üsuldən (tərkibində abraziv material olan maye axını ilə təmizləmə) da istifadə olunur.

Quraşdırmanın rahatlığı və boruların şəbəkəyə birləşdirilmə düyünündə boruların və onların içilə axan mühitin kütlələrindən yaranan əyici gərginlikləri azaltmaq məqsədilə diametri 800 mm və artıq olan üfqi U tipli istilikdəyişdiricilərin boru dəsti diyircəkli dayaqlarda yerləşdirilirlər.

Bu aparatların çatışmazlıqlarına boruların əyilməsinə görə gövdənin borularla nisbətən pis doldurulmasını aid etmək olar.



Şəkil 2.8. U-vari borulu istilikdəyişdirici: 1-U-vari borular 2-gövdə; 3-şəbəkə; 4-paylaşdırıcı kamera; 5-uzununa arakəsmə; 6-dayaq pəncəsi; 7 - eninə arakəsmə



Şəkil 2.9. Borulararası fəzada ikigedişli U-vari borulu istilikdəyişdirici: 1-gövdə; 2-uzununa arakəsmə

Adətən U-vari boruları soyuq və ya qızmış halda borunu əyərək hazırlayırlar. Polad borunun dartılmış tərəfində divarın xeyli nazıqlaşmasının və qatlanmasının qarşısını almaq üçün əyilmə radiusunu  $R \geq 4d_x$  qəbul edirlər ( $d_x$ —borunun xarici diametri).

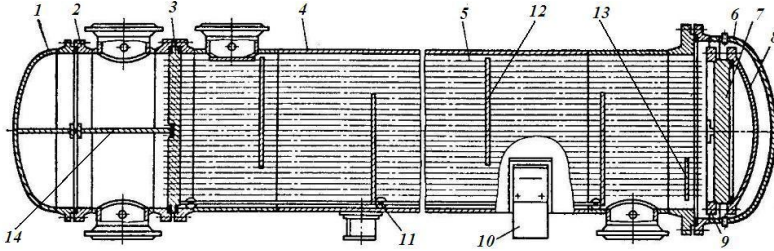
U tipli aparatın əhəmiyyətli çatışmazlıqlarına borular sıradan çıxdıqda onların dəyişdirilməsinin mümkün olmamasını (kənar borulardan başqa), eləcə də boruların yerləşdirilməsinin mürəkkəbliyini, xüsusilə onların sayı çox olduqda, aid etmək lazımdır. Göstərilmiş çatışmazlıqlara görə bu tip istilikdəyişdirici aparatlar geniş yayılmamışlar.



### 2.3.4. Üzən başlıqlı istilikdəyişdirici aparatlar

Üzən başlıqlı istilikdəyişdiricilərdə borular iki şəbəkədə bərkidilirlər: onlardan biri bilavasitə gövdə ilə əlaqələndirilir, digəri isə oxboyu sərbəst yerdəyişmə imkanına malikdir; sonuncu gövdə və boruların sərbəst temperatur deformasiyalarını təmin edir.

Borularla ikigedişli üfqi istilikdəyişdirici (şəkil 2.10) gövdə 4 və boru dəstindən ibarətdir. Sol boru şəbəkəsi 3 gövdə 4 və paylaşdırıcı kameranın 2 flansları arasında sıxılır. Kamera



Şəkil 2.10. Tərpənən başlıqlı gövdə-borulu istilikdəyişdirici:

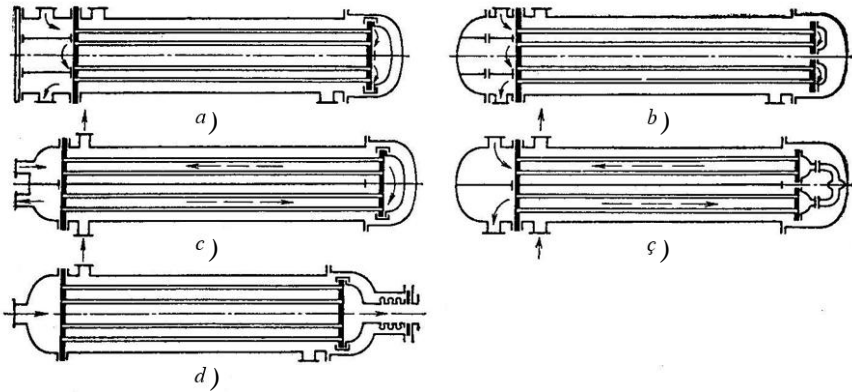
1-bölüşdürücü kameranın qapağı; 2-bölüşdürücü kamera; 3-tərpənməz boru şəbəkəsi; 4-gövdə; 5-borular; 6-gövdənin qapağı; 7-tərpənən boru şəbəkəsi; 8-üzən başlığın qapağı; 9-bağlayıcı halqa; 10-dayaq; 11-borü dəstinin diyircəkli dayaq; 12-eninə arakəsmə; 13-dayaq arakəsmə; 14-uzununa arakəsmə

elliptik qapaqla 1 bağlanır. Sağ, tərpənən şəbəkə 7 gövdənin içində sərbəst yerləşdirilmiş və ona birləşdirilmiş qapaqla 8 “üzən başlığı” əmələ gətirir. Borular qızaraq uzandıqda üzən başlıq gövdənin içində yerini dəyişir. Boru dəstinin gövdənin içində sərbəst yerdəyişməsinə təmin etmək üçün diametri  $\geq 800$  mm olan aparatların boru dəsti iki cüt diyircəkli dayaqlara 11 söykənirlər. Diyircəklər şveller kəsikli tirə bərkidilirlər. Tirəninə arakəsmələrin 12 aşağı hissəsində açılmış yarıqlardan keçərək, onlara qaynaq olunur.

Boru dəsti qalınlığı digər eninə arakəsmələrdən çox, yəni 16 – 20 mm olan, üzən başlığa yaxın dayaq arakəsməsinə 13

söykənir. Bəzi hallarda boru dəstini saxlamaq üçün tərpnən şəbəkəyə dayaq qabırğaları qaynaq edilir. Boru dəstinin quraşdırılmasını və gövdədən çıxarılmasını təmin etmək üçün qabırğanın dayaq hissəsinin uzunluğunu aşağı ştuserin diametrindən çox götürürlər.

Diametrləri 1000 mm-dən artıq olan borularla çoxaxınlı aparatlarda mühitin boru dəstinə giriş və çıxışlarının temperaturları xeyli fərqli olduqda, tərpnən boru şəbəkəsini diametri üzrə kəsikli hazırlayırlar (şəkil 2.11,b,ç), nəticədə borulardakı temperatur gərginlikləri azalır.



Şəkil 2.11. Üzən başlıqlı gövdə-borulu istilikdəyişdiricilərin sxemləri: a-borularla çoxaxınlı; b-boru şəbəkəsi kəsikli; c-borulararası fəzada ikiaxınlı; ç-boru şəbəkəsi kəsikli və borulararası fəzada ikiaxınlı; d-üzən başlıqda kompensatoru olan borularla biraxınlı

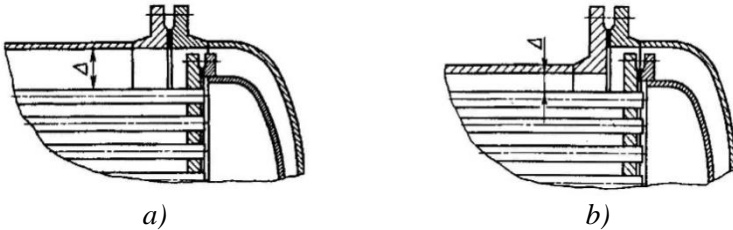
Bölüşdürücü kamerada və üzən başlıqda arakəsmələr yerləşdirməklə, borularla gedişlərin sayını artırırırlar (şəkil 2.11,a,b).

Üzən başlıqlı istilikdəyişdiricilər, adətən borulararası fəzada birgedişli olurlar, ancaq həmin fəzada uzununa arakəsmələr yerləşdirməklə (şəkil 2.11,c,ç), ikigedişli konstruksiya əldə etmək olar, bu halda istilikdaşıyıcıların əksaxınlı hərəkətləri təmin edilir.

Üzən başlığın hissələri ikiliklə birləşdirildikdə (şəkil 2.11,ç) uzununa arakəsmə gövdəyə qaynaq edilir. Boru dəstində temperatur gərginliyini azaltmaq üçün ikilikdə kompensator yerləşdirilə bilər.

Üzən başlıqlı istilikdəyişdiricinin ən mühüm düyünü üzən boru şəbəkəsinin qapaqla birləşməsidir. Bu düyün boru dəstinin gövdədən asan çıxarılmasını, eləcə də gövdə ilə boru dəsti arasında minimal araboşluğu  $\Delta$  olmasını təmin etməlidir. Şəkil 2.12,a-da göstərilmiş variant boru dəstinin çıxarılmasına imkan verir, amma araboşluğu  $\Delta$  üzən başlığın flansının eni qədər T tipli aparatdakından çox alınır. Belə bərkitmə ən sadə konstruksiyadır; onu tez-tez buxar fəzalı buxarlandırıcılarda tətbiq edirlər.

Üzən başlığın diametri gövdənininkindən böyük olan qapağın içində yerləşdirilməsi (şəkil 2.12,b) araboşluğunu azaltmağa imkan verir; ancaq aparatın sökülməsi çətinləşir, çünki üzən



Şəkil 2.12. Üzən başlığın gövdədə yerləşdirilmə variantları:  
a-böyük diametrlı gövdədə; b-böyük diametrlı qapaqda.

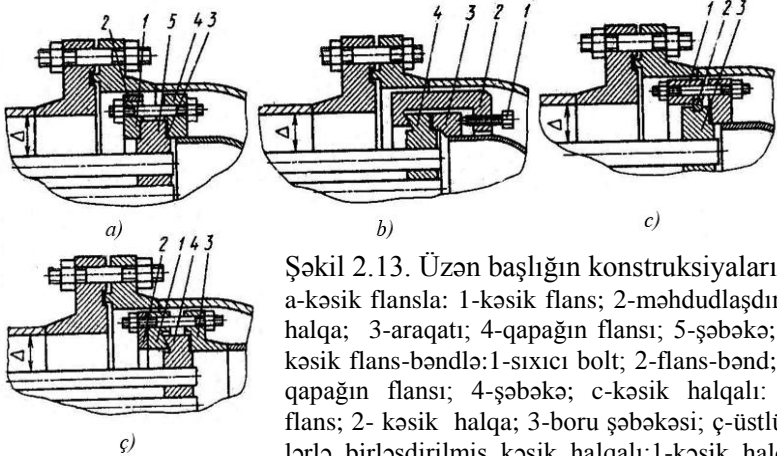
başlığı istilikdəyişdiricinin gövdəsindən çıxarmaq mümkün olmur.

Gövdə ilə boru dəsti arasında minimal araboşluğunu  $\Delta$  təmin etməklə, boru dəstinin gövdədən asanlıqla çıxarılmasına imkan verən üzən başlığın konstruksiyaları şəkil 2.13-də göstərilmişdir. Belə sadə birləşmələrin birində kəsik flanslardan 1 (şəkil 2.13,a) istifadə edilir. Konstruksiyaya məhdudlaşdırıcı halqa 2 ilə birləşdirilmiş iki yarımhaldan

ibarət kəsik flans 1, kipləşdirici araqatı 3, üzən başlığın qapağı və onun flansı 4 və boru şəbəkəsi 5 daxildir.

Bir sıra hallarda, iki yarımhəlqədən ibarət flans bəndinin 2 (şəkil 2.13,b) köməyilə qapağın flansının 3 şəbəkə 4 ilə birləşdirilməsindən istifadə edilir.

Flansın əyici momentlə yüklənməməsi üçün sıxıcı boltlar 1



kipləşdirmənin ortasında yerləşdirilməlidirlər.

Digər konstruksiyada (şəkil 2.13,c) flans 1 boru şəbəkəsinin 3 yarığına yerləşdirilmiş kəsik halqa 2 ilə saxlanılır.

Qapağın 3 və boru şəbəkəsinin 4 hissələri öz aralarında üstlüklərlə 2 birləşdirilən kəsik halqa 1 ilə bərkidilməsi (şəkil 2.13,ç) konstruksiyası daha geniş yayılmışdır.

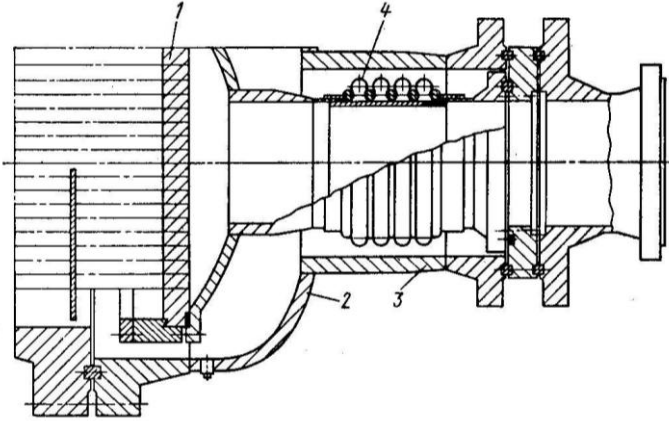
Üzən başlığın bütün konstruksiyaları asanlıqla söküldüyündən, boru dəsti gövdədən çıxarıla bilər.

Üzən başlıqlı gövdə-borulu aparatlar istilikdəyişdiricilər, soyuducular və kondensatorlar kimi işlədilir.

Bu tip aparatlarda təmir işlərini yerinə yetirmək, boru dəstini dəyişmək, boruların xarici səthlərini mexaniki təmizləmək mümkündür. Ancaq qeyd etmək lazımdır ki, tərənən şəbəkəli istilikdəyişdiricinin konstruksiyası nisbətən

mürəkkəbdir, onların hazırlanması üçün vahid istilik mübadiləsi səthinə daha çox metal tələb olunur, aparat işlədikdə üzən başlığa nəzarət etmək mümkün deyildir.

**Üzən başlığında kompensatoru olan istilikdəyişdiricilər.** Riforminq və hidrotəmizləmə qurğularında üzən başlığında kompensatoru olan ÜK tipli gövdə-borulu istilikdəyişdiricilər (şəkil 2.11,d) geniş tətbiq edirlər. Belə aparatlarda aralarında istilik mübadiləsi gedən mühitlərin əksaxınlı hərəkəti həyata keçirilir və temperatur gərginliklərinin kompensasiyasını üzən başlığın 1 ştuserində yerləşdirilmiş çevik element – dalğalı kompensator 4 (şəkil 2.14) təmin edir. Kompensatorun bir ucu

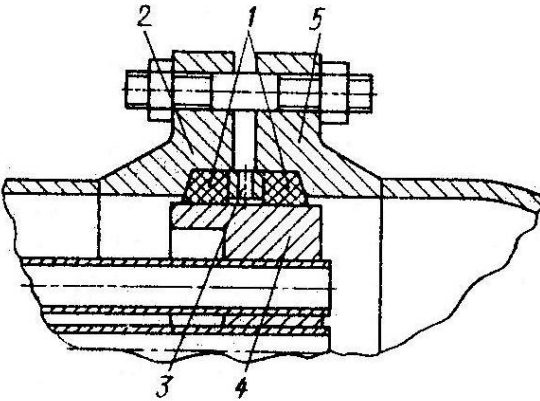


Şəkil 2.14. Üzən başlığında kompensatoru olan istilikdəyişdirici düyünü: 1-tərpənən şəbəkə; 2-gövdənin qapağı; 3-boğazlıq; 4-kompensator.

üzən başlıqla 1, digər ucu isə istilikdəyişdiricinin qapağındakı 2 boğazlıqla 3 birləşdirilmişdir. ÜK tipli istilikdəyişdiricilər boru dəstilə birgədişli hazırlanır və istilikdaşıyıcıların nisbətən yüksək təzyiqlərində (10–15 MPa) istifadə olunurlar. Bu aparatlarda boru dəstinin vəziyyətinə nəzarəti və boruların mexaniki təmizlənməsini həyata keçirmək üçün onu gövdədən çıxarmaq mümkündür.

ÜK tipli aparatlarda işlədilən kompensatorlar K tipli aparatlardakı linzalı kompensatorlardan nisbətən kiçik diametrlı, dalğaların (büzmələrin) sayının çox, divarının qalınlığının az olmaları ilə fərqlənirlər. Belə kompensatorları təzyiqlər fərqi 2,5 MPa-dan çox olmadıqda istifadə etmək mümkündür. Ona görə də, istilikdaşıyıcı boru və borulararası fəzalara ancaq eyni zamanda verildikdə, ÜK tipli aparatların istismarına icazə verilir.

İstilikdəyişdiricinin gövdəsi və boruları arasındakı temperatur deformasiyaları fərfini qismən kompensasiya etmək üçün kippəcli kipləşdirmədən də istifadə edilə bilər. Şəkil 2.15-də boru şəbəkəsinin 4 həlqəvi kipləşdirilmə sxemi göstərilmişdir. Kipliyi drenaj halqasının 3 hər iki tərəfində



Şəkil 2.15. Kippəcli həlqəvi kipləşdirmə:

1-kippəc halqaları;  
2,5- flanslar; 3 - drenaj halqası; 4-boru şəbəkəsi;

yerləşdirilmiş və flanslarla 2,5 sıxılan kippəc halqaları 1 təmin edir. Kippəcdən sızıntı olduqda istilikdaşıyıcı drenaj halqasındakı deşiklə kənarlaşdırılır. Belə konstruksiyalı aparatlarda borular uzandıqda boru şəbəkəsinin yerdəyişməsi nəzərə alınmaqla, kippəc və drenaj halqalarını yerləşdirmək üçün şəbəkənin çevrəsi kifayət qədər enli olmalıdır. Bu aparatlar uçucu və alışan mayelər üçün istifadə edilmir.

### 2.3.5. Buxar fəzalı qaynadıcılar

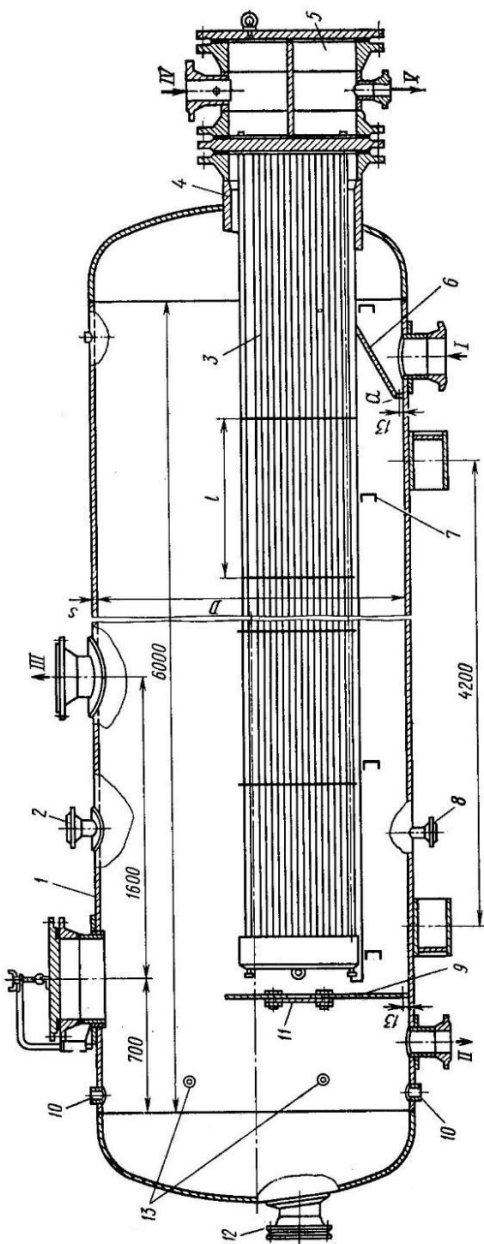
Buxar fəzalı qaynadıcılar (riboylər) müxtəlif məqsəd, əsasən rektifikasiya kolonlarının aşağısında buxar axını yaratmaq üçün texnoloji qurğularda işlədirlər. Aparat (şəkil 2.16) gövdədən 1 və üzən başlıqlı və ya U-varı borulu boru dəstindən 3 ibarətdir.

Kifayət qədər buxarlanma səthini və buxar fəzasının həcmi təmin etmək üçün maye səthindən gövdənin yuxarı hissəsinə qədər olan məsafə  $\sim 0,35D$  qəbul edilir. Qızdırıcıdakı mayenin səviyyəsi dişli qıraqları olan axıdıcı arakəsmə 9 ilə saxlanılır. Boru dəstinin üst boruları ən azı hündürlüyü 100 mm olan maye qatı ilə örtülməlidir. Arakəsmənin arxasında mayenin səviyyəsi muftalarla 10 birləşdirilən tənzimləyici vasitəsilə saxlanılır. Həmin fəzada mayenin lazımi hündürlüyünün təmin edilməməsi və ya normadan artıq olması aparatın normal işinə əngəl yarada bilər. Boğazlığın 4 diametri yığılmış halda üzən başlığın aparatdan çıxarılmasına imkan verməlidir.

Boru dəstinin rahat quraşdırılması üçün arxa dibdə və arakəsmədə xüsusi lyuklar 11 və 12 nəzərdə tutulur. Həmin lyuklardan bucurğadın dartqı kanatı keçir.

Boru dəsti qızdırıcının gövdəsində eninə tirlərlə 7 saxlanılır. Boru dəstinin səthindən tam istifadə etmək və boruların eroziyasının qarşısını almaq üçün qızdırılan mayenin giriş ştuserinin üstündə istiqamətləndirici lövhə 6 yerləşdirilir. Boru dəstinin sərtliyi qalınlığı 10 mm-dən az olmayan eninə arakəsmələrlə təmin edilir.

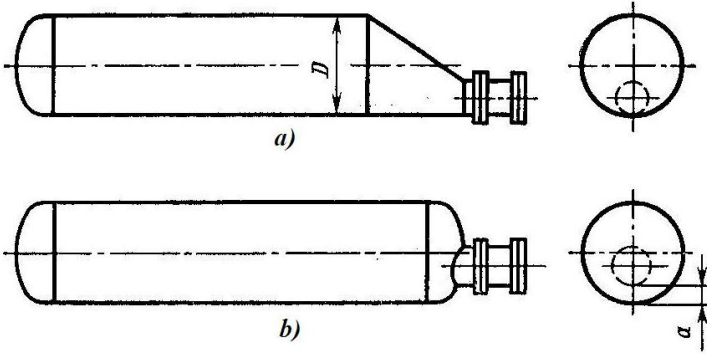
Aparatın gövdəsini iki variantda hazırlayırlar: qabaq yarıkonus dibli (şəkil 2.17,a) və elliptik dibli (şəkil 2.17,b). Yarıkonus dibli konstruksiyada yaxşı istilik mübadiləsini təmin etmək üçün boru dəstini gövdənin lap aşağısında yerləşdirirlər. Yarıkonus dibli buxarlandırıcının diametri kiçik olduğundan metal sərfi azdır, yəni bu tip aparatlar daha effektiv və yığcamdırlar.



Şəkil 2.16. Buxar fəzalı qaynadıcı:

1-gövde; 2-qoruyucu klapan üçün ştuser; 3-boru dəsti; 4-boğazlıq; 5-bövlüştürücü kamera; 6-lövhə; 7-eninə tır; 8-drenaj ştuseri; 9-arakəsmə; 10-tənzimləyici üçün mufta; 11,12-lyuklar; 13-ölçmə vasitələri üçün muftalar; a-drenaja axmaq üçün dəşik; I-qızdırılan məhsul; II-məhsulun buxarları; III-qızdırıcı axının giriş və çıxışı.





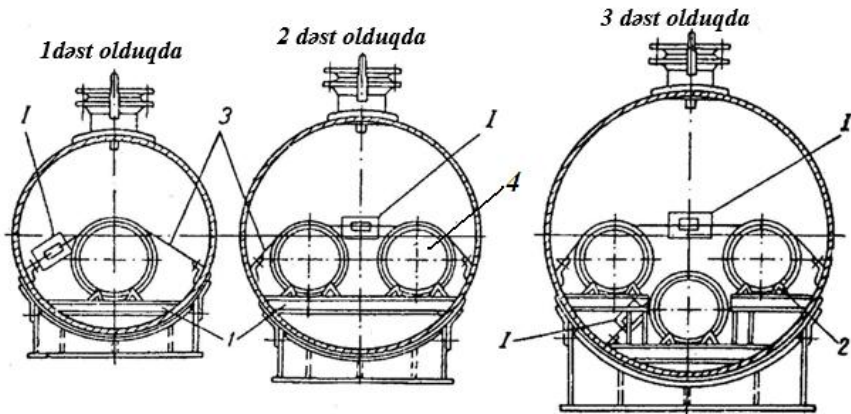
Şəkil 2.17. Yarıkonus (a) və elliptik (b) dibli buxarlandırıcıların sxemləri

İki və üç boru dəstli aparatlar (şəkil 2.18) elliptik dibli hazırlanırlar. Bu halda da, boru dəstini mümkün qədər aşağıda yerləşdirirlər, ancaq boğazlıq 4 (şəkil 2.16) elliptik dibin silindrik ətəyinin xarici səthindən  $a \geq 0,1D$  və ya  $a \geq s + 0,09D$  ( $s$  dibin qalınlığıdır) (şəkil 2.17) məsafədə aralıda olmalıdır. Boğazlığın keçid zonasına yaxın yerləşməsi deşiyi möhkəmləndirici halqadan istifadə edilməsinə imkan vermir. Ona görə də, dibin və boğazlığın divarları qalınlıqları artıq götürülür və onların izafi qalınlıqları hesabına deşik möhkəmləndirilir.

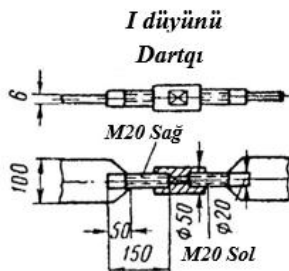
Buxarlandırıcıda boru dəstlərinin yerləşdirilmə sxemləri şəkil 2.18-də verilmişdir. Boru dəsti gövdədən çıxarıldıqda tirlərə 1 qaynaq edilmiş uzununa bucaqlıqların 2 üstündə sürüşdürülür. Daşınma zamanı boru dəstinin yerini dəyişməməsi üçün tərپənən şəbəkə ölçüsü  $100 \times 6$  mm olan polad zolaqdan hazırlanan bəndlərlə 3 bucaqlıqlara bərkidilir.

### 2.3.6. Termosifon istilikdəyişdirici aparatlar

Aralıq istilikdaşıyıcı kimi buxar və onun kondensatı işlədilər, maye ilə doldurulmuş (şəkil 2.19) qapalı borudan ibarət, *istilik borusu* adlanan quruluş çoxlu miqdarda istilik



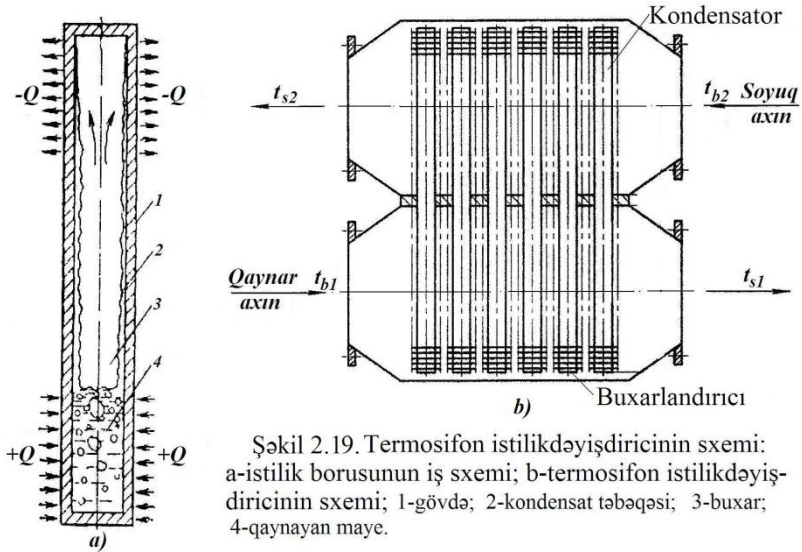
Şəkil 2.18. Boru dəstlərinin yerləşdirilməsi və bərkidilməsi: 1 - eninə tir; 2 - bucaqlıq; 3 - bənd; 4 - boru dəsti.



ötürməyə qadirdir. İstilik borusunun qaynar ucuna istilik verilməsi hesabına maye buxarlanır və soyuq ucunda buxar istiliyini soyuq axına verərək kondensləşir.

Kondensat buxarlanma zonasına öz-özünə axır (soyuq ucu qaynar ucdan hündürdə yerləşdirmək mümkün olduqda), ya da xüsusi fitillərdən istifadə etməklə qaytarılır. Fitillərdə maye kapilyar qüvvələrin təsiri ilə istənilən istiqamətdə hərəkət edə bilər.

Qapalı buxarlanma-kondensləşmə sikli üzrə istilik mübadiləsi prosesini həyata keçirən istilikdəyişdiricilər, aralıq istilikdaşıyıcının gizli buxarlanma və kondensləşmə istiliyi hesabına yüksək effektivli istilikötürücü quruluşlar kimi sənayenin müxtəlif sahələrində getdikcə geniş tətbiq edilməyə başlamışdır.



Kondensatı öz-özünə axaraq qayıdan istilik boruları çoxdan məlumdur. Fitilli istilik boruları radioelektronika və hesablama texnikası elementlərinin soyudulması, istiliyi ağırlıq qüvvəsinin olmadığı və ya alçaq qiymətləri şəraitlərində ötürülməsi üçün geniş tətbiq tapmışlar. Praktiki olaraq fitilli istilik boruları kosmosda əvəzolunmazdır. Mexaniki, elektrik və ya radiotexniki quruluşları yer şəraitində soyutmaq üçün təbii konveksiyadan geniş istifadə edilir. Kosmosda təbii konveksiya ola bilməz, çünki ağırlıq qüvvəsi yoxdur. Fitilli istilik boruları çəkisizlik şəraitində də işləyə bilirlər.

Sənayedə kondensatı öz-özünə axaraq buxarlanma zonasına qayıdan istilik borularının tətbiqi daha perspektivlidir. Bu aparatlar *termosifonlar* adlandırılırlar. Termosifonlar birfazlı və ikifazlılara bölünürlər. Birinci halda istilik verilmə zonasından alınma zonasına mayenin sərbəst konveksiyası və istilikkeçiriciliyi hesabına ötürülür. İkinci halda – aralıq istilikdaşıyıcının faza hallarının dəyişmələrindən istifadə edilir.

Şəkil 2.19,a-da ümumi şəkildə qapalı ikifazlı termosifonun

işləmə sxemi verilmişdir. İstilik mənbəindən buxarlanma zonasına istilik verildikdə aralıq istilikdaşıyıcı qaynayır və buxar istilik izolyasiyası ilə örtülmüş zona (əgər buna ehtiyac varsa) ilə kondensləşmə zonasına hərəkət edir. Burada buxarın kondensləşməsi nəticəsində ayrılan istilik istehlakçıya verilir, kondensat isə ağırlıq qüvvəsinin təsiri ilə buxarlanma zonasına qayıdaraq, istiliyin ötürülməsi prosesi qapanır. Aralıq istilikdaşıyıcının qaynaması və kondensləşməsi zamanı istilikvermə əmsallarının yüksək olması prosesin effektivliyini artırır.

Alçaqpotensiallı istilikdən istifadə edilməsi üçün qapalı ikifazlı termosifon istilikdəyişdirici aparat gövdə-borululara nisbətən daha üstün hesab edilir.

Konstruktiv olaraq, belə aparat qaynar və soyuq istilikdaşıyıcılar üçün nəzərdə tutulmuş iki kanaldan ibarətdir. (şəkil 2.19, b). Kanallar arakəsmə ilə ayrılmışlar. Həmin arakəsmədə istilikötürücü element kimi termosifon borular kəp bərkidilmişdir. Termosifonların içi aralıq istilikdaşıyıcı (çox halda su) ilə qismən doldurulur. Aralıq istilikdaşıyıcının köməyi ilə buxarlanma-kondensləşmə siklində istilik qaynar axından soyuğa ötürülür. Termosifonun daxili fəzasında təzyiq elə seçilir ki, istilikdaşıyıcının qaynaması və kondensləşməsi temperaturlarını təmin etmək mümkün olsun. Boruların xarici və daxili səthləri hamar və ya qabırğalı ola bilər.

Termosifon istilikdəyişdirici yaxşı istilik-texniki və möhkəmlik göstəricilərinə, hər iki mühit tərəfdən alçaq hidravliki müqavimətə malikdir, istismarda etibarlıdır, istilikötürmə əmsalı geniş yayılmış aparatlarından xeyli yüksəkdir, temperatur kompensatorlarından istifadə edilməsi tələb edilmir.

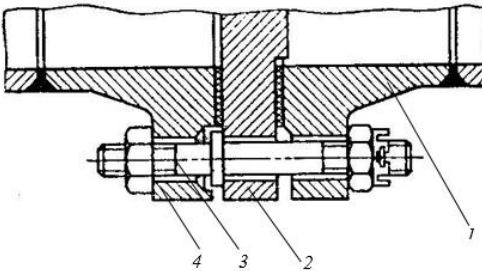
### **2.3.7. Gövdə-borulu istilikdəyişdirici aparatların düyünləri**

Gövdə-borulu istilikdəyişdiricilərin əsas elementləri gövdə,

bölüşdürücü kamera və boru dəstidir.

**Gövdə və bölüşdürücü kamera.** Diametrləri  $D \leq 600$  mm olan gövdələr, əsasən borulardan, böyük diametrlilər isə vərəq polad prokatlardan hazırlanırlar. Sonuncu halda, xüsusən aparatın böyük uzunluğunda gövdə üç qurşaqdan: mərkəzi və iki sondakılardan qaynaq oluna bilər. Sondakı qurşağın uzunluğu  $l_{s.q.}$  100 mm-dən az olmamaqla,  $l_{s.q.} = 2\sqrt{D_x s}$  ( $D_x$ —gövdənin xarici diametri;  $s$ —gövdənin divarının qalınlığı) ifadəsilə hesablanır. Gövdənin şəbəkə ilə birləşməsində yaranan yerli gərginlikləri kompensasiya etmək üçün sondakı qurşaqların qalınlıqları mərkəzi qurşağın qalınlığından 1,2–1,4 dəfə artıq götürülür.

Boru dəstləri gövdədən çıxarılan aparatların tərpənməz şəbəkəsi flanslar arasında bütöv yivli sancaqlarla sıxılır. Bəzən dörd ədəd sancaq çıxıntılı hazırlanır (şəkil 2.20). Bu halda, şəbəkə ilə gövdənin flansı arasındakı araqatı birləşməsinə xələl gətirmədən bölüşdürücü kameranı aparatdan ayırmaq mümkün olur.



Şəkil 2.20. Bölüşdürücü kameranın gövdəyə bərkidilmə üsulu: 1 - gövdənin flansı; 2 - boru şəbəkəsi; 3 - çıxıntılı sancaq; 4 - bölüşdürücü kameranın flansı

İstilikdəyişdiricilərin, xüsusən U, Ü və ÜK tipli aparatların gövdələrinin forma dayanıqlıqları təmin edilməlidir. Bu aparatlar təmizləndikdə boru dəstini dövrü olaraq, gövdədən çıxarmaq lazım gəlir. Gövdə ilə eninə arakəsmələr arasındakı araboşluğu bir neçə millimetr olduğundan, gövdənin azacıq ovalığı boru dəstinin quraşdırılmasını və sökülməsini mümkünəz edə bilər.

T tipli aparatların gövdə və borularının temperatur

uzanmalarının müxtəlifliyi səbəbindən, konstruksiyada yaranan temperatur gərginliklərinə müqavimət təmin edilməlidir. Bu tip aparatların gövdə və borularındakı temperatur gərginlikləri hesablanarkən ehtimal edilir ki, şəbəkələr deformasiya olunmur, yəni temperatur qüvvələri bütün borulara bərabər paylanır, gövdə və borular isə uzununa əyilməyə məruz qalmırlar.

Qəbul edirik ki, gövdənin temperaturu  $t_g$  uzunluq boyu bərabər paylanır, boruların temperaturu isə sabitdir və  $t_b$ -ya bərabərdir. İstilikdəyişdirici aparatların gövdəsi adətən istilik izolyasiyası ilə örtüldüyündən, hesablamalarda  $t_g$  borulararası fəzadakı mühitin orta temperaturuna bərabər götürülür. Bu halda boru divarının temperaturu bərabərdir:

$$t_b = 0,5(t_q - q/\alpha_q + t_s + q/\alpha_s), \quad (2.1)$$

burada  $t_q, t_s$  – qaynar və soyuq axınların orta temperaturları, °C;  $q$  – istilik axınının sıxlığı, Vt/m<sup>2</sup>;  $\alpha_q, \alpha_s$  – qaynar və soyuq istilikdaşıyıcılar tərəfdən istilikvermə əmsalları, Vt/(m<sup>2</sup>·°C).

Əgər  $\alpha_q \approx \alpha_s$ , yəni boru və borulararası fəzalardakı istilikvermə əmsalları bərabərdirlərsə, onda  $t_b = 0,5(t_q + t_s)$  qəbul edilir.

Borular və gövdənin elastiklik modulları  $E_b$  və  $E_g$  (MPa) və temperaturdan xətti genişlənmə əmsalları  $\beta_b$  və  $\beta_g$  (°C<sup>-1</sup>) olan materiallardan hazırlandıqlarını, en kəsik sahələrinin uyğun olaraq  $A_b$  və  $A_g$  (m<sup>2</sup>) və boruların uzunluqlarının  $l$  (m) olduğunu qəbul edək.  $t_b > t_g$  və  $\beta_b > \beta_g$  olduğu hala baxaq. Əgər gövdə 1 və borular 2 öz aralarında sərt əlaqələnmiş olmasaydılar borular gövdədən  $\delta$  qədər (şəkil 2.21, I və II vəziyyətləri) artıq uzanardı. Bu qiymət həm boru və gövdənin  $t_g$ -yə qədər qızması zamanı xətti genişlənmə əmsallarının fərqi  $l(\beta_b - \beta_g)t_g$ , həm də boruların öz temperaturları  $t_b$ -yə qədər sonrakı qızmasını  $l\beta_b(t_b - t_g)$  nəzərə alır. Deməli:

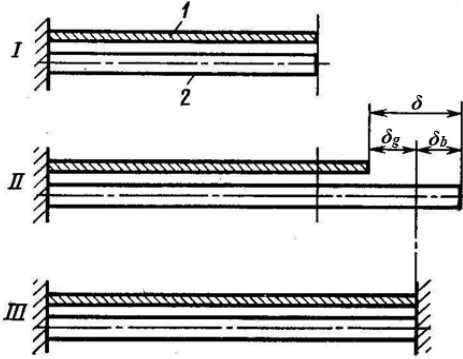
$$\delta = l[(\beta_b - \beta_g)t_g + \beta_b(t_b - t_g)],$$

buradan:

$$\delta = l(\beta_b t_b - \beta_g t_g). \quad (2.2)$$

Real şəraitdə borular və gövdə öz aralarında sərt əlaqədirlər; borular sərbəst uzana bilmirlər və konstruksiya III (şəkil 2.21) vəziyyəti alır. Gövdə  $\delta_g$  qədər dartılmış, borular isə  $\delta_b$  qədər sıxılmış olurlar, həm də:

$$\delta = \delta_b + \delta_g \quad (2.3)$$



Şəkil 2.21. İstilikdəyişdirici borularının və gövdəsinin temperatur deformasiyalarının sxemi: 1-gövdə; 2 - boru.

Aydınır ki, boruları sıxan  $N_{bs}$  qüvvəsi gövdəni dartan  $N_{gd}$  qüvvəsinə bərabərdir və baxılan halda bu qüvvələrdən hər biri konstruksiyadakı temperatur qüvvəsi  $N_t$ -yə bərabərdir:

$$N_t = N_{gd} = N_{bs}$$

Huk qanununa görə:

$$\delta_b = \frac{N_t l}{E_b A_b}; \quad \delta_g = \frac{N_t l}{E_g A_g}. \quad (2.4)$$

Deformasiyaların ifadələrini (2.2) və (2.4) düsturlarından (2.3)-ə yazaraq, aşağıdakını tapırıq:

$$N_t = \frac{(\beta_b t_b - \beta_g t_g) E_b A_b E_g A_g}{E_b A_b + E_g A_g} \quad (2.5)$$

Borularda və gövdədəki temperatur gərginlikləri:

$$\sigma_{bt} = \frac{N_t}{A_b} = \frac{(\beta_b t_b - \beta_g t_g) E_b E_g A_g}{E_b A_b + E_g A_g} \quad (2.6)$$

$$\sigma_{gt} = \frac{N_t}{A_g} = \frac{(\beta_b t_b - \beta_g t_g) E_b E_g A_b}{E_b A_b + E_g A_g} \quad (2.7)$$

Bu tənlilər göstərir ki, temperatur qüvvələri və gərginlikləri istilikdəyişdiricinin uzunluğundan asılı deyildir.

Bəzən temperaturdan xətti genişlənmə əmsalları  $\beta_b$  və  $\beta_g$ -nin müxtəlif qiymətlərində istilikdəyişdiricinin hazırlandığı  $t_i=20^\circ\text{C}$  temperaturu nəzərə alınır. Bu hallarda (2.5) – (2.7) düsturlarında ( $\beta_b t_b - \beta_g t_g$ ) fərqinin əvəzinə  $[\beta_b(t_b - t_i) - \beta_g(t_g - t_i)]$  fərqlərini daxil edirlər.

Borular və gövdə eyni materialdan hazırlandıqları halda ( $\beta_b = \beta_g = \beta$ ;  $E_b = E_g = E$  və  $t_b - t_g = \Delta t$ ) aşağıdakı alınır:

$$\sigma_{bt} = \frac{\beta \Delta t E A_g}{A_b + A_g}; \quad \sigma_{gt} = \frac{\beta \Delta t E A_b}{A_b + A_g} \quad (2.8)$$

(2.8) bərabərliyindən görünür ki, borularda və gövdədəki temperatur gərginlikləri boruların və gövdənin en kəsik sahələrilə tərs mütənəsbdir, yəni:

$$\frac{\sigma_{bt}}{\sigma_{gt}} = \frac{A_g}{A_b} \quad (2.9)$$

Boruların və gövdənin temperaturları fərqi  $\Delta t = 1^\circ\text{C}$  olduqda yaranan temperatur gərginliyini (2.8) düsturu ilə qiymətləndirmək olar. Borular və gövdənin eyni poladdan hazırlandıqlarını, yəni  $\beta = 11,5 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ;  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$  və  $A_b = A_g$  qəbul etsək:

$$\sigma_{bt} = \sigma_{gt} = \frac{11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 1 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{2} = 1,21 \text{ MPa,}$$

$A_b = 2A_g$  olduqda isə:

$$\sigma_{bt} = 0,5 \sigma_{gt} = \frac{11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 1 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{3} = 0,805 \text{ MPa alınır.}$$

Deməli, temperaturlar fərqi  $\Delta t = 50^\circ\text{C}$  olarsa, temperatur gərginliyi  $\sigma_{bt} = 40,2 \div 60,5 \text{ MPa}$ -a bərabər olur.

Boru şəbəkəsinin qalınlığı az olduqda, maksimal temperatur gərginliyi kənar borularda yaranır. Bu halda borulardakı temperatur gərginlikləri xeyli artaraq,  $\Delta t = 50^\circ\text{C}$ -də  $\sigma_{bt} \approx 100 \text{ MPa}$  qiymətinə çata bilər.

Eyni zamanda borulararası fəzadakı daxili təzyiq  $p = 5 \text{ MPa}$  olduqda, kvadratın təpələlərində,  $t_a = 32 \text{ mm}$  addımla yerləşmiş  $d_x \times s_b = (25 \times 2) \text{ mm}$  ölçülü bir boruya təsir edən qüvvə bərabərdir:



$$q_b = p \left( t_a^2 - \frac{\pi d_x^2}{4} \right) = 5 \left( 0,032^2 - \frac{3,14 \cdot 0,025^2}{4} \right) = 0,0027 MN,$$
 və uyğun olaraq divarının en kəşik sahəsi  $a_b = 1,45 \cdot 10^{-4} m^2$  olan borudakı gərginlik:

$$\sigma_{bp} = \frac{q_b}{a_b} = \frac{0,0027}{1,45 \cdot 10^{-4}} = 18,6 MPa \text{ olur.}$$

Gərginliklərin alınmış qiymətlərinin müqayisəsindən görünür ki, bir qayda olaraq, sərt konstruksiyalı istilikdəyişdiricilərdə borulardakı temperatur gərginliyi daxili təzyiqdən yaranan gərginlikdən çox olur, yəni boruların və boru şəbəkələrinin möhkəmliyə və dayanıqlığa, eləcə də boruların boru şəbəkəsilə birləşməsinin möhkəmliyə hesabında müəyyənədicidir.

Gövdəsində kompensatoru olan gövdə-borulu aparatdakı temperatur qüvvələrinin hesabı ədəbiyyatlarda [5,6,8] verilmişdir. Bir sıra hallarda, kompensatorlarda əks işarəli ilkin gərginlik yaratmaqla, onların deformasiya qabiliyyətini yüksəltmək olar.

Fərz edək ki, istismar zamanı kompensatorun ancaq dartılmaya işləyəciyi məlumdur, yəni  $t_b > t_g$ . Onda aparat hazırlanarkən kompensatoru  $\delta/2$  qiyməti qədər elə sıxmaq lazımdır ki, borular boru şəbəkələrində genəltmə ilə bərkidildikdən sonra kompensator  $N/2$  qüvvəsilə sıxılmış olsun. Aydınır ki, istismar zamanı boruların gövdənin temperaturundan  $\Delta t$  qədər artıq olan işçi temperatūra qədər qızması nəticəsində kompensatordakı, deməli konstruksiyadakı qüvvə öncə  $-N/2$ -dən sıfıra qədər azalacaq, sonra isə  $+N/2$ -yə qədər artacaqdır. Beləliklə, yaranan temperatur qüvvəsinin mütləq qiyməti düsturlarla tapılan qiymətdən 2 dəfə az alınacaqdır.

Əgər istismar zamanı kompensator həmişə sıxılmış vəziyyətdə olarsa, temperatur gərginliyini azaltmaq məqsədilə, aparat hazırlanıqda kompensatoru  $\delta/2$  qədər dartmaq lazımdır.

İstilikdəyişdirici aparatın bölüşdürücü kamerasının vəzifəsi

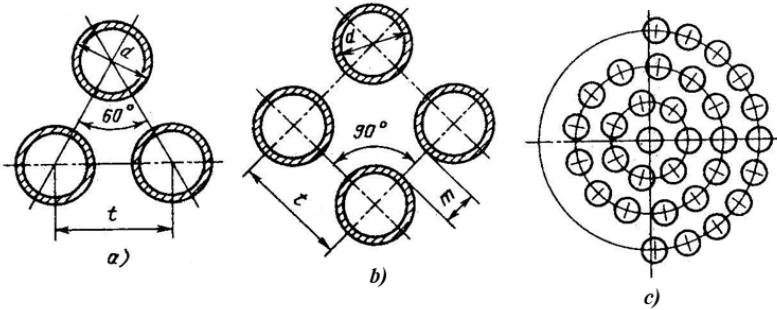
istilikdaşıyıcı axını borular arasında bölüşdürməkdir. Bölüşdürücü kamera boru şəbəkəsi və elliptik (şəkil 2.4) və ya düz (şəkillər 2.11,a və 2.16) qapaqla birləşdirilən flansları olan silindrik örtükdən, bir sıra hallarda isə, ancaq flanslı ətəkli elliptik qapaqdan (şəkil 2.11 c,d) ibarət ola bilər. Bəzi konstruksiyalarda elliptik qapaq kameranın silindrik örtüyünə qaynaq olunur (şəkil 2.9).

İstilikdaşıyıcının borular üzrə lazımi gedişlərinin sayını təmin etmək üçün bölüşdürücü kamera uzununa arakəsmələrlə 13 (şəkil 2.4) təmin edilir. Onların yan tərəfləri silindrik örtüyə və qapağa qaynaq olunur. Arakəsmənin birləşdirilmə düyününün kipləşdirilməsi variantı şəkil 2.4-də göstərilmişdir. Kiçik diametrlı aparatlarda (800 mm-ə qədər) və borularla hərəkət edən mühit alçaq izafi təzyiq altında olduqda (su soyuducuları və kondensatorları), bölüşdürücü kameranın qapağı düz hazırlanır, çünki belə qapaqlar ucuzdurlar və asan hazırlanırlar. Bəzi hallarda, aparata rahat xidmət etmək üçün bölüşdürücü kameralar və onların qapaqları gövdəyə bərkidilmiş oynaqlı quruluşlara keçirilir.

**Boruların yerləşdirilməsi və şəbəkələrə bərkidilməsi.** Polad gövdə-borulu aparatların seriyalarla istehsal olunan boruları karbonlu və legirli poladlardan, eləcə də bürüncdən hazırlanır. Boruların diametri istilikdaşıyıcının sürətinə, boru fəzasında istilikötürmə əmsalına və aparatın ölçüsünə xeyli təsir göstərir; borunun diametri kiçildikcə, gövdənin verilmiş diametrində daha çox boru yerləşdirmək mümkündür. Ancaq çirkli mühitlə işlədikdə, kiçik diametrlı borular tez tutulur. Belə boruların mexaniki təmizlənməsində və genəltmə ilə bərkidilməsində müəyyən mürəkkəbliklər yaranır. Bununla əlaqədar olaraq, xarici diametri 20 və 25 mm, qalınlıqları isə uyğun olaraq 1,6–2,0 mm və 1,6–3,0 mm olan polad borular daha geniş yayılmışlar. Yüksək legirli polad boruların qalınlıqları 1,6 mm, karbonlu polad borularınkı isə  $\geq 2$  mm götürülür. Diametri 38 və 57 mm olan borular çirkli və özlü

mayelərlə işlədikdə tətbiq edirlər. Boruların uzunluğunun artması və gövdənin diametrinin azalması ilə aparatın qiyməti azalır. Ən ucuz aparat borularının uzunluğu 5–7 m olandır.

T və K tipli istilikdəyişdiricilərdə boruları bərabərtərəfli üçbucaqların təpələrində (şəkil 2.22,a), U, Ü və ÜK tipli aparatlarda isə boru dəsti aparatın gövdəsindən çıxarıla bildiyindən, əsasən kvadratların (şəkil 2.22,b), bəzi hallarda isə bərabərtərəfli üçbucaqların təpələrində mümkün qədər minimal addımla yerləşdirirlər. Boruların bərabərtərəfli üçbucaqların təpələrində yerləşdirilməsi boru şəbəkəsi sahəsində daha çox boru olmasına və borulararası fəzada mühitin böyük sürətlərinin təmin edilməsinə imkan verir. Boruların kvadratların təpələrində yerləşdirilməsi sxemi mühüm istismar üstünlüyünə malikdir: borular arasında hər iki tərəfdən açıq keçidlər yarandığından onların xarici səthlərini mexaniki və ya



Şəkil 2.22. Boruların boru şəbəkəsində yerləşmə sxemləri: a-bərabərtərəfli üçbucağın təpələrində; b-kvadratın təpələrində; c-çevrələr üzrə

hidromexniki üsulla təmizləmək mümkün olur. Borular nadir hallarda çevrə üzrə (şəkil 2.22,c) yerləşdirilirlər.

Borular üçün dəşiklərin addımı müəyyənləşdirilərkən, eni  $m = t_a - d_x$  ( $t_a$  – boruların addımı;  $d_x$  – borunun xarici diametri) olan borular arasındakı aralığın kifayət qədər möhkəm olması təmin edilməlidir. Boruların addımı  $t_a$  adətən onların xarici

diametrlərindən asılı olaraq seçilir. Poladdan hazırlanmış aparatlar üçün addımın qiymətləri cədvəl 2.2-də verilmişdir.

Həmin qiymətlərdən görüldüyü kimi diametri  $17 \leq d_x \leq 60 \text{ mm}$  olan borular üçün addım aşağıdakı düsturla tapıla bilər:

$$t_a = 1,2d_x + 2 \text{ mm.} \quad (2.10)$$

Cədvəl 2.2.

Boruların addımının onların diametrindən asılılığı

$d_x, \text{ mm}$	16	20	25	38	57
$t_a, \text{ mm}$	21	26	32	48	70

Boru şəbəkəsi nişanlandıqda boruları aparatın gövdəsinin divarına mümkün qədər yaxın yerləşdirməklə, dairənin bütün sahəsini tutmağa çalışırlar. Bir boruya düşən şəbəkə sahəsini bilməklə, şəbəkədə yerləşdirilmiş boruların təqribi sayını tapmaq olar. Borular bərabərtərəfli üçbucağın təpələrində yerləşdirildikdə bir boruya düşən sahə  $0,866 t_a^2$ -a, kvadratın təpələrində yerləşdirildikdə isə  $t_a^2$ -a bərabərdir. Deməli:

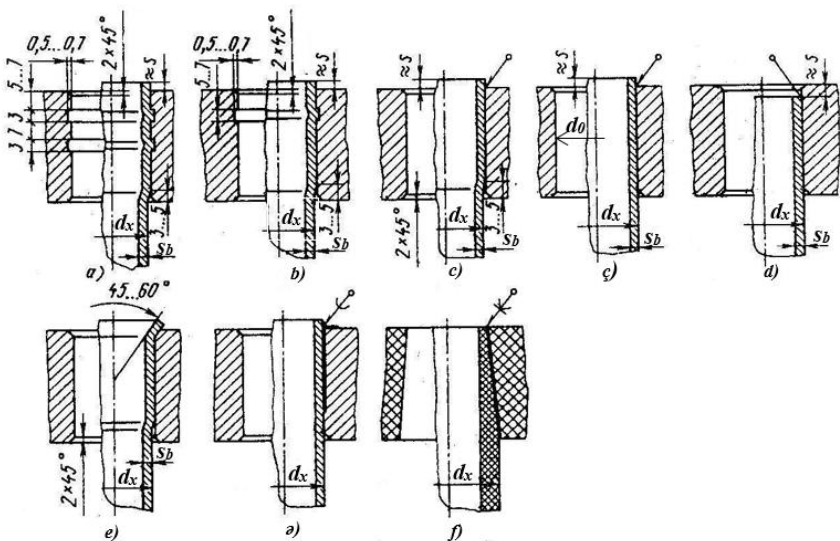
$$n_{\Delta} = \theta \frac{\pi D_{b.y.}^2}{4 \cdot 0,866 t_a^2}; n_{\square} = \theta \frac{\pi D_{b.y.}^2}{4 \cdot t_a^2}, \quad (2.11)$$

burada  $\theta = 0,70 - 0,85$  – aparatın borularla dolma əmsalı;  $D_{b.y.}$  – borular yerləşdirilən dairənin diametri;

Doldurma əmsalı şəbəkənin qırağı boyu boruların az sıxlıqla yerləşdirilməsini, boru şəbəkəsinin müəyyən hissəsinin arakəsmələrlə və eninə arakəsmələri bərkidici yivli millərlə tutulmasını, eləcə də axının borulararası fəzaya girişinin qarşısında qaytarıcı yerləşdirmək üçün bir neçə borunun qoyulmamasını nəzərə alır. Kiçik diametrlili çoxgedişli istilikdəyişdiricilər üçün  $k$  əmsalının kiçik qiyməti qəbul edilir.

Boruları bərabərtərəfli üçbucaqların təpələrində yerləşdirdikdə, kvadratların təpələrində yerləşdirilmə ilə müqayisədə təqribən 10% artıq boru yerləşdirmək mümkün olur.

Polad aparatların borularını boru şəbəkəsilə genəltmə (şəkil 2.23 a,b,e), qaynaq (şəkil 2.23 ç,d) və genəltmə qaynaqla



Şəkil 2.23. Boruların boru şəbəkələrində bərkidilmə üsulları: a-iki yarıqlı genəltmə; b-bir yarıqlı genəltmə; c-genəltmə qaynaqla; ç,d-qaynaq; e-ətəkləmə ilə hamar deşikdə genəltmə; ə-lehimləmə; f-yapışqanlama.

(şəkil 2.23,c) birləşdirirlər.

İstilikdəyişdirici aparat mis və onun ərintisindən hazırlandıqda lehimləmə və şəbəkədə boruların uclarını metallarla doldurma (şəkil 2.23,ə), aparatlar polimer materiallardan hazırlandıqda isə yapışqanlama (şəkil 2.23,f) tətbiq edilir.

Boruların şəbəkələrdə bərkidilməsinin ən geniş yayılmış üsulu genəltmədir. Borular şəbəkənin deşiklərində azacıq araboşluğu ilə yerləşdirilir, sonra isə daxildən diyircəkli genəldici vasitəsilə genəldirlər. Bu halda, boruların divarlarında qalıq plastiki, boru şəbəkəsində isə elastiki deformasiyalar yaranır, nəticədə genəltmədən sonra şəbəkənin materialı borunu kəp sığır. Deşiyin diametri boruların ölçülərinə olan müəyyən ləşir. Boru ilə şəbəkənin deşiyi arasındakı araboşluğu minimal olmasına çalışılmalıdır. Məsələn,  $d_x = 25$  mm olan borular üçün deşiyin diametri adətən

$d_0 = 25,4^{+0,1}$  mm hazırlanır.

Keyfiyyətli birləşmə əldə etmək, eləcə də təmir zamanı boruları dəyişmək üçün boru şəbəkəsi materialının bərkliyi boru materialının bərkliyindən çox olmalıdır. Bu halda, genəltmə zamanı şəbəkədəki yuvanın forması dəyişmir.

Genəltmə birləşməsi möhkəm və kip olmalıdır. Birləşmənin möhkəmliyi borunu yuvadan qopardan qüvvə, kipliyi isə kiplik saxlanılana qədərki mühitin təzyiqi ilə qiymətləndirilir. Genəltmə zamanı borunun ucu şəbəkədən 3–5 mm qədər çıxmalıdır. Birləşmənin möhkəmliyini və kipliyini artırmaq üçün genəltməni borunun ucunu ətkləməklə yerinə yetirirlər.

Borunun ətkələnmiş ucunun uzunluğu təqribən borunun qalınlığına bərabərdir. Ətəyin zədələnməməsi üçün deşiyin kənarlarında 1–2 mm ölçüdə faska açılır. Borular bir və ya iki yarıqlı deşiklərdə genəldildikdə, onların qopmağa müqaviməti və birləşmənin kipliyi xeyli artır. Yarığın ölçülərini boru divarının qalınlığından  $s_b$  asılı olaraq seçirlər: adətən yarığın dərinliyi  $s_b/5$ , eni  $s_b+1$  mm olur.

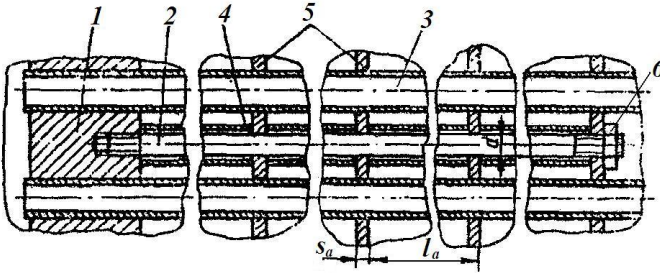
Hamar deşiklərdə genəltmə üsulu (şəkil 2.23,e) sadə olmaqla, 0,6 MPa-a qədər təzyiqlərdə istifadə edilir. Boruları adətən  $1,5d_x$  dərinliyində və ya, əgər şəbəkənin qalınlığı bu qiymətdən azdırsa, deşiyin tam dərinliyində genəldirlər. Bu halda, borunu şəbəkənin qırağı ilə zədələnməmək üçün borulararası fəza tərəfdən eni 3 mm olan genəldilməmiş sahə saxlanılır. Bu məqsəd üçün şəbəkənin qırağında faska da açıla bilər. Qalın şəbəkələrdə borunu bölüşdürücü kamera tərəfdən  $1,5d_x$  enində, borulararası fəza tərəfdən isə  $0,75d_x$  enində genəldirlər.

Boruların genəltmə və qaynaqla bərkidilməsi (şəkil 2.23,c) istilikdaşıyıcıların təzyiq və temperaturlarına məhdudiyət qoyulmadan istifadə edilir; öncə qaynaq edilir, sonra genəltmə həyata keçirilir. Genəltməsiz qaynaq etmə məsləhət görülmür, çünki bu halda borunun xarici diametri və yuvanın arasındakı araboşluğunda korroziyaya şərait yaradılmaqla, qaynaq tikişi

ikitarəfli korroziyaya məruz qalır.

**Arakəsmələr.** Gövdə-borulu istilikdəyişdiricilərdə eninə və uzununa arakəsmələr yerləşdirilir. İstilikdəyişdiricinin borulararası fəzasında yerləşdirilən eninə arakəsmələr mühitin boruların oxuna perpendikulyar hərəkətini yaratmaqla, onun sürətini, deməli istilikvermə əmsalını artırır və boruların dayaqları rolunu oynayırlar.

Arakəsmələrin qalınlıqları 5–8 mm qəbul edilir. Boruların keçməsi üçün arakəsmələrdə açılmış deşiklərin diametri borunun xarici diametrindən 1–2 mm çox olur. Eninə arakəsmələr arasındakı məsafə 200 mm-dən  $50d_x$ -ə qədər götürülür. Onların boru dəstində bərkidilməsi, məsafə boruları 4 geydirilmiş, 4–6 ədəd millə 2 (şəkil 2.24) həyata keçirilir. Millərin 2 bir ucu tərənəmz şəbəkədə 1 açılmış yivli yuvalarda bərkidilir və millərə ardıcıl olaraq, məsafə boruları 4 və eninə arakəsmə 5 keçirilir. Sonra alınmış sistem qaykalarla 6 bərkidilir. Eninə arakəsmələr yerləşdirildikdə gövdə ilə arakəsmə arasında mümkün qədər az araboşluğu saxlanılır; adətən bu araboşluğu gövdənin daxili radiusunun 1%-dən çox olmur.

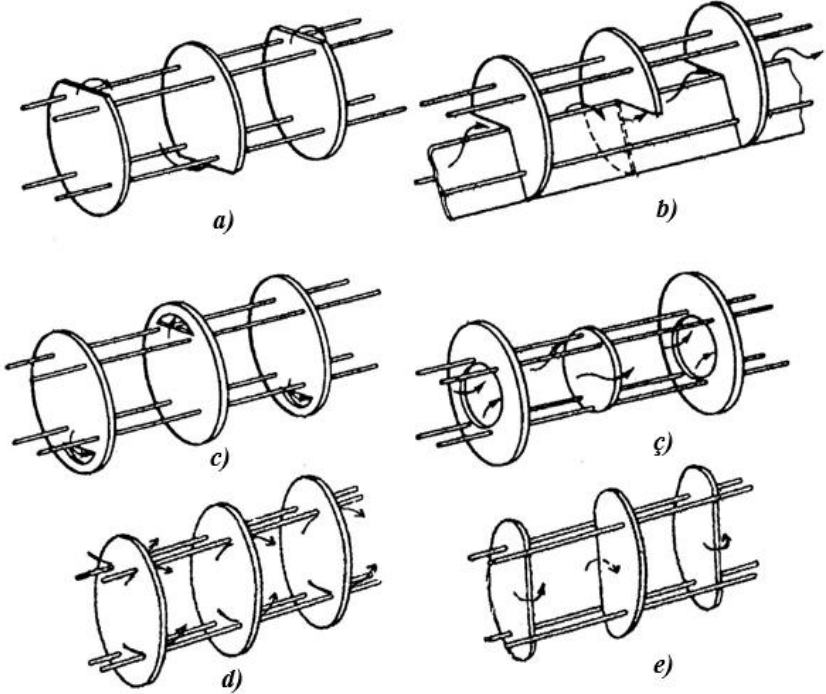


Şəkil 2.24. Eninə arakəsmələrin bərkidilmə düyünü: 1-tərənəmz arakəsmə; 2-mil; 3-boru; 4-məsafə borusu; 5-eninə arakəsmə; 6-qayka.

Buxarlandırıcılarda və kondensatorlarda yerləşdirilən eninə arakəsmələr, əsasən boruların titrəmələrini azaltmaqla, onları verilmiş məsafədə saxlayaraq boru dəstinin dayağı rolunu

yerinə yetirirlər. Borulararası fəzada qaz böyük sürətlə hərəkət etdikdə, boruların titrəmələri onların zədələnmələrinə səbəb ola bilər. Özlü mayelər isə boruların titrəmələrini xeyli zəiflədir.

Eninə arakəsmələrin konstruksiyaları şəkil 2.25 - də göstərilmişdir. Seqment kəsikli arakəsmələr (şəkil 2.25, a,e)



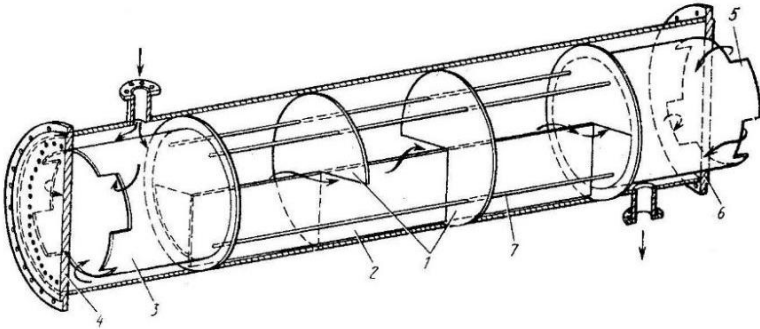
Şəkil 2.25. Eninə arakəsmələr: a-seqment kəsikli; b-sektor kəsikli; c-yarıqkəsikli; ç-həlqəvi; d-bütöv; e-seqment kəsikli.

daha çox istifadə edilir. Kəsilən seqmentin hündürlüyü (şəkil 2.25,a) və ya eni (şəkil 2.25,e) təqribən aparatın diametrinin  $1/3$ -nə bərabərdir. Aparatda bəzən sektor kəsikli eninə arakəsmələr və hündürlüyü gövdənin radiusuna bərabər olan uzununa arakəsmə yerləşdirirlər (şəkil 2.25,b). Dairənin  $1/4$ -nə bərabər olan sektor kəsiyi növbə ilə gah sağda, gah da



solda yerləşdirilir. Belə konstruksiyada mühit gövdədə fırlanma hərəkəti edərək, növbə ilə gah saat əqrəbi, gah da əksinə hərəkət edir. Kəsiksiz bütöv arakəsmə (şəkil 2.25,d) təmiz mayelər üçün tətbiq edilir. Bu halda, maye boru və arakəsmədəki deşik arasında ölçüsü  $\sim 1,5$  mm olan həlqəvi araboşluğu ilə axır. Araboşluqlarında axın güclü turbuləntləşir, nəticədə borunun xarici səthinə istilikvermə əmsalı artır.

Durğun zonaları ləğv etmək və istilikdaşıyıcının boru dəstini tam əhatə etməsi üçün bəzən onun kənarlarında, pəncərələri olan qabaq 3 və arxa 5 bölüşdürücü silindrlər (şəkil 2.26) yerləşdirilir.

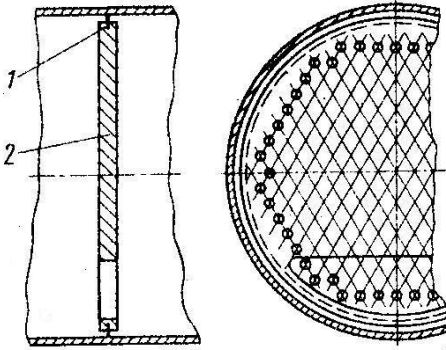


Şəkil 2.26. Bölüşdürücü örtüklərin və sektor kəsikli eninə arakəsmələrin yerləşdirilməsi: 1-eninə arakəsmələr; 2-uzununa arakəsmə; 3,5-qabaq və arxa silindrlər; 4,6-şəbəkələr; 7-məsafə borulu mil.

Gövdə ilə eninə arakəsmələr arasında araboşluğunu azaltmaq üçün bəzən arakəsmənin 2 (şəkil 2.27) yarığına yerləşdirilən elastik kipləşdirici halqalardan 1 istifadə edilir.

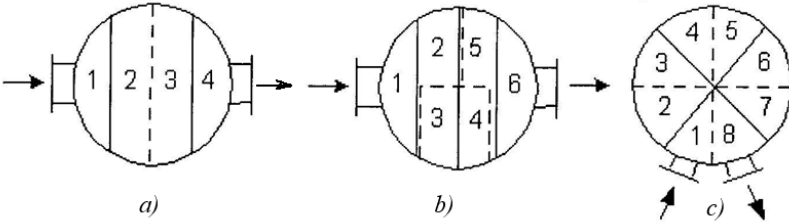
İki-, dörd- və altıgedişli istilikdəyişdiricilərin qapaqlarında gedişlər paralel arakəsmələrlə (şəkil 2.28, a, b) bölünə bilərlər. Şəkil 2.28-da bütöv xətlərlə ön qapaqdakı, qırıq xətlərlə isə arxa qapaqdakı arakəsmələr göstərilmişdir. Rəqəmlərlə gedişlərin ardıcılığı işarələnmişdir.

Altı və daha çox gedişli aparatlarda boruları sektorlar üzrə bölünməsi (şəkil 2.28,c) və ya arakəsmələrin yerləşdirilməsinin



daha mürəkkəb, uyğunlaşdırılmış metodları tətbiq edilir.

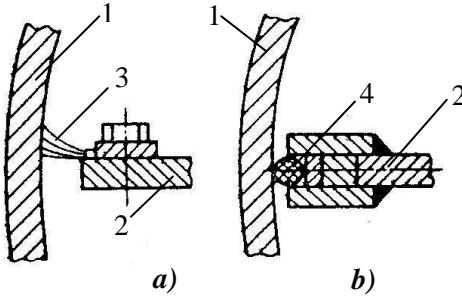
Borulararası fəzada ikigedişli U və Ü tipli aparatlarda (şəkil 2.9 və şəkil 2.11,c) boru dəstilə birlikdə gövdədən çıxarılan uzununa arakəsmə yerləşdirilir. Aparatın gövdəsi 1 ilə



Şəkil 2.28. Çoxgedişli istilikdəyişdiricilərin bölüşdürücü kameralarında uzununa arakəsmələr.

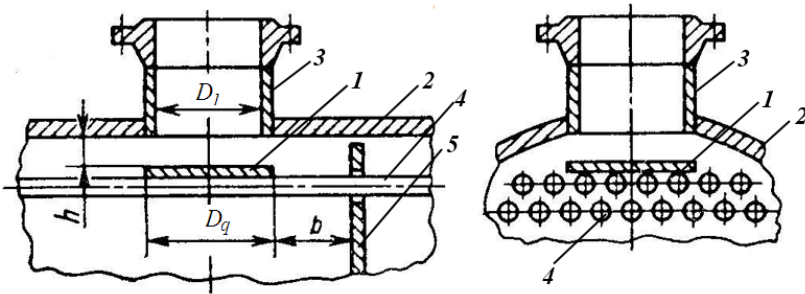
arakəsmə 2 arasındakı araboşluğundan istilikdaşıyıcının axmasının qarşısını almaq üçün gövdənin divarına bitişik olan çevik metal zolaqlar 3 (şəkil 2.29,a) və ya arakəsmənin oyuğuna qoyulmuş rezinlənmiş azbest qaytandan araqatı 4 (şəkil 2.29,b) nəzərdə tutulur. İkinci konstruksiyada kipləşdirmə yerində bütün uzunluq boyu qaytanın gövdəyə sıxılmasını təmin edən sıxıcı sistemlərdən istifadə edilir. Uzununa arakəsmə tərپənməz boru şəbəkəsinə qaynaq edilir.

Üzən başlığın boru şəbəkəsi kəşik olduqda (şəkil 2.11,ç) borulararası fəzadakı uzununa arakəsmənin yan tərəfləri



aparataın gövdaəsinə qaynaq olunur; boru dəstlərini birləşdirən ikilik söküldükdən sonra onlar tərpnəmz şəbəkə ilə birlikdə gövdədən çıxarıla bilirlər.

**Qaytarıcılar.** Axının borulararası fəzaya giriş ştuserinin qarşısında boruları yeyilmədən qorumaq üçün, bir qayda olaraq qaytarıcılar 1 yerləşdirirlər (şəkil 2.30). Onları dairəvi və ya düzbucaq lövhə şəklində hazırlayırlar. Onların ölçüsü ştuserin daxili diametri  $D_1$ -dən az olmamalıdır. Adətən  $D_q = D_1 +$



Şəkil 2.30. Qaytarıcının yerləşmə sxemi:

1-qaytarıcı; 2-gövdə; 3-giriş ştuseri; 4-borular; 5-eninə arakəsmə

$+(10 \div 20)mm$  götürülür. Qaytarıcı artıq hidravliki müqavimət yaratmaması üçün gövdənin daxili səthindən qaytarıcıya qədər olan məsafə  $h \geq 0,2D_1$  olmalıdır. Qaytarıcı eninə arakəsmələrin məsafə borularına qaynaq edilir və ya bəndlərlə borulara bərkidilir. Boruların divarının yanması təhlükəsinə görə

qaytarıcının borulara qaynaq edilməsi məsləhət görülmür. Daxil olan axının maneəsiz paylanmasını təmin etmək üçün qaytarıcıdan birinci arakəsməyə qədər olan məsafə  $b \geq 100$  mm olmalıdır.

### 2.3.8. Gövdə-borulu aparatların istilik hesabı

İstilikdəyişdiricilərin *layihə* və *yoxlama* hesabını fərqləndirirlər. Layihə hesabı aparat layihələndirildikdə yerinə yetirilir. Bu halda istilikdaşıyıcıların sərfləri və onların parametrləri verilir. Bu hesabın məqsədi istilik mübadiləsi səthini və seçilmiş aparatın konstruktiv ölçülərinin tapılmasıdır. Layihə hesabına istilik, konstruktiv, mexaniki, hidravliki və texniki-iqtisadi hesablamalar daxildir.

Yoxlama hesabı mövcud istilikdəyişdiricinin verilmiş proses üçün istifadəsinin mümkünlüyünü və optimal iş rejimini təmin edən şəraiti müəyyənləşdirir.

**İstilik balansı.** İstənilən istilik mübadiləsi prosesinin istilik balansına uyğun olaraq, verilən  $Q_1$  ( $Vt$ ) və alınan  $Q_2$  ( $Vt$ ) istiliklərin bərabərliyi təmin olunmalıdır:

$$Q_1 = Q_2$$

İstilik itkisi səbəbindən, adətən  $Q_2 < Q_1$  olur. Ona görə də, istilik balansı aşağıdakı kimi yazılır:

$$Q_1 = Q_2 + Q_i,$$

burada  $Q_i$  – ətraf mühitə istilik itkisi,  $Vt$ .

Alınan və verilən istilik miqdarlarının nisbəti *istilikdən istifadə əmsali*  $\eta$  adlanır:

$$\eta = Q_2/Q_1$$

Adətən, istilikdən istifadə əmsali  $\eta = 0,95-0,99$  qiymətlərində olur. Beləliklə, istilik balansı bu şəkllə düşür:

$$\eta Q_1 = Q_2 \quad (2.12)$$

Su və ya hava ilə soyudulan kondensator və soyuducular üçün istilik balansı tənliyində, adətən istilik itkisi nəzərə alınmır, yəni:

$$Q_1 = Q_2$$

Nəhayət, soyuq axının temperaturu ətraf mühitin temperaturundan aşağı olan istilik mübadiləsi aparatları üçün xaricdən gələn istiliyi də nəzərə alırlar. Bu halda “soyuqluq itkisi” əmsalı  $\eta \approx 1,03 - 1,05$  qəbul olunur və istilik balansını aşağıdakı kimi yazılır:

$$\eta Q_1 = Q_2$$

Texnoloji parametrlərdən biri (istilikdaşıyıcılardan birinin sərfi və ya temperaturlardan biri) ilkin tapşırıqda verilmədikdə, onu istilik balansını tənliyindən tapırlar.

Əgər istilik mübadiləsi zamanı istilikdaşıyıcıların aqrekat halı dəyişmərsə, istilik axınları  $Q_1$  və  $Q_2$  aşağıdakı asılılıqlarla tapılır:

$$Q_1 = G_1 c_1 (t_{b1} - t_{s1}) = G_1 (i_{b1} - i_{s1})$$

$$Q_2 = G_2 c_2 (t_{s2} - t_{b2}) = G_2 (i_{s2} - i_{b2})$$

burada  $G_1, G_2$  – uyğun olaraq qaynar və soyuq istilikdaşıyıcıların kütlə sərfələri, kq/s (işarələrdə 1 indeksi qaynar, 2 indeksi isə soyuq istilikdaşıyıcılara aiddir);  $c_1, c_2$  – uyğun olaraq qaynar və soyuq istilikdaşıyıcıların, orta temperaturlarında xüsusi istilik tutumları,  $C/(kq \cdot ^\circ C)$ ;  $t_{b1}, t_{b2}, t_{s1}$  və  $t_{s2}$  – uyğun olaraq, qaynar və soyuq istilikdaşıyıcıların başlanğıc və son temperaturları,  $^\circ C$ ;  $i_{b1}, i_{b2}, i_{s1}$  və  $i_{s2}$  – uyğun olaraq, qaynar və soyuq istilikdaşıyıcıların başlanğıc və son entalpiyalrı,  $C/kq$ .

Onda istilik balansını tənliyi (2.12) belə yazılır:

$$\eta G_1 (i_{b1} - i_{s1}) = G_2 (i_{s2} - i_{b2}) \quad (2.13)$$

**İstilik mübadiləsi səthi və istilik yükü.** İstilik mübadiləsi səthi  $A$  istilikötürmənin əsas tənliyi ilə hesablanır:

$$A = \frac{Q}{K \Delta t_{or}} \quad (2.14)$$

burada  $Q$  – aparatın istilik yükü,  $Vt$ ;  $Q_1$  və  $Q_2$  kəmiyyətlərindən böyüyünün qiymətinə bərabər götürülür;  $K$  – istilikötürmə əmsalı,  $Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  $\Delta t_{or}$  – qaynar və soyuq axınların aparat

hüdüdünda temperaturlarının orta fərqi, °C

*İstilik yükü* və ya A səthi vasitəsilə qaynar istilikdaşıyıcıdan soyuğa vahid zamanda verilən istiliyin miqdarı istilik mübadiləsi aparatının məqsədindən asılı olaraq tapılır.

Qaynar və soyuq axınların aqreqat halı dəyişmərsə, istilikdəyişdirici aparatın istilik yükü  $Q_i$  bərabərdir:

$$Q_i = G(i_b - i_s) \quad (2.15)$$

Qızmış buxarların soyudulması, kondensləşməsi və alınan kondensatın soyudulması proseslərini həyata keçirən kondensator-soyuducuların istilik yükü  $Q_{k-s}$  aşağıdakı tənliklə hesablanır:

$$Q_{k-s} = G_1(\dot{I}_q - i_k) \quad (2.16)$$

burada  $G_1$  – qızmış buxarın sərfi,  $kq/s$ ;  $\dot{I}_q$  – qızmış buxarın başlanğıc temperaturda entalpiyası,  $C/kq$ ;  $i_k$  – kondensatın son temperaturda entalpiyası,  $C/kq$ .

Qaynadıcı və riboylerlərin istilik yükü  $Q_q$  bərabərdir:

$$Q_q = G_2(i_{s2} - i_{b2}) + G_b r_b \quad (2.17)$$

burada  $G_2$  – qaynadıcıya verilən maye axının sərfi,  $kq/s$ ;  $G_b$  – alınan buxarın sərfi,  $kq/s$ ;  $r_b$  – buxarlanma istiliyi,  $C/kq$ .

Entalpiyalar hesablanarkən, axınların istilikdəyişdirici aparatda aqreqat halının dəyişməsi nəzərə alınmalıdır.

**İstilikötürmə əmsalı.**  $K$ -nın hesabı fəsil 1-də [(1.65) – (1.73) düsturları] verilmişdir. İstilikdəyişdirici aparatın borularına daxili çöküntü, boru divarı və xarici çöküntüdən ibarət üçqat divar kimi baxsaq, daxili və xarici çöküntülərin termiki müqavimətlərini  $r_{cd} = \delta_{cd}/\lambda_{cd}$  və  $r_{cx} = \delta_{cx}/\lambda_{cx}$  ilə işarə etsək (1.67) ifadəsi aşağıdakı şəkli alır:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_{cd} + \frac{\delta_d}{\lambda_d} + r_{cx} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2.18)$$

Adətən,  $\delta_d \leq 4 \cdot 10^{-3} m$  və  $\lambda_d = 20 - 50 \text{ Vt}/(m \cdot K)$  olduqda, boru divarının termiki müqaviməti nisbətən kiçik alındığından, onu nəzərə almırlar.

Çirkin termiki müqaviməti onun qalınlığından və

təbiətindən asılı olaraq qəbul edilir (cədvəl 2.3). İstilikdəyişdiricilərdə işlədilən əsas materialların

Cədvəl 2.3

Çirkin termiki müqavimətinin təxmini qiymətləri

İstilikdaşıyıcı	$r, (m^2 \cdot ^\circ C) / Vt$
Su: distilə olunmuş	0,00029
təmizlənmiş	0,00058–0,00120
təmizlənməmiş	0,00170–0,00290
Tüstü qazı	0,00050–0,00070
Soyuducu agentlər, duz məhlulu, üzvi maddələr	0,00017–0,00040
Üzvi mayelərin buxarları	0, 000091
Üzvi mayelər, duzlu su	0,00017
Açıq rəngli neft distilatları	0,00020–0,00081
Neft, mazut	0,00050–0,00175
Qudron, krekinq qalıqı	0,00200–0,02330
Təmiz su buxarı	0,00009
Tərkibində yağ olan su buxarı	0,00017
Hava, azot və i.a.	0,00020–0,00086

istilikkeçirmə əmsalı cədvəl 2.4-də verilmişdir. (2.9) düsturunda  $r_{çd} + \delta_d / \lambda_d + r_{çx}$  cəminin qiyməti az alındığı hallarda, istilikötürmə əmsalını aşağıdakı ifadə ilə hesablamaq olar:

$$K = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (2.19)$$

K-nın qiyməti həmişə  $\alpha_1$  və  $\alpha_2$ -nin qiymətlərinin kiçiyindən az alınır. Borular silindrik divar olduqlarından istilikötürmə əmsalını (1.72) və (1.73) düsturları ilə hesablamaq daha düzgündür.

İstilik mübadiləsi aparatlarının təxmini hesabında istilikötürmə əmsalının praktiki qiymətlərindən (cədvəl 2.5)

Cədvəl 2.4.  
Materialların istilikkeçirmə əmsalları

Material	$\lambda_d, \text{Vt}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$
Karbonlu polad	46,52
Paslanmayan polad	17,45
Çuqun	69,78
Alüminium	203,53
Bürünc	93,04

istifadə edilir. İstilikvermə üzərində fəsil 1-də geniş dayanılmış, istilikvermə əmsallarını hesablamaq üçün düsturlar isə cədvəl 1.1-də verilmişdir.

Cədvəl 2.5  
İstilikötürmə əmsalının təxmini qiymətləri

Aparatın tətbiq sahəsi və mühit	$K, \text{Vt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
Borulu maye istilikdəyişdiricisi	70 – 250
Su ilə mayenin soyudulması	200 – 400
Borulu buxar-distilat istilikdəyişdiricisi	115 – 290
Doymuş su buxarı ilə qızdırılan qaynadıcı	290 – 870
Kondensləşən buxar ilə qızdırılan üzvi mayelər	100 – 350
Kondensləşən üzvi maddə buxarlarının su ilə soyudulması	350 – 800
Maye neft məhsulu ilə qızdırılan qaynadıcı	140 – 450
Benzin buxarlarının su kondensatorları	230 – 450
Tüstü qazı ilə hava qızdırıcı və buxar qızdırıcı	10 – 25
Adi təzyiqlərdə qazın qazla qızdırılması və ya sotudulması	12 – 35
Qazla mayenin qızdırılması və ya soyudulması	12 – 60
Parafin kristalizatorları	45 – 115
Sobanın konveksiya boruları (maye xammal üçün)	23 – 52
Kompresor-soyuducu qurğular üçün buxarlandırıcı və kondensator	235 – 690



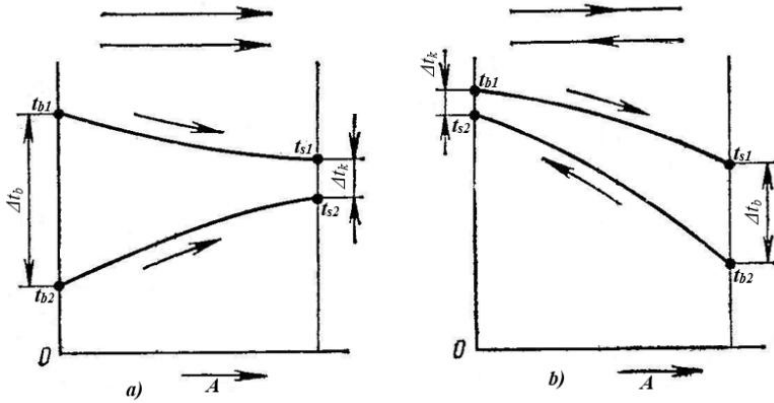
İstilikdaşıyıcının sürəti  $w$  sərf tənliyi ilə tapılır:

$$w = \frac{V}{A_{e.k.}} = \frac{G}{\rho A_{e.k.}} \quad (2.20)$$

burada  $V$ ,  $G$  – axının həcmi ( $m^3/s$ ) və kütlə ( $kg/s$ ) sərfələri;  $A_{e.k.}$  – baxılan fəzanın en kəşik sahəsi,  $m^2$  (aparataın göstəricilərindən götürülür və ya hesablanır);  $\rho$  – mühitin sıxlığı,  $kg/m^3$ .

**Temperaturların orta fərqi.** İstilik mübadiləsi prosesinin hərəkətverici qüvvəsi mühitlərin temperaturları fərqi və ya temperaturlar basqısıdır. Bütün istilik mübadiləsi aparatlarında istiliyin ötürülməsi prosesi bir və ya hər iki axının hərəkət istiqamətləri boyu temperaturlarının dəyişməsi ilə müşahidə olunur.

Şəkil 2.31,a-dan görüldüyü kimi düz axında axınların hərəkət istiqamətləri boyu temperaturlar fərqi həmişə azalır, özü də ən böyük fərq  $\Delta t_b = t_{b1} - t_{b2}$  prosesin başlanğıcında (aparataın girişində), ən kiçik fərq  $\Delta t_k = t_{s1} - t_{s2}$  isə prosesin sonunda (aparataın çıxışında) müşahidə edilir. Deməli, istilik mübadiləsi səthinin istilik gərginliyi böyük hədlərdə dəyişir. Qızdırılan axının son temperaturu həmişə qızdıran (soyudulan) axının son temperaturundan az olur.



Şəkil 2.31. İstilik mübadiləsi səthi boyu axınların temperaturlarının dəyişməsi: a-düz axın; b-əks axın.

Əksaxınlı rejimdə isə (şəkil 2.31, b) axınların hərəkət istiqamətləri boyu temperatur fərqi düz axınıdakına nisbətən daha müntəzəmdir və istilik mübadiləsi səthinin istilik gərginliyi təqribən bərabər paylanır. Bu hal, həm istilik mübadiləsi səthindən effektiv istifadə edilməsi, həm də prosesin yumşaq rejimdə aparılması (yüksək istilik gərginlikli ayrı-ayrı sahələrdə koksun və çirkin çökməsi azalır) cəhətdən olduqca əhəmiyyətlidir. Qızdırılan axının son temperaturunun qızdırılan axının son temperaturundan çox ola bilməsi əks axının mühüm üstünlüyüdür. Nəticədə, qızdırılan mühitin daha yüksək temperatura qədər qızdırılması, yəni istilikdən daha tam istifadə edilməsi və ya soyuducu agentə (su, hava və s.) qənaət olunması mümkün olur. Yuxarıda qeyd olunanlar istilikdaşıyıcıların əksaxınlı hərəkətlərinin düzaxınlıya nisbətən üstün olmasını göstərir.

Ona görə də, praktikada axınların əksaxınlı hərəkət sxeminin yaradılmasına çalışırlar. Temperaturların orta fərqi həm əksaxınlı, həm də düzaxınlı hərəkət rejimlərində aşağıdakı düsturlarla hesablanır:

$$\frac{\Delta t_b}{\Delta t_k} \leq 2 \text{ olduqda } \Delta t_{or} = \frac{\Delta t_b + \Delta t_k}{2}; \quad (2.21)$$

$$\frac{\Delta t_b}{\Delta t_k} > 2 \text{ olduqda } \Delta t_{or} = \frac{\Delta t_b - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_b}{\Delta t_k}}; \quad (2.22)$$

burada  $\Delta t_b$  və  $\Delta t_k$  – aparatın giriş və çıxışında axınlar arasında böyük və kiçik temperatur fərqi, °C.

Çoxgedişli istilikdəyişdiricilərdə axınların qarışıq və çarpaz hərəkət növləri mövcud olur. Bu halda, öncə əksaxınlı hərəkət üçün temperaturların orta fərqi  $\Delta t_{or}$  hesablanır, sonra isə düzəliş əmsalı  $\varepsilon \leq 1$  nəzərə alınmaqla, çoxgedişli aparat üçün temperaturların orta fərqi  $\Delta t'_{or}$  tapılır:

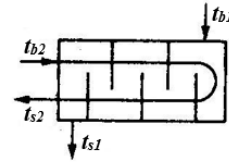
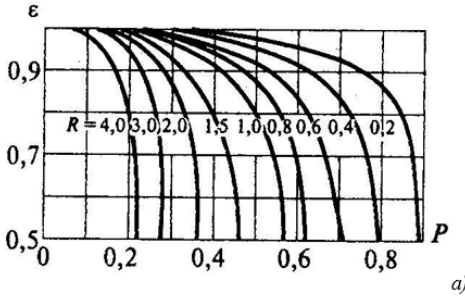
$$\Delta t'_{or} = \varepsilon \Delta t_{or} \quad (2.23)$$

Düzəliş əmsalı  $\varepsilon$ -nin qiyməti şəkil 2.32-də verilmiş qrafiklərdən tapılır və ya (2.24) ifadəsi ilə hesablanır:

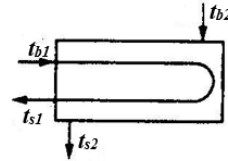
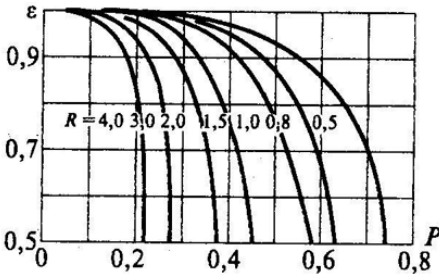
$$\varepsilon = \frac{\sqrt{R^2+1}}{R-1} \frac{\ln \frac{1-R}{1-PR}}{\ln \frac{2-P(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-P(R+1+\sqrt{R^2+1})}}, \quad (2.24)$$

burada  $R$  və  $P$  şəkil 2.32-də verilmiş düsturlarla hesablanır.

İstilikdaşıyıcının istilik-fiziki xassələri müəyyənləşdirilən orta temperaturu  $t_{or.i}$  aşağıdakı kimi tapılır. Temperaturu başlanğıc  $t_b$ -dən son  $t_s$ -a qədər dəyişən və  $t'_b/t'_k < 2$  olan



a)



b)

$$P = \frac{t_{s1} - t_{b1}}{t_{b2} - t_{b1}}; \quad R = \frac{t_{b2} - t_{s2}}{t_{s1} - t_{b1}}$$

Şəkil 2.32. İstilikdəyişdiricilər üçün  $\Delta t_{or}$ -nın hesabında düzəliş əmsalı

$\varepsilon$ : a - istilikdaşıyıcıların çarpaz-qarışıq axınlarında;

b - istilikdaşıyıcıların qarışıq axınlarında

istilikdaşıyıcılar ( $t'_b$  və  $t'_k$  – istilikdaşıyıcının böyük və kiçik temperaturları) üçün:

$$t_{or.i} = (t_b + t_s)/2,$$

$t'_b/t'_k > 2$  olan istilikdaşıyıcılar üçün isə:

$$t_{or.i} = t'_{or.i} \pm \Delta t_{or}, \quad (2.25)$$

burada  $t'_{or,t}$ –istilik mübadiləsi səthi boyu az temperatur düşgüsü olan istilikdaşıyıcının orta hesabi temperaturu.

**Gövdə-borulu istilikdəyişdiricilərin hesabı qaydası.** Verilmiş prosesi həyata keçirmək üçün standart gövdə-borulu aparatın seçilməsi aşağıdakı ardıcılıqla aparılır.

1. Aparatın istilik balansına (məsələn, 2.13. tənliyi) əsasən prosesin naməlum parametrlərindən biri (istilikdaşıyıcılardan birinin temperaturu və ya sərfi) tapılır.

2. İstilikdaşıyıcıların hərəkət sxemlərindən asılı olaraq, temperaturların orta fərqi  $\Delta t_{or}$  və ya  $\Delta t'_{or}$  hesablanır [(2.21)–(2.24) düsturları].

3. Cədvəl 2.4 və ya soraq məlumatlarından istilikötürmə əmsalının təqribi qiyməti  $K_t$  qəbul edilir.

4. İstilik mübadiləsi səthi  $A_i$ -nin (2.14 düsturu) ilkin hesabı aparılır:

$$A_i = Q/(K_t \Delta t_{or})$$

5.  $A_i$ -nin qiymətinə görə standart istilikdəyişdirici aparat seçilir.

6. Dəqiqləşdirilmiş hesabat üçün seçilmiş aparatın həndəsi parametrləri müəyyənləşdirilir.

7. Seçilmiş istilikdəyişdiricinin həndəsi ölçülərini və iş şəraitini nəzərə almaqla, istilikötürmə əmsalı  $K$  aşağıdakı asılılıqla hesablanır:

$$K = \left[ \frac{B}{\alpha_1} + \sum r_i + \frac{C}{\alpha_2} \right]^{-1} \quad (2.26)$$

burada  $B$  və  $C$  əmsallar: qaynar istilikdaşıyıcı axın borulara verildikdə  $B=d_x/d_d$  və  $C = 1$ ; qaynar istilikdaşıyıcı axın borulararası fəzaya verildikdə isə  $B = 1$  və  $C=d_x/d_d$ ;  $\sum r_i$  – termiki müqavimətlərin cəmi.

8. Dəqiqləşdirilmiş istilik mübadiləsi səthi  $A$  (2.14) düsturu ilə tapılır.

9. Dəqiqləşdirilmiş istilik mübadiləsi səthinin seçilmiş aparatın istilik mübadiləsi səthinə verilmiş yaxınlaşma şərti yoxlanılır. Verilmiş yaxınlaşma şərti ödənilmirsə, digər ölçülü

aparata keçirilərək, təkrar hesabat aparılır. Hesabi istilik mübadiləsi səthinin seçilmiş aparatın istilik mübadiləsi səthinə verilmiş yaxınlaşma şərti ödənilirsə, istilikdaşıyıcıların hərəkət sxemləri, aparatın giriş və çıxışlarında istilikdaşıyıcıların parametrləri ( $t, i, G$ ), istilik mübadiləsi səthi və istilikötürmə əmsalı, əsas konstruktiv ölçülər, boruların yerləşmə sxemləri və i.a. göstərilməklə hesabamanın nəticələri yazılır.

Təsvir edilmiş ardıcılıqla istilikdəyişdiricilərin kompüterdə hesabının blok-sxemi şəkil 2.33-də verilmişdir.

**Kondensator-soyuducuların istilik hesabının xüsusiyyətləri.** Kondensator-soyuducuların istilik mübadiləsi səthi boyu istilikvermə əmsalları və temperaturları dəyişdiklərindən onların hesabının öz xüsusiyyətləri vardır.

Şəkil 2.34 - də qızmış buxar daxil olan kondensator-soyuducuda temperaturların təqribi paylanması verilmişdir. Bu halda üç zonanı ayırd etmək olar: *I* – buxarların doyma temperaturuna qədər soyuması; *II* – buxarların kondensləşməsi; *III* – kondensatın soyuması.

Birinci zonada buxarlar başlanğıc  $t_{b1}$  temperaturundan kondensləşmə başlanğıcı  $t_{k.b.}$  temperaturuna qədər soyuyur və doymuş hala keçir;  $t_{k.b.}$ -ni buxar fazanın izoterm tənliyi ilə qarışığın kondensləşmə başlanğıcı temperaturu kimi tapırlar:

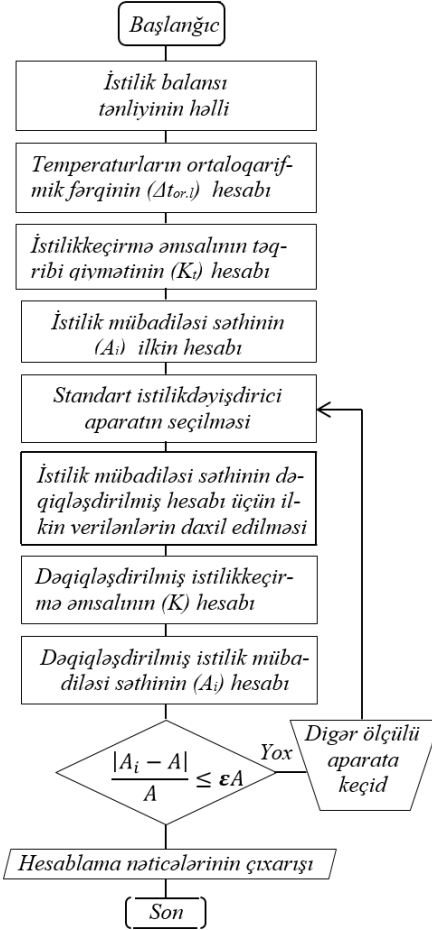
$$\sum y'_i / k_i = 1 \quad (2.27)$$

burada  $y'_i$  –i–ci komponentin buxar fazasındakı mol qatılığı;  $k_i - t_{k.b.}$  temperaturunda i-ci komponentin tarazlıq sabiti.

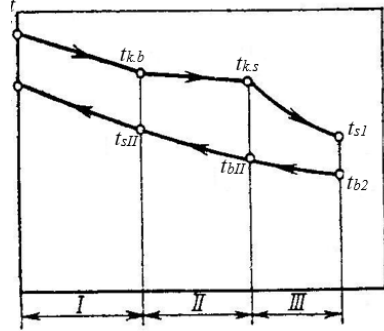
Əgər fərdi maddə kondensləşirsə, onda tam kondensləşməyə qədər temperatur sabit qalır, yəni  $t_{k.b.} = t_{k.s.}$

Çoxkomponentli qarışıq kondensləşdikdə kondensləşmə səthi boyu temperatur azalacaqdır. Bu halda ikinci zonanın çıxışında son temperatur  $t_{k.s.}$ , maye hala keçmiş ilk buxar qarışığının qaynama temperaturu kimi, maye fazanın izoterma tənliyi ilə tapılır:

$$\sum k_i y'_i = 1 \quad (2.28)$$



Şəkil 2.33. İstilikdəyişdiricinin hesabının blok-sxemi



Şəkil 2.34. Kondensator-soyuducuda temperatur profili

I zona üçün istilikötürmə əmsalı (qızmış buxar soyudulur) buxarların kondensləşməsi gedən II zonadakına nisbətən kiçik qiymətli olur. III zonada isə istilikötürmə əmsalı aralıq qiymət alır.

Verilən istiliyin ümumi miqdarı:

$$Q = Q_I + Q_{II} + Q_{III} \quad (2.29)$$

Hər bir zona üçün verilən istiliyin miqdarı aşağıdakı tənliklərdən tapılır:

$$\left. \begin{aligned} Q_I &= G_1(\dot{I}_{b1} - \dot{I}_{k.b}) = G_1 c_b(t_{b1} - t_{k.s}) \\ Q_{II} &= G_1(\dot{I}_{k.b} - \dot{I}_{k.s.}) \\ Q_{III} &= G_1(\dot{I}_{k.s.} - \dot{I}_{s1}) = G_1 c_m(t_{k.s} - t_{s1}) \end{aligned} \right\} \quad (2.30)$$

burada  $G_1$  – qızmış buxarın sərfi,  $kq/s$ ;  $t_{s,1}$  – kondensatın son

temperaturu, °C ;  $\dot{I}_{b1}$ ,  $\dot{I}_{k,b}$  – qızmış buxarın  $t_{b,1}$  və  $t_{k,b}$  temperaturlarında entalpiyaları,  $kC/kq$ ;  $i_{k,s}$ ,  $i_{s,1}$  – kondensatın  $t_{k,s}$  və  $t_{s,1}$  temperaturlarında entalpiyaları,  $kC/kq$ ;  $c_b$ ,  $c_m$  – buxar və maye fazaların xüsusi istilik tutumları,  $kC/(kq \cdot ^\circ C)$ .

Soyuducu agentin II zonanın başlanğıcında  $t_{b,II}$  və sonunda  $t_{s,II}$  temperaturları istilik balansı tənliklərindən tapılır:

$$\left. \begin{aligned} t_{b,II} &= t_{b,2} + Q_I/G_2 c_2 \\ t_{s,II} &= t_{b,II} + Q_{II}/G_2 c_2 = t_{s,2} - Q_{III}/G_2 c_2 \end{aligned} \right\} \quad (2.31)$$

burada  $G_2$  – soyuducu axının sərfi,  $kq/s$ ;  $t_{b,2}$ ,  $t_{s,2}$  – soyuducu axının başlanğıc və son temperaturları, °C;  $c_2$  – soyuducu axının xüsusi istilik tutumu  $kC/(kq \cdot ^\circ C)$ .

Soyuducu agentin ümumi sərfi aşağıdakı ifadə ilə tapılır:

$$G_2 = Q / (i_{s,2} - i_{b,2}) \quad (2.32)$$

burada  $i_{s,2}$ ,  $i_{b,2}$  – soyuducu axının  $t_{s,2}$  və  $t_{b,2}$  temperaturlarında entalpiyaları,  $kC/kq$ .

Hər bir zona üçün temperaturların orta fərqi (2.21) və ya (2.22) tənlikləri ilə hesablanır. Hər bir zonanın istilik mübadiləsi səthi aşağıdakı asılılıqlarla tapılır:

$$A_I = \frac{Q_I}{K_I \Delta t_I}; A_{II} = \frac{Q_{II}}{K_{II} \Delta t_{II}}; A_{III} = \frac{Q_{III}}{K_{III} \Delta t_{III}}; \quad (2.33)$$

Bu düsturlarda istilikötürmə əmsallarının qiymətləri hər bir zonada gedən prosesə uyğun olaraq, cədvəl 2.4-dən qəbul oluna bilər, layihə hesablamalarında isə (2.26) düsturu ilə hesablanır.

Təqribi hesablamalarda kondensator-soyuducunun istilik mübadiləsi səthi aşağıdakı qaydada müəyyənləşdirilir. Verilmiş istiliyin ümumi miqdarı tapılır:

$$Q_I = G_I (\dot{I}_{b1} - i_{s1}), \quad (2.34)$$

temperaturların orta fərqi aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$\Delta t_{or} = \frac{(t_{s1} - t_{b2}) - (t_{b1} - t_{s2})}{\ln[(t_{s1} - t_{b2}) / (t_{b1} - t_{s2})]} \quad (2.35)$$

və istilikötürmə əmsalının qiyməti cədvəl 2.4-dən qəbul olunmaqla, ümumi istilik mübadiləsi səthi (2.14) tənliyi ilə tapılır. Alınmış istilik mübadiləsi səthinin qiymətini aparatı

zonalara bölməklə, (2.33) asılılıqları ilə tapılmış qiymətlərlə dəqiqləşdirmək olar.

### 2.3.9. İstilikdəyişdiricilərin konstruktiv hesabı

Gövdə-borulu istilikdəyişdiricilər üçün boru fəzasının axar hissəsinin hesabı mühüm əhəmiyyət kəsb edir. Aparatın verilmiş məhsuldarlığına və mayenin hərəkət sürətinə görə sərf tənliliylə bir gediş borularının keçid kəsiklərinin sahəsi  $a_1$  hesablanır:

$$a_1 = \frac{G}{\rho w} \quad (2.34)$$

burada  $G$  – mayenin sərfi, kq/s;  $\rho$  – mayenin sıxlığı, kq/m<sup>3</sup>;  $w$  – axının boruların içində hərəkət sürəti, m/s. Buradan bir gedişdəki boruların sayını tapa bilərik:

$$n_1 = \frac{4a_1}{\pi d_d^2} \quad (2.35)$$

Bir gedişli olduqda bir borunun hesabi uzunluğu bərabərdir:

$$l_h = \frac{A}{\pi d_h n_1} \quad (2.36)$$

burada  $A$  – aparatın istilik mübadiləsi səthi, m<sup>2</sup>;  $d_h$  – boru və borulararası fəzalardakı istilikvermə əmsalları  $\alpha_1$  və  $\alpha_2$  nisbətlərindən asılı olaraq tapılan borunun hesabi diametri, m:

$$\begin{aligned} \alpha_1 \approx \alpha_2 \text{ olduqda} & \quad d_h = 0,5(d_x + d_d); \\ \alpha_1 \gg \alpha_2 \text{ olduqda} & \quad d_h = d_d; \\ \alpha_1 \ll \alpha_2 \text{ olduqda} & \quad d_h = d_x. \end{aligned}$$

Boru fəzasında gedişlərin sayı:

$$z = \frac{l_h}{l_i} \quad (2.37)$$

burada  $l_i$  – boruların işçi uzunluğu, m.

İstilikdəyişdirici aparatlarda  $l_i = 1000, 1500, 2000, 3000, 4000, 6000, 9000$  mm qəbul etmək məsləhət görülür. Boru şəbəkəsində yerləşdirilən boruların ümumi sayı:

$$n = zn_1.$$

Boruları ən çox düz altıbucaqlının perimetri boyu (şəkil 2.1)



yerləşdirirlər. Bu halda ümumi boruların sayı  $n$  hesablandıqda, ən böyük altıbucaqlının tərəfində yerləşən boruların sayı  $m$  əsas götürülür:

$$n = 3m(m-1) + 1 \quad (2.38)$$

Ən böyük altıbucaqlının diaqonalı üzrə yerləşən boruların sayını  $m_d$  aşağıdakı düsturla tapırlar:

$$m_d = 2m - 1 \quad (2.39)$$

İstilikdəyişdiricinin diametri bərabərdir: biraxınlı üçün:

$$D = t_a (m_d - 1) + d_x \quad (2.40)$$

çoxaxınlı üçün:

$$D = 1,1 t_a \sqrt{n/\theta} \quad (2.41)$$

Gövdənin diametrinin hesabi qiymətini yaxın standart ölçüyə qədər yuvarlaqlaşdırırlar.

### 2.3.10. İstilikdəyişdirici elementlərinin mexaniki hesabı

İstilikdəyişdiricinin mexaniki hesabı onun ayrı-ayrı düyünlərinin: gövdə, diblər, boru şəbəkələri, flans birləşmələri, boltlar və digər elementlərinin möhkəmliyə hesabını nəzərdə tutur.

Gövdə-borulu aparatların elementlərinin möhkəmliyə dəqiqləşdirilmiş hesabi beynəlxalq və avropa standartlarının əsas normativ müddəaları nəzərə alınmaqla işlənmiş standartlara, məsələn QOST P 52857.7–2007-yə [9] uyğun aparılır.

İstilikdəyişdiricilər layihələndirildikdə aparat elementlərinin hər biri üçün hesabi parametrlərin ekstremal qiymətlərinin müəyyənləşdirilməsi məqsədilə boru və borulararası fəzalardakı təzyiqlərin, boru və gövdə temperaturlarının iş salma, istismar, təmir və sınaq şəraitlərində bütün uyğunlaşmalarını nəzərə almaq lazımdır.

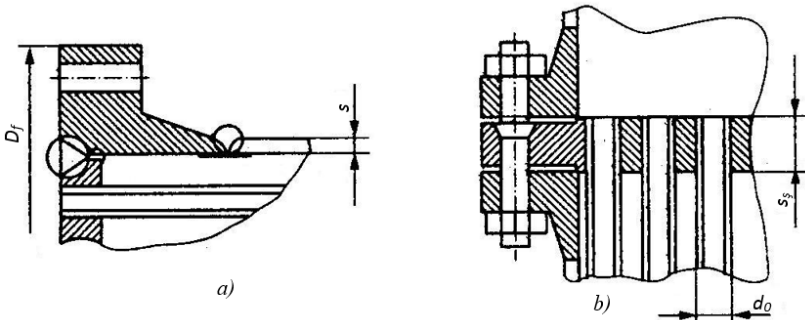
Müxtəlif yüklərlə yüklənmiş gövdə, dib, flans birləşməsi,

boltların möhkəmliyə hesabı müxtəlif mənbələrdə (məsələn, [11]) verildiyindən burada onların hesabı üzərində dayanılmır.

**Tərpənməz boru şəbəkəli, gövdəsində kompensatoru və ya genəldicisi olan istilikdəyişdirici aparatlar.** Öncə qeyd edək ki, gövdə-borulu aparatların elementlərinə təzyiq və temperaturların təsirlərindən yaranan deformasiyaların və yüklərin hesabı ədəbiyyatlarda [5,6,8] verilmişdir.

*Boru şəbəkələri* gövdə-borulu istilikdəyişdiricilərin əsas elementlərindən biridir. Boru şəbəkəsinin qalınlığının hesabı onun konstruksiyasından və aparatın konstruktiv sxemindən asılıdır. Boru şəbəkəsinin konstruksiyası və hesabı nöqtəyənəzərindən onları iki qrupa bölmək olar (şəkil 2.35):

– aparatın gövdəsinə qaynaq olunmuş boru şəbəkəsi (şəkil 2.35, a); bu tip birləşmə sərt konstruksiyalı, gövdəsində



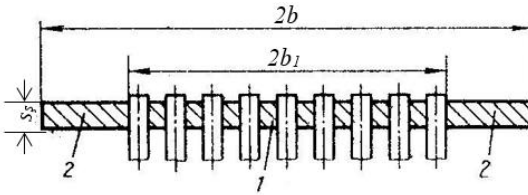
Şəkil 2.35. Boru şəbəkəsinin bərkidilmə variantları:  
a-qaynaqla; b-flans birləşməsilə.

kompensatoru və ya genəldicisi olan gövdə-borulu istilikdəyişdiricilərdə işlədilir;

– flans birləşməsilə gövdəyə bərkidilən boru şəbəkələri (şəkil 2.35,b); belə birləşmələr üzən başlıqlı və U-varı borulu aparatlarda tətbiq edilir.

Sərt konstruksiyalı istilikdəyişdiricilərin hərtərəfli öyrənilməsi onların əsas elementlərinin sadələşdirilmiş hesabı

metodunun işlənməsinə [3, 8] imkan vermişdir. Belə hesabı 6,4 MPa-dan aşağı təzyiq altında işləyən boruların və gövdənin temperaturlar fərqi  $\leq 40^\circ\text{C}$  olan aparatlar üçün, eləcə də  $(b-b_1)/s_s \leq 3$  [ $b$  – gövdənin daxili radiusu, mm;  $b_1$  – gövdənin oxundan ən uzaqdakı boruya qədər məsafə, mm;  $s_s$  – boru şəbəkəsinin qalınlığı, mm] (şəkil 2.36) olduqda və boru şəbəkəsinin sərtliyinə əlavə tələblər irəli sürülmədikdə aparırlar.



Şəkil 2.36. Boru şəbəkəsinin ölçülərinin tapılmasına aid sxem: 1-şəbəkənin mərkəzi dəşikli hissəsi; 2-şəbəkənin xarici deşiksiz həlqəvi qurşağı

Tərpənməz boru şəbəkəli, gövdəsində kompensatoru və ya genəldicisi olan istilikdəyişdiricilərin boru şəbəkəsinin qalınlığı bərabərdir (mm-lə) [3,8]:

$$s_s = \frac{f_1 s}{(\eta_b - \eta_g) + c} \quad (2.42)$$

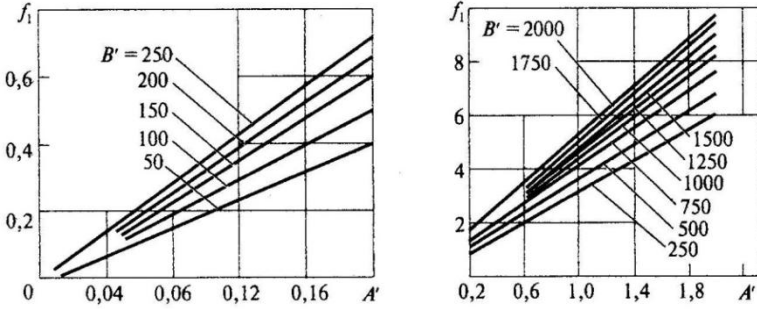
burada  $f_1 = f(A', B')$  – köməkçi funksiya (şəkil 2.37);  $s$  – aparat gövdəsi divarının qalınlığı, mm;  $c$  – konstruktiv əlavə, mm;  $\eta_b$ ,  $\eta_g$  – təzyiqin boru (paylaşdırıcı kamera) və borulararası (gövdə) fəzalar tərəfdən boru şəbəkəsinə təsir əmsalları:

$$\eta_b = 1 - 0,25n(d_x - 2s_b)^2/b_1^2; \quad \eta_g = 1 - \frac{0,25nd_x^2}{b_1^2};$$

$$A' = 0,5p_0 / ([\sigma_a]_s \varphi_s); \quad B' = \psi_0 l_y / s,$$

burada  $[\sigma_a]_s$  – az dövrü yükləmələr şəraitlərində şəbəkə materialı üçün buraxılan gərginlik, MPa;  $l_y$  – istilikdəyişdirici borusunun uzunluğunun yarısı, mm;  $p_0$  – şəbəkəyə gətirilmiş təzyiq, MPa:

$$p_0 = [\beta_g(t_g - t_0) - \beta_b(t_b - t_0)]K_y l + [\eta_b - 1 + m_t + m_n(m_n + 0,5\rho'K_D)]p_b - [\eta_g - 1 + m_t + m_n(m_n + 0,3\rho'K_p)]p_g, \quad [\text{burada } K_y = E_b(\eta_b - \eta_g)/l_y \text{ – əsasın (borular sisteminin) elastiklik modulu, } N/mm^3;$$



Şəkil 2.37.  $f_1$ -in  $A'$  və  $B'$ -dən asılılığı

$m_t=0,15n(d_x-s_b)^2/b_l^2$  – təzyiğin boruların uzununa deformasiyasına təsir əmsalı;  $m_n=b/b_l$  – boru şəbəkəsinin borusuz kənarlarının nisbi xarakteristikası;  $\rho'=K_y b_l l/(E_g s_g)$  – boruların sərtliyinin gövdənin sərtliyinə gətirilmiş nisbəti;  $K_D, K_p$  – borular-gövdə sisteminin sərtliyinin dəyişmə əmsalı: tərənəmz boru şəbəkəli aparatlar üçün  $K_D=K_p=1$  qəbul edilir];  $\varphi_s=1-d_0/t_a$  – boru şəbəkəsinin zəiflədilmə əmsalı;  $\psi_0$  – dəşikləri olan lövhənin sərtlik əmsalı:

$\eta_b$	...	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$\psi_0$	...	0,12	0,20	0,30	0,44	0,59

Gövdəsində kompensatoru və ya genəldicisi olan aparatlar üçün  $K_D, K_p$  standarta [3] əsasən hesablanır.

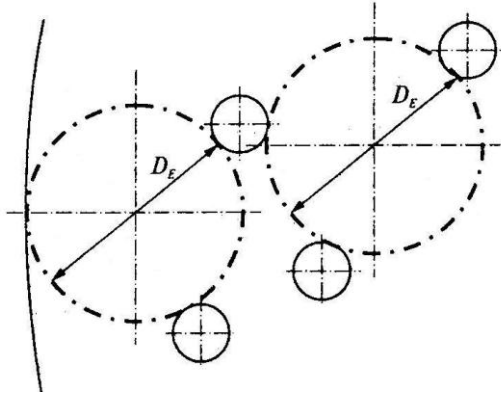
Baxılan halda təxmin edilir ki, şəbəkə  $2b_l$  diametrlı mərkəzi dəşikli hissədən 1 və eni  $b-b_l$  olan xarici dəşiksiz həlqəvi qurşaqdan 2 ibarətdir (şəkil 2.36).

Boru şəbəkəsinin hesabi qalınlığı boruların şəbəkədə bərkidilməsi imkanını təmin etməlidir və bütün hallarda aşağıdakı şərt ödənməlidir:

$$s_s \geq 0,5D_E \sqrt{\frac{p}{[\sigma]_s}} + c, \quad (2.43)$$

burada  $D_E$  – şəbəkənin borularla tutulmayan sahəsinə cızılmış çevrənin maksimal diametri, mm (şəkil 2.38);  $p = \max(p_g; p_b;$

$p_b - p_g$ ) – şəbəkəyə təsir edən hesabi təzyiq,  $MPa$ ;  $[\sigma]_s$  – şəbəkə materialı üçün buraxılan gərginlik,  $MPa$ .



Şəkil 2.38. Şəbəkənin borularla tutulmayan sahəsinə cızılmış çevrənin diametrinin tapılması sxemi

Borularla çoxgedişli aparatların bölüşdürücü kamerasındaki arakəsmə üçün açılmış yarıq olan kəsikdə boru şəbəkəsinin qalınlığı  $s_{s,y}$ -ə bərabərdir, mm-lə:

$$s_{s,y} \geq (s_s - c) \max \left\{ \left[ 1 - \sqrt{\frac{d_0}{b_y} \left( \frac{t_y}{t_a} - 1 \right)} \right]; \sqrt{\varphi_s} \right\} + c, \quad (2.44)$$

burada  $b_y$  – yarığın eni, mm;  $t_y$  – yarığın hər iki tərəfində yerləşmiş dəşik cərgələrinin oxları arasındakı məsafə, mm.

*Boruların şəbəkədə bərkidilməsinin möhkəmlik şərti* aşağıdakı kimi ifadə edilir:

$$N_b \leq [N_b], \quad (2.45)$$

burada  $N_b = (\pi b_1^2 / n) [(\eta_g p_g - \eta_b p_b) + f_0 p_0]$  – təzyiqin və temperaturun birgə təsirindən borularda yaranan oxboyu qüvvə, N;  $f_0$  – əmsal, tərpənməz boru şəbəkəli aparatlar üçün  $f_0 \approx 0,4$ ;  $[N_b]$  – borunun şəbəkə ilə birləşməsinə buraxılan oxboyu qüvvə.

Genəldilmiş borular üçün:

$$[N_b] = \pi d_x h [q], \quad (2.46,a)$$

burada  $h$  – boruların genəldilmə dərinliyi, mm;  $[q]$  – birləşmənin

vahid sahəsinə düşən xüsusi yük:

hamar deşiklərdə genəldilmiş borular üçün:  $[q] = 14,7$  MPa;

yarıq açılmış deşiklərdə genəldilmiş borular üçün:  
 $[q] = 29,4$  MPa;

yarıq açılmış deşiklərdə ətəklənərək, genəldilmiş borular  
 üçün:  $[q] = 39,2$  MPa;

Şəbəkə ilə qaynaqla birləşdirilmiş borular üçün:

$$[N_b] = 0,3\pi d_x \delta_q \min\{[\sigma]_b; [\sigma]_s\}, \quad (2.46,b)$$

burada  $\delta_q$  – borunu şəbəkəyə birləşdirən qaynaq tikişinin hündürlüyü, mm;  $[\sigma]_b$  – boru materialı üçün buraxılan gərginlik, MPa.

Şəbəkə ilə qaynaq və genəltmə ilə birləşdirilmiş borular  
 üçün:

$$[N_b] = d_x h [q] + 0,57 d_x \delta_q \min\{[\sigma]_b; [\sigma]_s\}. \quad (2.46,c)$$

*Temperatur kompensatorlarının qoyulma zəruriliyini*  
 müəyyənləşdirmək üçün aşağıdakı düsturlardan istifadə edilir:

– borular üçün

$$\sigma_b = \frac{N_b}{\pi(d_x - s_b)s_b} \leq [\sigma]_b, \quad (2.47)$$

– gövdə üçün

$$\sigma_g = \frac{N_g}{A_g} \leq [\sigma]_g, \quad (2.48)$$

burada  $N_g = 0,5b \left( p_b - \frac{p_0}{1 + \rho' K_D} \right), \frac{N}{mm};$

(2.47) və (2.48) şərtləri ödənilmədikdə temperatur kompensatoru qoyulmalıdır.

**Üzən başlıqlı aparatlar.** Sərt konstruksiyalı istilikdəyişdiricilərdən fərqli olaraq bu aparatlarda temperatur gərginlikləri nəzərə alınmır.

Adətən istilikdəyişdiricinin böyük diametrlə tərpənməz boru şəbəkəsi hesablanır, tərpənən şəbəkənin qalınlığı isə ona bərabər götürülür. Şəbəkə kənarları boyu söykənmiş və sıxılmış,  $p_g$  və ya  $p_b$  təzyiqləri ilə yüklənmiş dairəvi lövhə kimi əyilməyə işləyir. Şəbəkənin orta hissəsi kəsiyində deşiklərlə zəiflədilməsi nəzərə alınmaqla hesablanır. Şəbəkənin

qalınlığını bütün kəsik boyu gərginliyin axıcılıq həddinə çatdığı və plastik oynaq adlanan halın yarandığı qəbul edilməklə, əyilmədə həd halı şərtinə görə tapırlar. Şəbəkə kəsiyinin vahid uzunluğuna düşən plastik müqavimət momenti bərabərdir:

$$W_p = \frac{1 \cdot (s'_s)^2}{4}.$$

Kənarları boyu söykənmiş və sıxılmış dairəvi lövhənin mərkəzindəki əyici momentin məlum  $M = \frac{1,3}{16} pR^2$  ifadəsini [6,13] nəzərə almaqla, şəbəkənin kəsiyindəki gərginliyi tapa bilərik:

$$\sigma = \sigma_a = \frac{M}{W_p} = \frac{1,3pR^2}{4(s'_s)^2}. \quad (2.49)$$

Şəbəkənin effektiv zəiflədilmə əmsali  $\varphi_E$ -ni daxil etməklə,  $R = D_{a.o.}/2$  və  $\sigma_a = 1,5[\sigma]_s$  olduğunu da nəzərə alsaq (2.49) ifadəsindən şəbəkənin qalınlığı tapılır:

$$s_s = \frac{D_{a.o.}}{4,2} \sqrt{\frac{p}{\varphi_E[\sigma]_s}} + c, \quad (2.50)$$

burada  $D_{a.o.}$  – araqaatının orta diametri, m;  $\varphi_E = 1 - d_E/t_a$  – boru şəbəkəsinin effektiv zəiflədilmə əmsali (şəbəkənin bütün qalınlığı boyu bərkidilmiş borulu şəbəkələr üçün  $d_E = d_0 - 2s_b$ ; şəbəkə qalınlığının bir hissəsində bərkidilmiş borulu şəbəkələr üçün  $d_E = d_0 - s_b$ ; əlvan metal borulu polad şəbəkələr üçün  $d_E = d_0$ ).

Üzən başlıqlı və U-varı borulu aparatların şəbəkələrinin həlqəvi araqaatı ilə kipləşdirilən yerdə qalınlığı  $s_{s.a.}$  aşağıdakı şərti ödəməlidir:

$$s_{s.a.} \geq \max \left\{ 0,71 \sqrt{\frac{pD_{a.o.}}{[\sigma]_s}} (D_{a.o.} - D_B); 0,5D_{a.o.} \frac{p}{[\sigma]_s} \right\} + c, \quad (2.51)$$

burada  $D_B$  – şəbəkənin nazikləşmiş hissəsinin ən kiçik diametri.

Qeyd etmək lazımdır ki, (2.43) və (2.44) düsturları üzən başlıqlı və U-varı borulu istilikdəyişdiricilər üçün də qüvvədədir.

Tərpənən kəsik şəbəkəni (şəkil 2.39) şərti olaraq  $D_I$

diametrli dairəvi lövhə kimi baxaraq (2.50) düsturu ilə hesablayırlar.

Borunun qopmaması şərtinə görə *boruların şəbəkədə bərkidilməsinin* möhkəmliyini yoxladıqda boruya düşən qüvvəni bu düsturlarla tapırlar [6]:

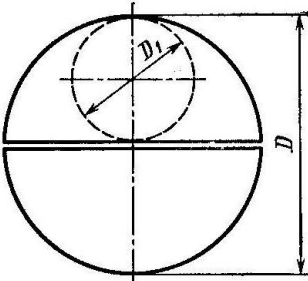
$$N_b = p_b \frac{\pi d_d^2}{4};$$

$$N_b = p_g \frac{\pi d_x^2}{4}.$$

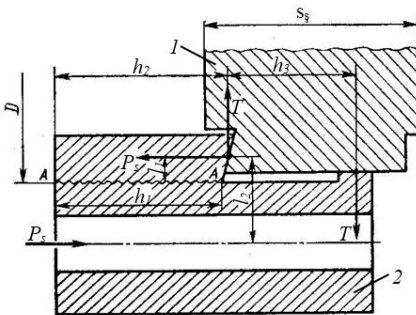
Qüvvələrin bu qiymətlərindən böyüyünə görə boruların şəbəkədə bərkidilməsinin möhkəmlik şərti (2.45) düsturu ilə yoxlanılır.

$[N_b]$ -nin qiymətləri bərkidilmə üsulundan asılı olaraq (2.46) ifadələrilə tapılır.

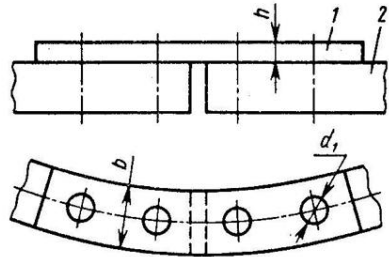
Praktikada daha geniş yayılmış üzən başlığın (şəkil 2.14, ç) *dartıcı yarım halqası* 1 AA kəsiyində (şəkil 2.40) əyilməyə, dartılmaya və kəsilməyə hesablanır. Bir sancaqdakı  $P_s$  qüvvəsinin təsirindən bu kəsikdəki



Şəkil 2.39. Kəsik boru şəbəkəsinin hesabi sxemi



Şəkil 2.40. Dartıcı yarımhalqanın hesabına aid sxem: 1 - şəbəkə; 2 - yarımhalqa.



Şəkil 2.41. Dartıcı halqanın üstlüklərlə birləşdirilmə variantı: 1-yarımhalqa; 2-üstlük.



əyici moment bərabərdir [6] :

$$M = P_s l_1 + P_s \frac{l_2}{h_3} \left( \frac{h_1}{2} + h_2 - h_1 \right), \quad (2.52)$$

Bir sancağın təsirindən kəsiyi darta qüvvə:

$$T = P_s \frac{l_2}{h_3}.$$

Bir sancağa düşən AA xətti boyu kəsik sahəsinin əyilməyə müqavimət momenti:

$$W = \frac{t_1 h_1^2}{6},$$

burada  $t_1 = \pi D / n_s \approx t_s$  ( $n_s$  – sancaqların sayı;  $t_s$  – sancaqların addımı).  $h_2 \approx h_1$  olduğunu nəzərə alsaq və  $l_1 = k_1 l_2$  və  $h_1 = k_2 h_3$  ilə işarə etsək (2.52) düsturundan alarıq:

$$M = P_s l_2 \left( k_1 + \frac{k_2}{2} \right).$$

əyici gərginlik:

$$\sigma_\Theta = \frac{M}{W} = 6 \left( k_1 + \frac{k_2}{2} \right) \frac{P_s l_2}{t_s h_1^2} \quad (2.53)$$

dartıcı gərginlik:

$$\sigma_d = \frac{T}{t_s h_1} = k_2 \frac{P_s l_2}{t_s h_1^2}. \quad (2.54)$$

kəsici gərginlik ( $h_1 = k_3 l_2$  nəzərə alınmaqla):

$$\tau = \frac{P_s}{t_s h_1} = \frac{P_s l_2}{t_s h_1} = k_3 \frac{P_s l_2}{t_s h_1^2} \quad (2.55)$$

yekun gərginlik:

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_\Theta + \sigma_d)^2 + \tau^2} \leq [\sigma] \quad (2.56)$$

(2.56) ifadəsində gərginliklərin (2.53)–(2.55) düsturlarından qiymətlərini yazsaq və  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$  əmsalları daxil olan kompleksi  $k$  ilə işarə etsək, taparıq:

$$h_1 = k \sqrt{\frac{P_s l_2}{t_s [\sigma]}} + c,$$

burada  $k$  – konstruksiyanın ölçüləri nisbətələrindən asılı olan əmsal: M20 ölçülü sancaqlar üçün  $k = 4$ ; M30 ölçülü sancaqlar üçün isə  $k = 4,7$ ; sancaqların aralıq ölçüləri üçün  $k$ -nın qiymətləri interpolasiya ilə tapılır.

Yarımhəlqələrin dəqiqləşdirilmiş hesabı [9]-da verilmişdir. Dartıcı yarımhəlqələri 2 birləşdirən *üstlüklər* 1 (şəkil 2.41) deşiklə zəiflədilmiş kəsik üzrə dartılmaya hesablanır. Dartıcı yük üstlük və yarımhəlqə arasında yaranan sürtünmə qüvvəsinə ekvivalentdir. Bunu nəzərə alaraq, yazmaq olar:

$$2 \frac{\pi d_0^2}{4} [\sigma]_{bo.} f = (b - d_1) h [\sigma]_{ü}, \quad (2.57)$$

burada  $[\sigma]_{bo.}$ ,  $[\sigma_{ü}]$  – boltlar və üstlüklər üçün buraxılan gərginliklər, MPa;  $f \approx 0,3$  – sürtünmə əmsalı.

Adətən işlədilən poladlar üçün  $[\sigma]_{bo.} = 1,9[\sigma]_{ü}$  olduğundan (2.57) ifadəsindən aşağıdakı alınır:

$$h = 0,9 \frac{d_0^2}{b - d_1}$$

$d_0$  və  $d_1$ -i boltun xarici diametri  $d_x$  ilə əvəzləsək və ən azı  $b = 2d_x$  qəbul etsək,  $h = 0,9d_x$  alınır. Üstlüyün qalınlığını adətən korroziyaya əlavə nəzərə alınmaqla seçirlər, yəni  $h = 1,2d_x$  qəbul edilir.

Şəkil 2.14-də göstərilmiş digər konstruksiyalı üzən başlıq elementlərinin hesabı ədəbiyyatda [6] verilmişdir.

**U-varı borulu istilikdəyişdirici aparatların** boru şəbəkəsinin deşiklər olan sahədə qalınlığı bərabərdir, (mm-lə) [9]:

$$s_{\S} = \frac{D_{a.o.}}{3,4} \sqrt{\frac{p}{\varphi_E [\sigma]_{\S}}} + c, \quad (2.58)$$

### 2.3.11. İstilikdəyişdiricinin hidravliki müqavimətinin tapılması

İstilikdaşıyıcı axınlara olan hidravliki müqavimətlərin hesabı səthli istilikdəyişdiricilərin hesabının mühüm tərkib hissəsidir. Yalnız istilik və hidravliki hesablamaların əsasında istilikdəyişdirici aparatların optimal iş rejimi seçilə bilər. İstilikdaşıyıcıların yüksək sürətləri yüksək istilikötürmə əmsalını və lazımi istilik mübadiləsi səthinin azaldılmasını

təmin edir. Ancaq sürətin artması ilə hidravliki müqavimətlər, deməli, həm də onları dəf etmək üçün enerji sərfi kəskin surətdə artır; nəticədə axının hərəkət sürətinin qiymətini məhdudlaşdırmaq lazım gəlir.

Aparatın hidravliki müqavimətləri tapıldıqdan sonra, istilikdaşıyıcıları vuran nasosun və ya ventilyatorun valındakı güc hesablanır. Belə ki, istilikdaşıyıcının aparatda hərəkəti üçün lazım olan güc ( $Vt$ -la) bu düsturla tapılır:

$$N = \frac{V\Delta p}{\eta_n}, \quad (2.59)$$

burada  $V$  – istilikdaşıyıcının həcmi sərfi,  $m^3/s$ ;  $\Delta p$  – aparatın borular və ya borulararası fəzalarında təzyiq düşgüsü,  $Pa$ ;  $\eta_n$  – nasos və ya ventilyatorun f.i.ə.

Aparatın ümumi hidravliki müqaviməti  $\Delta p$ , sürtünmənin müqavimətlərini  $\Delta p_s$  və axının istiqamətinin dəyişməsi, genişlənməsi və ya şırnağın daralması və i.a. səbəb olduqları bütün yerli müqavimətləri  $\Delta p_y$  aradan qaldırmaq üçün təzyiq itkilərinin cəmindən ibarətdir:

$$\Delta p = \Delta p_s + \Delta p_y \quad (2.60)$$

Müqavimətləri hidravlikanın uyğun düsturları ilə hesablayırlar.

Gövdə-botulu istilikdəyişdiricilərdə istilikdaşıyıcıların hərəkəti zamanı təzyiq itkiləri aşağıdakı düsturlarla hesablanır.

İstilikdaşıyıcı *boru fəzasında* hərəkət etdikdə, təzyiq itkisi bərabərdir:

$$\Delta p_b = \Delta p_1 + z_b(\Delta p_{sb} + \Delta p_2 + \Delta p_3) + \Delta p_4 \quad (2.61)$$

burada  $z_b$  – borularla gedişlərin sayı; təzyiq itkiləri, Pa:  $\Delta p_1$  – axının ştuserdən paylaşıdırıcı kamerə çıxışında;  $\Delta p_{sb}$  – mühitin borularda sürtünməsində;  $\Delta p_2$  – axının paylaşıdırıcı kamerədən istilikdəyişdirici borulara girişində;  $\Delta p_3$  – axının borulardan çıxışında;  $\Delta p_4$  – axının istilikdəyişdiricinin ştuserinə girişində.

Yerli müqavimətlərdə təzyiq itkisi bərabərdir:

$$\Delta p_{yi} = \sum \xi_i \frac{\rho w_i^2}{2} \quad (2.62)$$

burada  $w_i$  – baxılan sahənin dar kəsiyində axının sürəti, m/s;

$\xi_i$  – müqavimətin növündən asılı olan yerli müqavimət əmsalı (cədvəl 2.6);  $\rho$  – axının orta temperaturunda sıxlığı,  $\text{kg/m}^3$ .

İstilikdəyişdiricilərin borularında sürtünmədə təzyiq itkisi bərabərdir:

$$\Delta p_s = \lambda_s \frac{l}{d_d} \cdot \frac{\rho w_b^2}{2} \quad (2.63)$$

burada  $w_b$  – borularda axının sürəti,  $\text{m/s}$ ;  $\lambda_s$  – borular üçün Reynolds kriterindən və boruların kələ-kötürlüyündən asılı olaraq tapılan sürtünmə əmsalı.

Cədvəl 2.6.

Yerli müqavimət əmsalının müqavimətin növündən asılılığı

Yerli müqavimətin növü	$\xi_i$
Paylaşdırıcı kamerə giriş	1,0
Axının dönməsi və boruya giriş	1,0
Borudan çıxış və axının dönməsi	1,5
Paylaşdırıcı kamerədən çıxış	0,5
Borularda dönmə	0,5
Borulararası fəzaya giriş	1,5
Borulararası fəzada arakəsməni dolanması	1,5
Borulararası fəzadan çıxış	1,5

*Laminar* rejimdə hamar və kələ-kötür borular üçün:

$$\lambda_s = \frac{64}{Re} \quad (2.64)$$

$10/e < Re < 560/e$  hədlərindəki (qarışıq sürtünmə sahələri) rejimdə:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_s}} = -2 \lg \left[ 0,27e + \left( \frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right], \quad (2.65)$$

*avtomodel* sahəsində isə ( $Re > 560/e$ ):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_s}} = -2 \lg(0,27e) \quad (2.66)$$

burada  $e = \Delta/d_d$  – nisbi kələ-kötürlük;  $\Delta$  – çıxıntıların hündürlüyünün və ya çökəklərin dərinliklərinin orta qiyməti, yəni kələ-kötürlüyün mütləq qiyməti: təzə polad borular üçün

$\Delta = 0,1$  mm, azacıq korroziya və çirklənməyə məruz qalmış borular üçün  $\Delta = 0,2 - 0,3$  mm, çirklənmiş və korroziyaya uğramış borular üçün  $\Delta = 0,5 - 0,8$  mm qəbul edilir.

Eninə arakəsməli gövdə-borulu istilikdəyişdiricilərin borulararası fəzasının ümumi müqaviməti aşağıdakı tənliklə hesablanır:

$$\Delta p_{ba} = \Delta p_5 + \frac{l}{l_a} \Delta p_f + \left( \frac{l}{l_a} - 1 \right) \Delta p_6 + \Delta p_7, \quad (2.67)$$

burada təzyiqli itkiləri,  $Pa$ :  $\Delta p_5$  – axın borulararası fəzaya daxil olduqda;  $\Delta p_f$  – gövdənin divarı və qonşu arakəsmələrlə məhdudlanmış borulararası fəzanın bir gedişində mühitin sürət basqısının saxlanması və onun sürtünməsi;  $\Delta p_6$  – axın arakəsməni dolandıqda;  $\Delta p_7$  – axın borulararası fəzadan çıxdıqda;  $l_a$  – arakəsmələr arasındakı məsafə, m.

İstilikdəyişdiricinin borulararası fəzasında *sürtünmədə təzyiqli itkisi* bu düsturla tapılır:

$$\Delta p_f = \lambda'_s \cdot \frac{\rho w_{b.a.}^2}{2} \quad (2.68)$$

burada  $w_{b.a.}$  – axının borulararası fəzada sürəti, m/s;  $\lambda'_s$  – boruların aparatda yerləşməsindən və istilikdaşıyıcı axın keçən boruların cərgələr sayı  $m$ -dən asılı olan borulararası fəzada sürtünmə əmsalı:

borular bərabərtərəfli üçbucağın təpələrində yerləşdikdə

$$\lambda'_s = \frac{4+6,6m}{Re_{b.a.}^{0,28}}; \quad m = 0,35 \frac{D}{d_x} \quad (2.69,a)$$

borular kvadratin təpələrində yerləşdikdə

$$\lambda'_s = \frac{5,4+3,4m}{Re_{b.a.}^{0,28}}; \quad m = 0,31 \frac{D}{d_x} \quad (2.69,b)$$

(2.69) düsturlarında  $Re_{b.a.}$  kriteri  $w_{b.a.}$  sürəti və borunun xarici diametri  $d_x$  vasitəsilə hesablanır.

### 2.3.12. Gövdə-borulu istilikdəyişdiricilərə aid məsələlər həlli

**Məsələ 1.** Xam nefti dizel yanacağı fraksiyası ilə qızdırmaq üçün

standart üzən başlıqlı gövdə-borulu istilikdəyişdirici aparat seçməli və onun hidravliki və mexaniki hesabını aparmalı.

*İlkin verilənlər.* Dizel yanacağı fraksiyası: sərfi  $G=50000$  kq/saat; nisbi sıxlığı  $\rho_4^{20}=0,835$ ; kinematik özlülüyü  $20^\circ\text{C}$ -də  $\nu_{20}=1,05 \cdot 10^{-6}$  m<sup>2</sup>/s və  $50^\circ\text{C}$ -də  $\nu_{50}=1 \cdot 10^{-6}$  m<sup>2</sup>/s; başlanğıc temperaturu  $t_{b1}=265^\circ\text{C}$ ; son temperaturu  $t_{s1}=160^\circ\text{C}$ ; neft: sərfi  $L=250000$  kq/saat; nisbi sıxlığı  $\rho_4^{20}=0,860$ ; kinematik özlülüyü  $20^\circ\text{C}$ -də  $\nu_{20}=2 \cdot 10^{-6}$  m<sup>2</sup>/s və  $50^\circ\text{C}$ -də  $\nu_{50}=1,7 \cdot 10^{-6}$  m<sup>2</sup>/s; başlanğıc temperaturu  $t_{b2}=120^\circ\text{C}$ ; İşçi izafi təzyiqlər: gövdədə  $p_{ig}=0,94$  MPa; boruda  $p_{ib}=0,96$  MPa.

*Həlli.* İşarələrdəki «1» indeksi qaynar istilikdaşıyıcıya (dizel yanacağı fraksiyasına), «2» indeksi soyuq axına (neftə) aiddir.

*Aparatın istilik yükü və neftin istilikdəyişdiricinin çıxışındakı temperaturu.* İstilikdaşıyıcıların aqreqat halları dəyişmədiyindən (neftin müəyyən hissəsinin buxarlanmasını nəzərə almırıq) aparatın istilik yükü (2.15) ifadəsilə tapılır:

$$Q_1 = G(i_{b1} - i_{s1}) = 50000(619,83 - 343,02) = 13\,840\,500 \text{ kC/saat} = 3\,844\,400 \text{ Vt.}$$

burada  $i_{b1} = 619,83$  kC/kq və  $i_{s1} = 343,02$  kC/kq – nisbi sıxlığı  $\rho_{15}^{15} = \rho_4^{20} + 0,0035 = 0,835 + 0,0035 = 0,8385$  olan dizel yanacağının uyğun olaraq  $265^\circ\text{C}$  (538K) və  $160^\circ\text{C}$  (433K) temperaturlarda (əlavə 1) entalpiyaları.

Soyuq axın olan neftin son temperaturu (2.13) ifadəsilə hesablanır. Öncə həmin temperaturda neftin entalpiyası tapılır:

$$\begin{aligned} \eta G(i_{b1} - i_{s1}) &= L(i_{s2} - i_{b2}), \text{ buradan } i_{s2} = i_{b2} + \frac{\eta Q_1}{L} = \\ &= 244,68 + \frac{0,96 \cdot 13840500}{250000} = 297,83 \text{ kC/kq alınır.} \end{aligned}$$

Neftin tapılmış entalpiyasına  $t_{s2} = 143^\circ\text{C}$  (əlavə 1) uyğun gəlir. Bu halda neftin nisbi sıxlığı  $\rho_{15}^{15} = \rho_4^{20} + 0,0035 = 0,860 + 0,0035 = 0,8635$  götürülmüşdür.

*Temperaturların orta fərqi.* Gövdə - borulu aparatda axınların qarışıq və çarpaz axınları mövcud olur. Öncə istilikdaşıyıcıların əksaxınlı hərəkəti üçün temperaturların orta fərfini tapırıq.

$$\begin{array}{ccc} t_{b1} = 265^\circ\text{C} & \xrightarrow{\text{dizel yanacağı}} & t_{s1} = 160^\circ\text{C} \\ t_{s2} = 143^\circ\text{C} & \xleftarrow{\text{neft}} & t_{b2} = 120^\circ\text{C} \\ \hline \Delta t_b = 122^\circ\text{C} & & \Delta t_k = 40^\circ\text{C} \end{array}$$

$\Delta t_b/\Delta t_k=122/40=3,05>2$  olduğundan temperaturların orta loqarifmik fərqi (2.22) ifadəsilə hesablanır:

$$\Delta t_{or} = \frac{\Delta t_b - \Delta t_k}{\ln(\Delta t_b/\Delta t_k)} = \frac{122-40}{\ln(\frac{122}{40})} = 73,5^\circ\text{C}$$

Gövdə-borulu istilikdəyişdirici üçün  $\Delta t_{or}$  –in qiymətini (2.23) tənliyindən istifadə etməklə dəqiqləşdirək. Düzəliş əmsalı  $\varepsilon$ -nu tapmaq üçün  $P$  və  $R$  parametrlərinin qiymətlərini şəkil 2.32-dəki düsturlarla hesablayaq:

$$P = \frac{t_{s1} - t_{b1}}{t_{b2} - t_{b1}} = \frac{160-265}{120-265} = 0,724;$$

$$R = \frac{t_{b2} - t_{s2}}{t_{s1} - t_{b1}} = \frac{120-143}{160-265} = 0,219.$$

Şəkil 2.32,a-dan  $\varepsilon = 0,9$  olduğunu tapırıq. Əgər  $P$  və  $R$ -in qiymətləri şəkil 2.32-dəki qrafiklər sahəsində deyildirsə, onda  $\varepsilon$ -nın qiyməti (2.24) düsturu ilə hesablanır.

Beləliklə, temperaturların dəqiqləşdirilmiş orta loqarifmik fərqi:

$$\Delta t'_{or} = \varepsilon \Delta t_{or} = 0,9 \cdot 73,5 = 66,15^\circ\text{C} \text{ alınır.}$$

*Aparatın ilkin istilik mübadiləsi səthi və istilikdəyişdiricinin seçilməsi.* İstilikötürmə əmsalının təqribi qiymətini  $K=160\text{Vt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  (cədvəl 2.5) qəbul edərək, istilik mübadiləsi səthinin ilkin qiymətini (2.14) ifadəsilə tapa bilirik:

$$A = \frac{Q_1}{K t'_{or}} = \frac{3844400}{160 \cdot 66,15} = 363,32 \text{m}^2.$$

Tapılmış istilik mübadiləsi səthinə uyğun gələn standart üzən başlıqlı istilikdəyişdirici aparatın (şəkil 2.11) əsas parametrləri aşağıda göstərilmişdir (cədvəl Ə.3):

- istilik mübadiləsi səthi (boruların xarici səthi üzrə)  $A = 427 \text{m}^2$ ;
- gövdənin diametri  $D = 1000 \text{mm}$ ;
- borunun xarici diametri  $d_x$  və qalınlığı  $s$ :  $d_x \times s = (25 \times 2) \text{mm}$ ;
- borunun uzunluğu  $l = 9000 \text{mm}$ ;
- borularla gedişlərin sayı  $z=2$ ;
- borular kvadratın tərəflərində yerləşdirilmişdir;
- borularla bir gediş keçidinin en kəsik sahəsi  $a_b=0,103 \text{m}^2$ ;
- borulararası fəza üzrə keçidin sahəsi: arakəsmənin kəsiyində –  $a_{a.k.} = 0,115 \text{m}^2$ ; arakəsmələrin arasında –  $a_{a.a.} = 0,19 \text{m}^2$ .

Axınların xassələrini nəzərə alaraq borularla neftin, borulararası fəzada isə dizel yanacağıının hərəkətini qəbul edirik. Aparatın

dəqiqləşdirilmiş hesabını aparaq.

*İstilikdaşıyıcıların orta temperaturalarında fiziki parametrləri.*

*Dizel yanacağı fraksiyası:*

♦ Orta temperaturu

$$t_{o,1} = (t_{b1} + t_{s1})/2 = (265 + 160)/2 = 212,5^\circ\text{C}$$

♦ Nisbi sıxlıq [10]:

$$\rho_{4(1)}^{212,5} = \rho_4^{20} - \gamma(t - 20) = 0,835 - 0,0007(212,5 - 20) = 0,7$$

burada  $\gamma$  – nisbi sıxlığın  $1^\circ\text{C}$  – də orta temperatur düzəlişidir.

♦ Kinematik özlülük Qros düsturu ilə hesablanır [10]:

$$lg \frac{\nu_1}{\nu_2} = klg \frac{t_2}{t_1}$$

burada  $k$  – əmsal. Baxılan halda  $t_1 = 20^\circ\text{C}$  və  $t_2 = 50^\circ\text{C}$ ;  $\nu_1 = \nu_{20} = 5,3 \cdot 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ ; və  $\nu_2 = \nu_{50} = 2,6 \cdot 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ ;

Düsturu  $k$ -ya nəzərən həll edib və parametrlərin qiymətlərini yazıb, öncə  $k$ -nı hesablayaq:

$$k = \frac{lg \frac{\nu_1}{\nu_2}}{lg \frac{t_2}{t_1}} = \frac{lg \frac{5,3 \cdot 10^{-6}}{2,6 \cdot 10^{-6}}}{lg \frac{50}{20}} = 0,055.$$

Qros düsturuna  $k$ -nin qiymətini yazaraq,  $\nu_{212,5}$  -in qiymətini hesablayaq:

$$lg \frac{1 \cdot 10^{-6}}{\nu_{212,5(1)}} = 0,055 lg \frac{212,5}{50} = 0,03456$$

buradan

$$\nu_{212,5(1)} = 0,92 \cdot 10^{-6} \text{m}^2/\text{s} \text{ alınır.}$$

♦ İstilikkeçirmə əmsalını Kreq düsturu ilə tapırıq [10]:

$$\lambda_1 = \frac{0,422 - 0,000228 t_{o,1}}{\rho_{15}^{15}} = \frac{0,422 - 0,000228 \cdot 212,5}{0,839} = 0,445 \text{ kC}/(\text{m} \cdot \text{saat} \cdot ^\circ\text{C}).$$

♦ İstilik tutumunu Kreq düsturu ilə hesablayırıq [10]:

$$c_{p1} = \frac{1,687 + 0,00339 \cdot t_{o,1}}{\sqrt{\rho_{15}^{15}}} = \frac{1,687 + 0,00339 \cdot 212,5}{\sqrt{0,839}} = 2,63 \text{ kC}/(\text{kq} \cdot ^\circ\text{C}).$$

*Neft:*

♦ Orta temperaturu

$$t_{o,2} = (t_{b2} + t_{s2})/2 = (120 + 143)/2 = 131,5^\circ\text{C}$$

♦ Nisbi sıxlıq:

$$\rho_{4(2)}^{131,5} = \rho_4^{20} - \gamma(t - 20) = 0,860 - 0,0007(131,5 - 20) = 0,782.$$

♦ Kinematik özlülük yuxarıdakı kimi hesablanır:

$$k = \frac{lg \frac{2 \cdot 10^{-6}}{1,7 \cdot 10^{-6}}}{lg \frac{50}{20}} = 0,18.$$



$$\lg \frac{1,7 \cdot 10^{-6}}{v_{131,5(2)}} = 0,18 \lg \frac{131,5}{50} = 0,146$$

buradan  $v_{131,5(2)} = 1,43 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  alınır.

♦ İstilikkeçirmə əmsalı

$$\lambda_2 = \frac{0,422 - 0,000228 t_{0,2}}{\rho_{15}^{15}} = \frac{0,422 - 0,000228 \cdot 131,5}{0,8635} = 0,454 \text{ kC}/(\text{m} \cdot \text{saat} \cdot ^\circ\text{C}).$$

♦ İstilik tutumu

$$c_{p2} = \frac{1,687 + 0,00339 \cdot t_{0,2}}{\sqrt{\rho_{15}^{15}}} = \frac{1,687 + 0,00339 \cdot 131,5}{\sqrt{0,8635}} = 2,295 \text{ kC}/(\text{kq} \cdot ^\circ\text{C}).$$

*Dizel yanacağından borunun xarici səthinə istilikvermə əmsalı  $\alpha_1$ .*

İstilikvermə əmsalını hesablamaq üçün öncə borulararası fəzada axının hərəkət rejimi müəyyənləşdirilməlidir. Reynolds kriteri (1.26) düsturuna görə bərabərdir:

$$Re_1 = \frac{w_1 d_x}{v_{212,5(1)}} = \frac{0,104 \cdot 0,025}{0,92 \cdot 10^{-6}} = 2838$$

burada  $w_1 = \frac{G}{3600 \cdot \rho_{212,5(1)} a_{a.a.}} = \frac{50000}{3600 \cdot 700 \cdot 0,19} = 0,104 \frac{\text{m}}{\text{san.}}$  – dizel yanacağıının eninə arakəsmələr arasındakı sürəti, m/s.

Cədvəl 1.1-də verilmiş (1.38) düsturuna əsasən borulararası fəza üçün  $Re \geq 1000$  olduqda, Nüsel't kriteri:

$$Nu_1 = 0,24 Re_1^{0,6} Pr_1^{0,36} \left( \frac{Pr_1}{Pr_{d1}} \right)^{0,25};$$

Prandtl kriteri (1.24) düsturuna əsasən bərabərdir:

$$Pr_1 = \frac{\mu_{212,5(1)} c_{p1}}{\lambda_1} = \frac{v_{212,5(1)} c_{p1} \rho_{212,5}}{\lambda_1} = \frac{0,92 \cdot 10^{-6} \cdot 2,63 \cdot 700 \cdot 3600}{0,445} = 13,72,$$

burada  $\lambda_1$ -in qiymətini  $\text{kC}/(\text{m} \cdot \text{saat} \cdot ^\circ\text{C})$ -dən  $\text{kC}/(\text{m} \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C})$ -yə keçmək üçün sürət 3600-a vurulmuşdur.

Azacıq xəta ilə  $Pr_1/Pr_{d1} \approx 1$  [3] qəbul etmək olar. Qeyd etmək lazımdır ki,  $Pr_{d1}$  də  $Pr_1$ -nin hesabındakı düsturla tapılır, ancaq parametrlərin qiymətləri boru divarı səthinin temperaturunda hesablanırlar. (1.23) düsturundan  $\alpha_1$ -in qiymətini tapa bilərik:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_x} = \frac{0,24 \cdot 2838^{0,6} \cdot 13,72^{0,36} \cdot 10^{2,5} \cdot 0,445}{0,025} = 1294 \text{ kC}/(\text{m}^2 \cdot \text{saat} \cdot ^\circ\text{C}) = 359,4 \text{ Vt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

*Neftdən borunun daxili səthinə istilikvermə əmsalı  $\alpha_2$ .* Borunun içində neftin hərəkət sürəti bərabərdir:

$$w_2 = \frac{L}{3600 \cdot \rho_{131,5} a_b} = \frac{250\,000}{3600 \cdot 782 \cdot 0,103} = 0,86 \text{ m/s}.$$

Reynolds ədədi:

$$Re_2 = \frac{w_2 d}{\nu_{131,5(2)}} = \frac{0,86 \cdot 0,021}{1,43 \cdot 10^{-6}} = 12629,$$

burada  $d$  – borunun daxili diametri, m.

$Re > 10^4$  olduğundan Nüsel kriteri cədvəl 1.1-dəki (1.31) düsturuna əsasən bərabərdir:

$$Nu_2 = 0,023 Re_2^{0,8} Pr_2^{0,4} \left( \frac{Pr_2}{Pr_{d2}} \right)^{0,25};$$

Prandtl kriteri bərabərdir:

$$Pr_2 = \frac{\nu_{131,5(2)} c_{p2} \rho_{131,5(2)}}{\lambda_2} = \frac{1,43 \cdot 10^{-6} \cdot 2,295 \cdot 782 \cdot 3600}{0,454} = 20,4.$$

Bu halda da  $Pr_2/Pr_{d2} \approx 1$  qəbul edirik. (1.23) düsturundan  $\alpha_2$ -ni tapırıq:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d} = \frac{0,023 \cdot 12629^{0,8} \cdot 20,4^{0,4} \cdot 1^{0,25} \cdot 0,454}{0,021} = 3173 \text{ kC}/(\text{m}^2 \cdot \text{saat} \cdot ^\circ\text{C}) = 881,5 \text{ Vt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

*İstilikötürmə əmsalı K.* Boruların daxili və xarici səthlərindəki çirklənmələri nəzərə almaqla, boruların xarici səthi üzrə (seçilmiş aparatın istilik mübadiləsi səthi boruların xarici səthi üzrə verilmişdir) istilikötürmə əmsalı (1.73) düsturuna əsasən hesablanır.

Öncə divarın termiki müqavimətini tapaq:

$$\sum_{i=1}^3 \frac{\delta_i}{\lambda_i} \cdot \frac{r_x}{r_i} = r_1 \cdot \frac{r_x}{r_x} + \frac{\delta_d}{\lambda_d} \cdot \frac{r_x}{r_d} + r_2 \cdot \frac{r_x}{r_d} = 0,0005 \cdot \frac{0,0125}{0,0125} + \frac{0,002}{46,52} \cdot \frac{0,0125}{0,0115} + 0,001 \cdot \frac{0,0125}{0,0105} = 1,74 \cdot 10^{-3},$$

burada  $r_1 = 0,0005 (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Vt}$ ,  $r_2 = 0,001 (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Vt}$  – uyğun olaraq xarici və daxili çirklərin termiki müqavimətləri (cədvəl 2.3); hesabatda xarici çirk üçün  $r_i = r_x$  və daxili çirk üçün  $r_i = r_d$  qəbul olunmuşdur.

$$\frac{1}{K_x} = \frac{r_x}{\alpha_1 r_d} + \sum_{i=1}^3 \frac{\delta_i}{\lambda_i} \cdot \frac{r_x}{r_i} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{0,0125}{359,4 \cdot 0,0105} + 1,74 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{881,5} = 6,18 \cdot 10^{-3} (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Vt}, \quad \text{buradan: } K_x = 161,7 \text{ Vt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \text{ alınır.}$$

İstilikötürmə əmsalının hesablanmış  $K_x = 161,7 \text{ Vt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ , və qəbul olunmuş  $K = 160 \text{ Vt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  qiymətləri çox yaxın olduqlarından yuxarıda seçilmiş aparat saxlanılır.

*Hidravliki müqavimətin hesabı.* Boru fəzasındakı hidravliki müqavimət (2.61) düsturu ilə hesablanır:

$$\Delta p_b = \Delta p_1 + z_b (\Delta p_{sb} + \Delta p_2 + \Delta p_3) + \Delta p_4.$$

Öncə aşağıdakı parametrləri tapaq:

◆ neftin hərəkəti  $10/0,0143 = 699 < Re_2 = 12629 < 560/0,0143 = 39161$  hədlərindəki rejimdə olduğundan sürtünmə əmsalı  $\lambda_s$  (2.65) düsturu ilə hesablanır (nisbi kələ-kötürlük  $e=\Delta/d_d=0,3/21=0,0143$ ):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_s}} = -2lg \left[ 0,27 \cdot 0,0143 + \left( \frac{6,81}{12629} \right)^{0,9} \right], \text{ buradan } \lambda_s = 0,047 \text{ alınır.}$$

◆ neftin bölüşdürücü kameranın ştuserlərindəki ( $d_s=0,3 \text{ m}$ ) sürəti:

$$w_{2s} = \frac{4L}{3600\pi d_s^2 \rho_{131,5}} = \frac{4 \cdot 250000}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,3^2 \cdot 782} = 1,257 \text{ m/s,}$$

Yerli müqavimətləri hesablamaq üçün (2.62) düsturundan istifadə edirik:

$$\Delta p_1 = \xi_1 \rho_{131,5} \frac{w_{2s}^2}{2} = 1 \cdot 782 \cdot \frac{1,257^2}{2} = 617,8 \text{ Pa,}$$

burada  $\xi_1 = 1,0$  – paylaşdırıcı kamerə giriş üçün (cədvəl 4.5);

$$\Delta p_2 = \xi_2 \rho_{131,5} \frac{w_2^2}{2} = 1 \cdot 782 \cdot \frac{0,86^2}{2} = 289,2 \text{ Pa,}$$

burada  $\xi_2 = 1,0$  – boruya giriş üçün;

$$\Delta p_3 = \xi_3 \rho_{131,5} \frac{w_2^2}{2} = 1,5 \cdot 782 \cdot \frac{0,86^2}{2} = 433,8 \text{ Pa,}$$

burada  $\xi_3 = 1,5$  – borudan çıxış üçün;

$$\Delta p_4 = \xi_4 \rho_{131,5} \frac{w_{2s}^2}{2} = 0,5 \cdot 782 \cdot \frac{1,257^2}{2} = 308,9 \text{ Pa,}$$

burada  $\xi_4 = 0,5$  – paylaşdırıcı kameradan çıxış üçün (cədvəl 2.6);

İstilikdəyişdiricinin borularında sürtünmədə təzyiqli itkisini (2.63) düsturu ilə hesablayırıq:

$$\Delta p_{sb} = \lambda_s \frac{l}{d_d} \cdot \frac{\rho_{131,5} w_2^2}{2} = 0,047 \cdot \frac{9}{0,021} \cdot \frac{782 \cdot 0,86^2}{2} = 5825 \text{ Pa.}$$

Boru fəzasındakı təzyiqli itkisi:

$$\Delta p_b = 617,8 + 2(5825 + 289,2 + 433,8) + 308,9 = 14022,7 \text{ Pa.}$$

Eninə arakəsməli gövdə-borulu istilikdəyişdiricilərin borulararası fəzasının ümumi müqaviməti (2.67) düsturu ilə hesablanır:

$$\Delta p_{b.a.} = \Delta p_5 + \frac{l}{l_a} \Delta p_f + \left( \frac{l}{l_a} - 1 \right) \Delta p_6 + \Delta p_7.$$

Öncə bir sıra parametrləri dəqiqləşdirək:

◆ istilikdəyişdiricinin gövdəsinin giriş və çıxışında ştuserlərin  $d_{s,l} = 300 \text{ mm}$  diametrləri üçün dizel yanacağının hərəkət sürəti:

$$w_{1s} = \frac{4G}{3600\pi d_{s,l}^2 \rho_{212,5}} = \frac{4 \cdot 50000}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,3^2 \cdot 700} = 0,28 \text{ m/s,}$$

burada  $V_l = \frac{G}{3600 \rho_{212,5}} = \frac{50000}{3600 \cdot 700} = 0,02 \text{ m}^3/\text{s}$  – dizel yanacağının həcmi sərfi;

- ◆ dizel yanacağıının borulararası fəzada hərəkət sürəti:

$$w_{b.a.} = \frac{V_1}{a_{b.a.}} = \frac{0,02}{0,148} = 0,135 \frac{m}{s},$$

burada  $a_{b.a.} = \sqrt{a_{a.k} \cdot a_{a.a.}} = \sqrt{0,115 \cdot 0,19} = 0,148 \text{ m}^2$ ;  $a_{a.k.}$  və  $a_{a.a.}$  -nin izahı və qiymətləri istilikdəyişdiricinin qəbul edilmiş ölçülərində verilmişdir.

- ◆ borular kvadratın təpələrində yerləşdirildikdə sürtünmə əmsalı:

$$\lambda'_s = \frac{5,4+3,4m}{Re_1^{0,28}} = \frac{5,4+3,4 \cdot 12,4}{2838^{0,28}} = 5,13,$$

burada  $m = 0,31 \frac{D}{d_x} = 0,31 \frac{1,0}{0,025} = 12,4$ ;

- ◆ arakəsmələr arasındakı məsafə [3]-də (cədvəl 3.37):

$$l_a = \frac{l}{n+1} = \frac{9}{18+1} = 0,47 \text{ m},$$

burada  $n=18$  – arakəsmələrin sayı;

Yerli müqavimətləri (2.62) düsturu ilə hesablayaq

$$\Delta p_5 = \xi_5 \rho_{212,5} \frac{w_{1s}^2}{2} = 1,5 \cdot 700 \cdot \frac{0,28^2}{2} = 41,2 \text{ Pa},$$

burada  $\xi_5 = 1,5$  – borulararası fəzaya giriş üçün (cədvəl 4.5);

$$\Delta p_6 = \xi_6 \rho_{212,5} \frac{w_{b.a.}^2}{2} = 1,5 \cdot 700 \cdot \frac{0,135^2}{2} = 9,6 \text{ Pa},$$

burada  $\xi_6 = 1,5$  – borulararası fəzada arakəsməni dolanması üçün;

$$\Delta p_7 = \xi_7 \rho_{212,5} \frac{w_{1s}^2}{2} = 1,5 \cdot 700 \cdot \frac{0,28^2}{2} = 41,2 \text{ Pa},$$

burada  $\xi_7 = 1,5$  – borulararası fəzadan çıxış üçün;

$$\Delta p_f = \lambda'_s \rho_{212,5} \frac{w_{b.a.}^2}{2} = 5,3 \cdot 700 \cdot \frac{0,135^2}{2} = 33,8 \text{ Pa},$$

Borulararası fəzada təzyiç itkisi bərabərdir

$$\Delta p_{b.a.} = 41,2 + \frac{9,0}{0,47} \cdot 33,8 + \left( \frac{9,0}{0,47} - 1 \right) \cdot 9,6 + 33,8 = 896,5 \text{ Pa}.$$

*İstilikdəyişdiricinin mexaniki hesabı.* Verilmiş şəraitdə aparatdakı mühitlər yeyici olmadıqlarından istilikdəyişdiricinin əsas hissə və düyünləri aşağıdakı konstruksiya materiallarından hazırlanırlar (cədvəl Ə.5, M1 icra variantı): aparatın və bölüşdürücü kameranın gövdələri ВСТ3СП, borular və flanslar 20 və boru şəbəkələri 16 ГС poladları.

- ◆ Gövdənin (şəkil 2.11, 4) divarının hesabi qalınlığı aşağıdakı düsturla hesablanır [11]:

$$s'_g = \max \left\{ \frac{p_g D}{2[\sigma] \varphi - p_g}; \frac{p_s D}{2[\sigma]_s \varphi - p_s} \right\}, \quad (2.70)$$

burada  $p_g, p_s$  – gövdədəki izafi hesabi və sınaq təzyiqləri, MPa;  $[\sigma]$ ,  $[\sigma]_s$  – istismar və sınaq şəraitlərində buraxılan gərginlik, MPa;  $\varphi$  – qaynaq tikişlərinin möhkəmlilik əmsalı: ikitərəfli avtomatik qövş üsulu ilə qaynaq üçün  $\varphi = 1,0$ .

Gövdənin xarici səthi istilik izolyasiyası ilə örtüldüyündən, onun hesabi temperaturu kimi dizel yanacağına maksimal temperaturunu, yəni  $t_g = 265^\circ\text{C}$  qəbul edirik. Həmin temperaturda buraxılan gərginlik bərabərdir:

$$[\sigma]_{265} = \eta_d [\sigma]_{265}^* = 1,0 \cdot 117,4 = 117,4 \text{ MPa},$$

burada  $\eta_d$  – düzəliş əmsalı: gövdə vərəq prokatlardan hazırlandığı üçün  $\eta_d = 1,0$ ;  $[\sigma]_{265}^* - 265^\circ\text{C}$ -də BCТ3сп5 poladı üçün normativ buraxılan gərginlik [11].

Sınaq şəraitində buraxılan gərginlik:

$$[\sigma]_s = \sigma_{a,20} / 1,1 = 210 / 1,1 = 190,9 \text{ MPa},$$

burada  $\sigma_{a,20} = 210 \text{ MPa}$  –  $20^\circ\text{C}$ -də BCТ3сп5 poladının axıcılıq həddi, MPa.

Axınlar yanğın təhlükəli olduğundan hesabi təzyiq aşağıdakı düsturla tapılır [11] :

$$p_g = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,1 p_{ig} = 1,1 \cdot 0,94 = 1,034 \text{ MPa} \\ p_{ig} + 0,2 \text{ MPa} = 0,94 + 0,2 = 1,14 \text{ MPa} \end{array} \right\} = 1,14 \text{ MPa}$$

$p_g > 0,5 \text{ MPa}$  olduğundan sınaq təzyiqi bərabərdir:

$$p_s = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,25 p_g \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_{265}} = 1,25 \cdot 1,14 \cdot \frac{140}{117,4} = 1,7 \text{ MPa} \\ p_g + 0,3 = 1,14 + 0,3 = 1,44 \text{ MPa} \end{array} \right\} = 1,7 \text{ MPa}$$

Gövdənin hesabi temperaturu  $265^\circ\text{C}$ ,  $200 \div 400^\circ\text{C}$  olduğundan, bütün hallarda  $p_s \leq 1,5p$  şərti ödənilməlidir [11]:

$$p_s = 1,7 \text{ MPa} \leq 1,5 \cdot p = 1,5 \cdot 1,14 = 1,71 \text{ MPa}$$

olduğundan yuxarıdakı şərt ödənilir, yəni  $p_s = 1,7 \text{ MPa}$  qəbul edilir.

Gövdənin divarının hesabi qalınlığı bərabərdir:

$$s'_g = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{1,14 \cdot 1,0}{2 \cdot 117,4 \cdot 1,0 - 1,14} = 0,0049 \text{ m} \\ \frac{1,7 \cdot 1,0}{2 \cdot 190,9 \cdot 1,0 - 1,7} = 0,0045 \text{ m} \end{array} \right\} = 4,9 \text{ mm},$$

Gövdənin tam qalınlığı:

$$s_g = s'_g + c = 4,9 + 2 = 6,9 \text{ mm alınır},$$

burada  $c$  – konstruktiv əlavə: korroziyaya ( $c_1$ ), mənfə müsaidələrə

( $c_2$ ) və texnoloji əməliyyatlara ( $c_3$ ) görə edilən əlavələri nəzərə alırıq.  $c_3$  barədə məlumat olmadığından  $c = c_1 + c_2 = 1 + 1 = 2 \text{ mm}$  qəbul edirik.

Gövdənin standart icra qalınlığını  $s_g = 8 \text{ mm}$  qəbul edirik.

◆ Gövdənin elliptik qapağının (şəkil 2.11, 6) divarının hesabi qalınlığı aşağıdakı düsturla hesablanır [11]:

$$s'_{e.g} = \max \left\{ \frac{p_g D_q}{2[\sigma]_g - 0,5 p_g}; \frac{p_s D_q}{2[\sigma]_s - 0,5 p_s} \right\}, \quad (2.71)$$

$D_q$  – qapağın daxili diametri; gövdənin daxili diametri  $D = 1000 \text{ mm}$  olduqda,  $D_q = 1200 \text{ mm}$  qəbul olunur [12].

$$s'_{e.g} = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{1,14 \cdot 1,2}{2 \cdot 117,4 - 1,0 - 0,5 \cdot 1,14} = 0,0058 \text{ m} \\ \frac{1,7 \cdot 1,2}{2 \cdot 190,9 - 1,0 - 0,5 \cdot 1,7} = 0,0054 \text{ m} \end{array} \right\} = 5,8 \text{ mm}$$

Qapağın standart icra qalınlığını gövdənininkinə bərabər, yəni  $s_{e.g.} = s_g = 8 \text{ mm}$  qəbul edirik.

◆ Paylayıcı kameranın (şəkil 2.11, 2) silindrik gövdəsi divarının hesabi qalınlığı (2.70) düsturu ilə hesablanır. Bu halda boru fəzasındaki işçi izafi təzyiq əsasında hesablamalar aparılır. Hesablamalar aparatın silindrik gövdəsinin divarının qalınlığının tapılmasındakı ardıcılıqla və düsturlarla aparılır.

$$p_p = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,1 p_{ib} = 1,1 \cdot 0,96 = 1,06 \text{ MPa} \\ p_{ib} + 0,2 \text{ MPa} = 0,96 + 0,2 = 1,16 \text{ MPa} \end{array} \right\} = 1,16 \text{ MPa}$$

$$p_{sp} = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,25 p_b \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_{143}} = 1,25 \cdot 1,16 \cdot \frac{140}{131,5} = 1,54 \text{ MPa} \\ p_b + 0,3 = 1,16 + 0,3 = 1,46 \text{ MPa} \end{array} \right\} = 1,54 \text{ MPa}$$

burada  $[\sigma]_{143}$  – bölüşdürücü kameranın hesabi temperaturunda ( $t_{s2} = 143^\circ\text{C}$ ) БСТ3сн5 üçün buraxılan gərginlik, MPa.

$$s'_{b.k.} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{1,16 \cdot 1,0}{2 \cdot 131,5 - 1,0 - 1,16} = 0,0044 \text{ m} \\ \frac{1,54 \cdot 1,0}{2 \cdot 190,9 - 1,0 - 1,54} = 0,004 \text{ m} \end{array} \right\} = 4,4 \text{ mm}.$$

Silindrik gövdənin tam qalınlığı  $s_{b.k.} = s'_{b.k.} + c = 4,4 + 2 = 6,4 \text{ mm}$  alınır. Paylayıcı kameranın gövdəsinin standart qalınlığını  $s_{b.k.} = 8 \text{ mm}$  qəbul edirik.

◆ Paylayıcı kameranın qapağının (şəkil 2.11, 1) hesabi qalınlığı (2.71) düsturu ilə tapılır.

$$s'_{e.p.} = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{1,16 \cdot 1,0}{2 \cdot 131,5 \cdot 1,0 - 0,5 \cdot 1,16} = 0,0044 \text{ m} \\ \frac{1,54 \cdot 1,0}{2 \cdot 190,9 \cdot 1,0 - 0,5 \cdot 1,54} = 0,004 \text{ m} \end{array} \right\} = 4,4 \text{ mm.}$$

Paylayıcı kameranın elliptik qapağının standart icra qalınlığı gövdəninə bərabər, yəni  $s_{e.b.} = s_{b.k.} = 8 \text{ mm}$  alınır.

♦ Üzən başlığın elliptik qapağı (şəkil 2.11, 8) eyni zamanda daxili və xarici təzyiqlərin təsirlərinə məruz qaldığından, hər iki təzyiqlə ayrı-ayrılıqda hesablanaraq, böyük qalınlıq qəbul edilir. Qapaq 16ГС markalı alçaq legirli poladdan hazırlanır. İstilikdəyişdiricinin gövdəsinin diametri  $D=1000 \text{ mm}$  olduqda, qapağın daxili diametrinin  $D_{q.ü.}=962 \text{ mm}$  olduğunu ədəbiyyatdan [12] tapırıq.

Qapağın ancaq daxili izafi təzyiqlə yükləndiyi hal üçün hesabı (2.71) düsturu ilə boru fəzasındakı təzyiqlə və qapağın hesabi temperaturuna görə aparılır. Qapağın hesabi temperaturunu neftin temperaturuna daha yaxın  $180^{\circ}\text{C}$  qəbul edirik, çünki divardan neftə istilikvermə əmsalı, dizel yanacağından divara istilikvermə əmsalından çoxdur. ВСТ3п5 poladı üçün  $[\sigma]_{180}=128 \text{ MPa}$  olduğunu ədəbiyyatdan [11] tapırıq. Onda:

$$s'_{q.ü} = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{1,16 \cdot 0,962}{2 \cdot 128 \cdot 1,0 - 0,5 \cdot 1,16} = 0,0044 \text{ m} \\ \frac{1,54 \cdot 0,962}{2 \cdot 190,9 \cdot 1,0 - 0,5 \cdot 1,54} = 0,004 \text{ m} \end{array} \right\} = 4,4 \text{ mm.}$$

Xarici təzyiqlə yüklənmiş elliptik qapağın divarının hesabi qalınlığı təqribi olaraq aşağıdakı düsturla [11] gövdədəki təzyiqlə və qapağın hesabi temperaturuna ( $180^{\circ}\text{C}$ ) görə hesablanır:

$$s'_{q.ü} = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{0,9D_{q.ü}}{510} \sqrt{\frac{n_d p g}{10^{-6} E}} = \frac{0,9 \cdot 0,962}{510} \sqrt{\frac{2,4 \cdot 1,14}{10^{-6} \cdot 1,83 \cdot 10^5}} = 0,0064 \text{ m} \\ \frac{p g D_{q.ü}}{2[\sigma]_{180}} = \frac{1,14 \cdot 0,962}{2 \cdot 128} = 0,0039 \text{ m} \end{array} \right\} = 6,4 \text{ mm}$$

burada  $n_d = 2,4$  – istismar şəraitində dayanıqlıq əmsalı;  $E=1,83 \cdot 10^5 \text{ MPa}$  – ВСТ3п5 markalı poladın  $180^{\circ}\text{C}$  temperaturda elastiklik modulu.

Deməli, xarici təzyiqlə yükləndiyi hal üçün qapağın divarının hesabi qalınlığı daha çox alınır, yəni  $s'_{q.ü} = 6,4 \text{ mm}$  qəbul edirik. Qapağın tam qalınlığı bərabərdir:

$$s_{q.ü} = s'_{q.ü} + c = 6,4 + 3 = 9,4 \text{ mm};$$

standart icra qalınlığı isə  $s_{q.ü} = 10 \text{ mm}$  alınır,

burada qapaq mühitin ikitərəfli korroziya təsirinə məruz qaldığından  $c = 3 \text{ mm}$  qəbul edilmişdir.

Tapılmış qalınlıq  $p_x/[p_x] \leq 1$  şərtini ödəməlidir ( $p_g = p_x$ ). Buraxılan xarici təzyiqlik  $[p_x]$  aşağıdakı ifadə ilə hesablanır [11]:

$$[p_x] = \frac{[p_x]_\sigma}{\sqrt{1 + ([p_x]_\sigma/[p_x]_E)^2}}$$

Elastiklik hədlərində möhkəmlik şərtinə görə buraxılan xarici təzyiqlik  $[p_x]_\sigma$  bərabərdir:

$$[p_x]_\sigma = \frac{2[\sigma]_{265}(s_{q,\ddot{u}}-c)}{D_{q,\ddot{u}}+0,5(s_{q,\ddot{u}}-c)} = \frac{2 \cdot 141,7 \cdot (0,01-0,003)}{0,962+0,5 \cdot (0,01-0,003)} = 2,05 \text{ MPa}.$$

Elastiklik hədlərində dayanıqlıq şərtinə görə buraxılan xarici təzyiqlik  $[p_x]_E$  bərabərdir:

$$[p_x]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_d} \left[ \frac{100(s_{q,\ddot{u}}-c)}{K_q \cdot D_{q,\ddot{u}}} \right]^2 = \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot 1,93 \cdot 10^5}{2,4} \left[ \frac{100(0,01-0,003)}{0,9 \cdot 0,962} \right]^2 = 1,37 \text{ MPa},$$

burada  $K_q$  – əmsal: elliptik diblər üçün  $K_q = 0,9$  qəbul edilir.

$$[p_x] = \frac{2,05}{\sqrt{1 + (2,05/1,37)^2}} = 1,14 \text{ MPa},$$

yəni  $p_x/[p_x] \leq 1$  şərti ödənilir, çünki  $1,14/1,14 = 1$ .

Beləliklə, üzən başlığın qapağının son icra qalınlığı  $s_{q,\ddot{u}} = 10 \text{ mm}$  qəbul edilir.

◆ Üzən başlıqlı istilikdəyişdiricinin böyük diametrlı tərpnəməz şəbəkəsinin (şəkil 2.11,3) qalınlığı (2.50) düsturu ilə hesablanır. Düsturdakı parametrləri müəyyənləşdirək.

Araqatın orta diametrini tapmaq üçün gövdə flansının bolt çevrəsinin diametrini  $D_b$  hesablamaq lazımdır [13]:

$$D_b = D + 2(s_1 + d_b + u),$$

burada  $u = (4-6) \text{ mm}$  – qayka və oymaq arasındakı boşluq;  $d_b = 20 \text{ mm}$  – aparatın gövdəsinin diametri  $D$  və aparatdakı təzyiqlik  $p_g$ -dən asılı olaraq ədəbiyyatdan [13] götürülür;  $s_1$  – flans oymağı əsasının qalınlığı:

$$s_1 = \beta_1 s_o,$$

burada  $s_o$  – flansın oymağının qalınlığı:

$s_g < s_o \leq 1,3s_g$ , yəni  $8 \text{ mm} < s_o \leq 1,3 \cdot 8 = 10,4 \text{ mm}$   $s_o = 10 \text{ mm}$  qəbul edirik.

$\beta_1$  əmsalı  $D/s_o$  və şərti təzyiqlik  $p_s$  asılı olaraq qrafikdən tapılır.



Aparatın gövdəsindəki hesabi təzyiqin  $p_g=0,94 \text{ MPa}$  və temperaturun  $t_g = 265^\circ\text{C}$  olduğunu nəzərə alsaq  $p_s \leq 1,6 \text{ MPa}$  qəbul etmək olar.

Bu halda  $D/s_o=1000/10 = 100$  və  $p_s \leq 1,6 \text{ MPa}$  olduqda  $\beta_1=2,5$  alınır. Deməli:

$$s_1 = 2,5 \cdot 10 = 25 \text{ mm.}$$

Alınmış qiymətləri yuxarıdakı ifadədə yazmaqla  $D_b$ -un qiymətini hesablayaq:

$$D_b = 1000 + 2(25 + 20 + 5) = 1100 \text{ mm.}$$

Araqatın xarici diametri bərabərdir [13]:

$$D_{a.x.} = D_b - e = 1100 - 30 = 1070 \text{ mm,}$$

burada  $e = 30 \text{ mm}$  – araqatın növündən asılı olan parametrlər.

Araqatın orta diametri bərabərdir:

$$D_{a.o.} = D_{a.x.} - b = 1070 - 14 = 1056 \text{ mm,}$$

burada  $b = 14 \text{ mm}$  – araqatın eni:  $D \leq 1000 \text{ mm}$  olduqda, yastı paronit araqaatı üçün  $b = 12-15 \text{ mm}$  arasında dəyişir [13].

Boru şəbəkəsinin effektiv zəiflədilmə əmsalı  $\varphi_E$ -ni hesablamaq üçün boruların şəbəkənin bütün qalınlığı boyu bərkidildiyini qəbul edirik, yəni

$$d_E = d_o - 2s_b = 25,4 - 2 \cdot 2 = 21,4 \text{ mm.}$$

Boruların addımı  $t_a = 1,2d_x + 2 = 1,2 \cdot 25 + 2 = 32 \text{ mm}$  alınır. Onda  $\varphi_E$  bərabərdir:

$$\varphi_E = 1 - 21,4/32 = 0,33125.$$

Şəbəkənin gövdə və boru fəzalarındakı təzyiqlərdən böyüyünə hesablayırlar, yəni:

$$p = \max(p_g; p_b) = \max(1,14 \text{ MPa}; 1,16 \text{ MPa}) = 1,16 \text{ MPa.}$$

Tapılmış qiymətləri (2.50) düsturunda yazaraq şəbəkənin qalınlığını tapa bilərik:

$$s_s = \frac{1,056}{4,2} \sqrt{\frac{1,16}{0,33125 \cdot 141,7}} + 0,002 = 0,0415 \text{ m.}$$

burada  $[\sigma]_s = 141,7 \text{ MPa}$  – 16 ГС markalı alçaq legirli polad üçün  $265^\circ\text{C}$  temperaturda buraxılan gərginlik; şəbəkə hər iki tərəfdən mühitin təsirinə məruz qaldığından  $c = 2 \text{ mm}$  götürülmüşdür.

Şəbəkənin standart qalınlığını  $s_s = 45 \text{ mm}$  qəbul edirik.

İstilikdəyişdirici borularla ikigedişli olduğundan şəbəkənin tapılmış qalınlığı bölüşdürücü kameranın arakəsməsi üçün açılmış yarığın kəsiyində (2.44) düsturu ilə yoxlanılmalıdır. Boru üçün

açılmış deşiyin diametrinin  $d_0 = 25,4 \text{ mm}$ , yarığın hər iki tərəfindəki boru deşiklərinin oxları arasındakı məsafənin  $t_y = 36 \text{ mm}$ , yarığın eninin  $b_y = 6 \text{ mm}$  və yarığın dərinliyinin  $\delta = 5 \text{ mm}$  qiymətlərini yuxarıdakı düsturda yazsaq:

$$s_{\text{ş.y.}} \geq (45 - 2) \cdot \max \left\{ \left[ 1 - \sqrt{\frac{25,4}{6} \left( \frac{36}{32} - 1 \right)} \right]; \sqrt{0,33125} \right\} + 2 =$$

$$= 43 \cdot \max \{0,27256; 0,575543\} + 2 = 26,75 \text{ mm alırıq.}$$

$s_{\text{ş}} - \delta = 45 - 5 = 40 \text{ mm} > s_{\text{ş.y.}} = 26,75 \text{ mm}$  olduğundan,  $s_{\text{ş}} = 45 \text{ mm}$  qiyməti qəbul olunur.

Boruların şəbəkədə bərkidilməsinin möhkəmlik şərti (2.45) düsturudur, yəni  $N_b \leq [N_b]$  şərti ödənməlidir. Boruya düşən qüvvə bərabərdir:

$$N_b = \max \left\{ \begin{array}{l} p_b \cdot \pi d_d^2 / 4 = 1,16 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot \frac{0,021^2}{4} = 401,6 \text{ N} \\ p_g \cdot \pi d_x^2 / 4 = 1,14 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot \frac{0,025^2}{4} = 560 \text{ N} \end{array} \right\} =$$

$$= 560 \text{ N}$$

Genəldilmiş boru üçün (2.46,a) düsturuna əsasən:

$$[N_b] = \pi d \cdot h [q] = 3,14 \cdot 0,025 \cdot 0,04 \cdot 39,2 = 0,1231 \text{ MN} = 123100 \text{ N.}$$

Boruların genəldilmə dərinliyi  $h = 40 \text{ mm}$ , yəni şəbəkənin qalınlığından  $5 \text{ mm}$  az götürülməsi məsləhət görülür; Borular yarıqlı deşiklərdə ətkələnərək genəldildiyindən  $[q] = 39,2 \text{ MPa}$  qəbul olunmuşdur.

$N_b = 560 \text{ N} < [N_b] = 123100 \text{ N}$  olduğundan (2.45) şərti ödənilir, yəni birləşmənin möhkəmliyi təmin edilir.

Istilikdəyişdiricinin gövdəsinin flansının, üzən başlığın sıxıcı halqasının, deşiklərin möhkəmləndirilməsinin, dayaqların və digər elementlərinin hesabı ədəbiyyatlarda [3, 6, 12, 13] verilmişdir.

**Məsələ 2.** Qaz fraksiyalayıcı qurğunun propan kolonunun gövdəborulu qaynadıcısını hesablamalı və standart aparat seçməli. Qızdırıcı agent – dizel yanacağı fraksiyası.

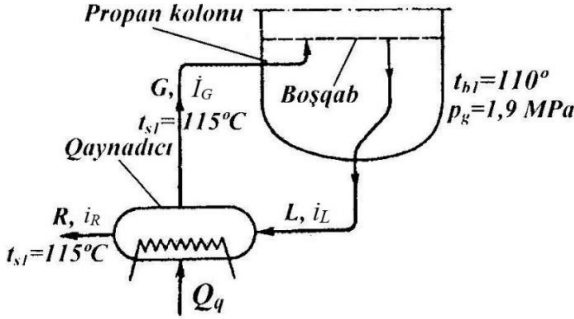
*İlkin verilənlər.* Karbohidrogen xammalının sərfi  $L = 75000 \text{ kq/saat}$ ; başlanğıc temperaturu  $t_{b1} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$ , son temperaturu (qaynama temperaturu)  $t_{s1} = 115 \text{ }^\circ\text{C}$ ; Qızdırıcı agent – dizel yanacağının sərfi  $G_d = 36750 \text{ kq/saat}$ ; nisbi sıxlığı  $\rho_4^{20} = 0,835$ ;

başlanğıc temperaturu  $t_{b2} = 325^{\circ}\text{C}$ ; gövdədə təzyiq  $p_g = 1,9 \text{ MPa}$ ; borularda təzyiq  $p_b = 0,3 \text{ MPa}$ .

Həlli. İşarələrdəki «1» indeksi karbohidrogen xammalına, «2» indeksi qızdırıcı axına aiddir.

Aparatın istilik yükü. İstilik yükü qaynadıcının istilik balansı tənliyindən (şəkil 2.42) tapılır:

$$Li_L + Q_q = Ri_R + G\dot{I}_G \quad (2.72)$$



Şəkil 2.42. Propan kolonu–qaynadıcı düyününün sxemi

burada  $i_L$ ,  $i_R$ , və  $\dot{I}_G$  – xammalın, qalıqın və buxar axınlarının uyğun temperaturlarda entalpiyaları,  $kC/kq$ ;  $Q_q$ –qaynadıcının istilik yükü,  $kC/saat$ ;  $R$  – qaynadıcıdan alınan qalıqın sərfi,  $kq/saat$ ;  $G$  – qaynadıcıda alınan buxarın sərfi,  $kq/saat$ .

$R$  və  $G$  axınlarının sərfələrini tapmaq üçün aparatın material balansını yazaq:

$$L = R + G$$

Qaynadıcıda buxar ədədini  $G/R = 1,5$  qəbul edərək, material balansı tənliyini  $75000 = R + 1,5R$  şəklində yazaraq,  $R = 30000 \text{ kq/saat}$  olduğunu tapırıq.

Yuxarıdakı nisbətdən isə  $G = 1,5 \cdot 30000 = 45000 \text{ kq/saat}$  alınır.

Sonrakı hesabatı sadələşdirməkdən ötrü qaynadıcıya daxil olan xammal, alınan qalıq və buxar axınlarının ancaq n.butandan ibarət olduğunu qəbul edirik.

Maye neft fraksiyalarının entalpiyası cədvəl Ə.1-dən götürülə və ya Kreq düsturu [10] ilə hesablanıla bilər. Xammalın  $110^{\circ}\text{C}$ -də entalpiyası Kreq düsturu ilə hesablanır:

$$i_L = \frac{1,687t_{b1} + 0,0017t_{b1}^2}{\sqrt{\rho_{15}^{15}}} = \frac{1,687 \cdot 110 + 0,0017 \cdot 110^2}{\sqrt{0,5823}} = 270,2 \frac{kC}{kq},$$

burada  $\rho_{15}^{15}$  – n.butanın nisbi sıxlığı:  $\rho_{15}^{15} \approx \rho_4^{20} + 0,0035 = 0,5788 + 0,0035 = 0,5823$  [10] ( $\rho_4^{20} = 0,5788$  – n.butanın nisbi sıxlığı, sorğu ədəbiyyatından götürülmüşdür).

Qalığın da entalpiyasını Kreq düsturu ilə hesablayırıq:

$$i_R = \frac{1,687t_{s1} + 0,0017t_{s1}^2}{\sqrt{\rho_{15}^{15}}} = \frac{1,687 \cdot 115 + 0,0017 \cdot 115^2}{\sqrt{0,5823}} = 283,8 \frac{kC}{kq}.$$

Atmosfer təzyiqinə yaxın təzyiqlərdə buxar halında olan neft fraksiyalarının entalpiyasını ya cədvəl Ə.2-dən götürür, ya da Uir və İtonun empirik düsturu ilə hesablayırlar [10]:

$$\begin{aligned} \dot{I}'_G &= (210,3 + 0,456t_{s1} + 0,000586t_{s1}^2) \cdot (4 - \rho_{15}^{15}) - 309 = \\ &= (210,3 + 0,456 \cdot 115 + 0,000586 \cdot 115^2) \cdot (4 - 0,5823) - 309 = \\ &= 615,5 \text{ kC/kq}. \end{aligned}$$

Buxar və qazın entalpiyası təzyiq artdıqca azalır və təzyiqə düzəliş ( $\Delta H$ ) vermək lazım gəlir [10]:

$$\dot{I}'_G = \dot{I}'_G - \Delta \dot{I},$$

burada  $\dot{I}'_G$ ,  $\dot{I}'_G$  – uyğun olaraq yüksək və aşağı təzyiqlərdə entalpiyalar,  $kC/kmol$ ; Təzyiqə düzəliş bərabərdir:

$$\Delta \dot{I} = 4,19 \cdot T_B \cdot \theta,$$

burada  $\theta = f(\tau, \pi)$  – köməkçi parametrlər olub, gətirilmiş temperaturdan  $\tau$  və gətirilmiş təzyiqdən  $\pi$  asılı olaraq qrafikdən [10] tapılır;  $T_B$  – n.butanın böhran temperaturu, K.

Gətirilmiş temperatur və gətirilmiş təzyiq bərabərdir:

$$\tau = \frac{T_{s1}}{T_B} = \frac{273+115}{273+152} = 0,913;$$

$$\pi = \frac{p_g}{p_B} = \frac{1,9}{3,797} = 0,5,$$

burada  $t_B = 152^\circ C$  və  $p_B = 3,797 \text{ MPa}$  – n.butan üçün böhran temperaturun və böhran təzyiqin qiymətləri; sorğu ədəbiyyatından götürülmüşdür.  $\tau = 0,913$  və  $\pi = 0,5$  qiymətlərində qrafikdən [10]  $\theta = 2,4$  olduğu tapılır. Onda:  $\Delta \dot{I} = 4,19 \cdot 425 \cdot 2,4 = 4274 \text{ kC/kmol}$ .

Bu qiyməti butanın molekullar kütləsi  $M_b = 58 \text{ kq/kmol}$  - ə bölsək alırıq:

$$\Delta \dot{I} = 4274 : 58 = 73,7 \text{ kC/kq}.$$

Beləliklə, qaynadıcıdan propan kolonunun aşağı boşqabının

altına verilən buxar axınının  $115^{\circ}\text{C}$  və  $1,9\text{ MPa}$  şəraitində entalpiyası bərabərdir:

$$\dot{I}_G = 615,5 - 73,7 = 541,8 \text{ kC/kq.}$$

(2.17) ifadəsindən qaynadıcının istilik yükünü tapaq:

$$Q_q = L(i_R - i_L) + G(\dot{I}_G - i_R) = 75000(283,8 - 270,2) + 45000(541,8 - 283,8) = 12630000 \text{ kC/saat.}$$

İstilik itkisini 5% qəbul etsək, qaynadıcının həqiqi istilik yükü bərabərdir:

$$Q_{q,h} = 1,05 Q_q = 1,05 \cdot 12630000 = 13261500 \text{ kC/saat} = 3683750 \text{ Vt.}$$

*Qızdırıcı axının son temperaturu.* Qızdırıcı axın olan dizel yanacağı fraksiyasının son temperaturu qaynadıcının istilik balansını tənliyindən tapılır:

$$Q_{q,h} = G_d(i_{b2} - i_{s2}),$$

burada  $i_{b2}$ ,  $i_{s2}$  – dizel yanacağının başlanğıc və son temperaturlarında entalpiyaları,  $\text{kC/kq}$ ; Kreq düsturu ilə hesablanır. Dizel yanacağının balanğıc temperaturu  $t_{b2} = 325^{\circ}\text{C}$  - də entalpiyası bərabərdir:

$$i_{b2} = \frac{1,687 t_{b2} + 0,0017 t_{b2}^2}{\sqrt{\rho_{15}^{15}}} = \frac{1,687 \cdot 325 + 0,0017 \cdot 325^2}{\sqrt{0,8385}} = 792,5 \frac{\text{kC}}{\text{kq}},$$

burada  $\rho_{15}^{15} \approx \rho_4^{20} + 0,0035 = 0,835 + 0,0035 = 0,8385$  – dizel yanacağının nisbi sıxlığı;

Tapılmış qiyməti qaynadıcının istilik balansını tənliyində yazmaqla, qızdırıcı axının son temperaturu  $t_{s2}$  - də entalpiyasını hesablayaq:

$$i_{s2} = i_{b2} - \frac{Q_{q,h}}{G_d} = 792,5 - \frac{13261500}{36750} = 431,6 \text{ kC/kq.}$$

Bu qiyməti Kreq düsturunda yazaraq, dizel yanacağının son temperaturunu tapa bilərik:

$$i_{s2} = 431,6 = \frac{1,687 t_{s2} + 0,0017 t_{s2}^2}{\sqrt{0,8385}}, \text{ buradan } t_{s2} = 196^{\circ}\text{C} \text{ alınır.}$$

*Temperaturların orta fərqi.* Qaynadıcı aparatda istilikdaşıyıcıların qarışıq və çarpaz axınları mövcud olur. Öncə istilikdaşıyıcıların əksaxınlı hərəkəti üçün temperaturların orta fərqi tapırıq.

$$\begin{array}{ccc} t_{b1} = 110^{\circ}\text{C} & \xrightarrow{\text{xammal}} & t_{s1} = 115^{\circ}\text{C} \\ t_{s2} = 196^{\circ}\text{C} & \xleftarrow{\text{dizel yanacağı}} & t_{b2} = 325^{\circ}\text{C} \\ \hline \Delta t_k = 86^{\circ}\text{C} & & \Delta t_b = 210^{\circ}\text{C} \end{array}$$

$\Delta t_b / \Delta t_k = 210/86 = 2,44 > 2$  olduğundan temperaturların orta loqarifmik fərqi (2.22) ifadəsilə hesablanır:

$$\Delta t_{or} = \frac{\Delta t_b - \Delta t_k}{\ln(\Delta t_b / \Delta t_k)} = \frac{210 - 86}{\ln(\frac{210}{86})} = 138,9^\circ\text{C}$$

*Aparatın ilkin istilik mübadiləsi səthi.* Maye neft məhsulu ilə qızdırılan qaynadıcı üçün istilikötürmə əmsalının təqribi qiymətini  $K_t = 250 \text{ Vt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  (cədvəl 2.5) qəbul edərək, istilik mübadiləsi səthinin təqribi qiymətini (2.14) ifadəsilə tapa bilərik:

$$A_t = \frac{Q_{q.h.}}{K_t t_{or}} = \frac{3683750}{250 \cdot 138,9} = 106,1 \text{ m}^2.$$

Tapılmış istilik mübadiləsi səthinə uyğun gələn standart qaynadıcının tipini və əsas parametrlərini cədvəl Ə.4-dən seçirik:

- qaynadıcının tipi – U-varı borulu aparat;
- istilik mübadiləsi səthi (boruların xarici səthi üzrə)  $A_t = 120 \text{ m}^2$ ;
- gövdənin diametri  $D = 1000 \text{ mm}$ ;
- borunun xarici diametri  $d_x$  və qalınlığı  $s$ :  $d_x \times s = (20 \times 2) \text{ mm}$ ;
- borularla bir gediş keçidinin en kəsik sahəsi  $a_b = 0,031 \text{ m}^2$ ;

Aparatın dəqiqləşdirilmiş hesabını apararaq.

*Axınların fiziki xassələrinin tapılması.*

*Dizel yanacağı:*

◆ Orta temperaturu

$$t_{o,2} = (t_{b2} + t_{s2})/2 = (325 + 196)/2 = 260,5^\circ\text{C}.$$

◆ Nisbi sıxlıq [10]:

$$\rho_{4(2)}^{260,5} = \rho_4^{20} - \gamma(t - 20) = 0,835 - 0,0007(260,5 - 20) = 0,67.$$

burada  $\gamma$  – nisbi sıxlığın  $1^\circ\text{C}$  – də orta temperatur düzəlişidir.

◆ Kinematik özlülük Qros düsturu ilə hesablanır [10]:

$$lg \frac{\nu_1}{\nu_2} = k lg \frac{t_2}{t_1}$$

$k = 0,05$  olduğu məsələ 1-də hesablanmışdır.

Qros düsturuna  $k$ -nın qiymətini yazaraq,  $\nu_{260,5}$  -in qiymətini hesablayaq:

$$lg \frac{1 \cdot 10^{-6}}{\nu_{260,5(2)}} = 0,055 lg \frac{260,5}{50} = 0,0394261$$

buradan  $\nu_{260,5(2)} = 0,91 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  alınır.

◆ İstilikkeçirmə əmsalını Kreç düsturu ilə tapırıq [10]:

$$\lambda_2 = \frac{0,422 - 0,000228 \cdot t_{o2}}{\rho_{15}^{15}} = \frac{0,422 - 0,000228 \cdot 260,5}{0,8385} = 0,432 \text{ kC}/(\text{m} \cdot \text{saat} \cdot ^\circ\text{C}).$$

◆ İstilik tutumunu Kreğ düsturu ilə hesablayırıq [10]:

$$c_{p2} = \frac{1,687+0,00339 \cdot t_{0,2}}{\sqrt{\rho_{15}^{15}}} = \frac{1,687+0,00339 \cdot 260,5}{\sqrt{0,8385}} = 2,81 \text{ kC}/(\text{kq} \cdot ^\circ\text{C}).$$

*Dizel yanacağından borunun daxili səthinə istilikvermə əmsalı*  $\alpha_2$ -ni hesablamaq üçün öncə borularda axının hərəkət rejimi müəyyənləşdirilməlidir. Reynolds kriteri (1.26) düsturuna görə bərabərdir:

$$Re_2 = \frac{w_2 d_d}{\nu_{260,5(2)}} = \frac{0,49 \cdot 0,016}{0,91 \cdot 10^{-6}} = 8615,$$

burada  $w_2 = \frac{G_d}{3600 \cdot \rho_{260,5(1)} a_b} = \frac{36750}{3600 \cdot 670 \cdot 0,031} = 0,49 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  – dizel yanacağından boruların içindəki sürəti, m/s.

Cədvəl 1.1-də verilmiş (1.32) düsturuna əsasən borudaxili fəza üçün  $2300 < Re < 10^4$  olduqda, Nüsel kriteri bərabərdir:

$$Nu_2 = 0,008 Re_2^{0,9} Pr_2^{0,43};$$

Prandtl kriteri (1.24) düsturuna əsasən bərabərdir:

$$Pr_2 = \frac{\mu_{260,5(2)} c_{p2}}{\lambda_2} = \frac{\nu_{260,5(2)} c_{p2} \rho_{260,5}}{\lambda_2} = \frac{0,91 \cdot 10^{-6} \cdot 2,81 \cdot 670 \cdot 3600}{0,432} = 14,28,$$

burada  $\lambda_2$ -in qiymətini  $\text{kC}/(\text{m} \cdot \text{saat} \cdot ^\circ\text{C})$ -dən  $\text{kC}/(\text{m} \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C})$ -yə keçmək üçün sürət 3600-a vurulmuşdur.

(1.23) düsturundan  $\alpha_2$ -in qiymətini tapa bilirik:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_d} = \frac{0,008 \cdot 8615^{0,9} \cdot 14,28^{0,43} \cdot 0,432}{0,016} = 2358,9 \text{ kC}/(\text{m}^2 \cdot \text{saat} \cdot ^\circ\text{C}) = 655,3 \text{ Vt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

*Borulararası fəza üçün istilikvermə əmsalı*  $\alpha_1$ . Böyük həcmdə mayeyə batırılmış səthlərdə qabarcıq rejimində qaynamada istilikvermə əmsalının hesabı cədvəl 1.1-də verilmiş (1.50) düsturu ilə aparılır:

$$\alpha_1 = 0,075 \left[ 1 + 10 \left( \frac{\rho}{\rho_b} - 1 \right)^{-\frac{2}{3}} \right] \left( \frac{\lambda_1^2 \rho}{\mu_1 \sigma_1 T_{qay}} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{Q_{q.h.}}{A_t} \right)^{\frac{2}{3}},$$

burada  $\rho, \rho_b$  – uyğun olaraq maye və buxar fazaların sıxlıqları,  $\text{kq}/\text{m}^3$ ;  $\mu_1$  – maye fazanın dinamik özlülüyü,  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ;  $\sigma_1$  – maye fazanın səthi gərginliyi,  $\text{N}/\text{m}$ ;  $\lambda_1$  – mayenin istilikkeçirmə əmsalı,  $\text{Vt}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $T_{qay} = 388\text{K}$  – mayenin qaynama temperaturu.

Bu düsturdakı parametrlərin qiymətlərini qaynama temperaturu  $t_{s1} = 115^\circ\text{C}$ -də müəyyənləşdirək.

◆ İstilikkeçirmə əmsalını Kreğ düsturu ilə tapırıq:

$$\lambda_1 = \frac{0,422 - 0,000228 \cdot t_{s1}}{\rho_{15}^{15}} = \frac{0,422 - 0,000228 \cdot 115}{0,5823} = 0,68 \text{ kC}/(m \cdot \text{saat} \cdot ^\circ\text{C}) = 0,19 \text{ Vt}/m \cdot ^\circ\text{C}.$$

Maye n. butanın 115°C-də sıxlığı bərabərdir:

$$\rho_{115(1)} = 1000[\rho_4^{20} - \gamma(115 - 20)] = 1000[0,5788 - 0,00107 \cdot 95] = 477,1 \text{ kq}/m^3,$$

burada  $\gamma = 0,001838 - 0,00132\rho_4^{20} = 0,001838 - 0,00132 \cdot 0,5788 = 0,00107$  – nisbi sıxlığın 1°C-yə orta temperatur düzəlişidir.

◆ Buxar fazanın sıxlığı Klapeyron-Mendeleyev tənliyilə tapılır:

$$\rho_b = \frac{M_b}{22,4} \cdot \frac{T_0}{T_{s1}} \cdot \frac{p_g}{p_0} = \frac{58}{22,4} \cdot \frac{273}{388} \cdot \frac{1,9}{0,1} = 34,6 \text{ kq}/m^3.$$

Buxar-maye sərhəddində səthi gərilmə əmsalını  $\sigma = 1,51 \cdot 10^{-3} \text{ N}/m$  [3] qəbul edirik.

Soraq ədəbiyyatından n.butan üçün dinamik i özlülük əmsalının 115°C-də qiymətinin  $\mu_1 = 89,2 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot s$  olduğunu tapırıq.

Tapılmış qiymətləri yuxarıdakı düsturda yazaraq  $\alpha_1$ -i hesablayaq:

$$\alpha_1 = 0,075 \left[ 1 + 10 \left( \frac{477,1}{34,6} - 1 \right)^{\frac{2}{3}} \right] \cdot \left( \frac{0,19^2 \cdot 477,1}{0,089 \cdot 10^{-3} \cdot 1,51 \cdot 10^{-3} \cdot 388} \right)^{\frac{1}{3}} \times \\ \times \left( \frac{3683750}{106,1} \right)^{\frac{2}{3}} = 15601 \text{ Vt}/(m^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

*İstilikötürmə əmsalı.* İstilikötürmə əmsalı (2.18) düsturu ilə hesablanır. Boru divarının və boruların daxili və xarici səthlərindəki çirkərlərin termiki müqavimətlərinin cəmi bərabərdir:

$$r_d + \frac{\delta_d}{\lambda_d} + r_x = 0,00081 + \frac{0,002}{46,5} + 0,000091 = 9,44 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Vt};$$

Qiymətlər cədvəl 2.3 və 2.4-dən götürülmüşdür.

Hesablanmış qiymətləri (2.18) düsturunda yazsaq alarıq:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_d + \frac{\delta_d}{\lambda_d} + r_x + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{15601} + 9,44 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{655,3}} = 394,6 \text{ Vt}/(m^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

İstilikötürmə əmsalının hesablanmış qiyməti  $K = 394,6 \text{ Vt}/(m^2 \cdot ^\circ\text{C})$ , qəbul olunmuş təqribi qiymətdən  $K_t = 250 \text{ Vt}/(m^2 \cdot ^\circ\text{C})$  keyli fərqləndiyindən dəqiqləşdirilmə aparılmalıdır.

$K_t = 450 \text{ Vt}/(m^2 \cdot ^\circ\text{C})$  qəbul etməklə hesabatı təkrarlayırıq.

$$A_t = \frac{3683750}{450 \cdot 138,9} = 58,9 \text{ m}^2.$$

Tapılmış istilik mübadiləsi səthinə uyğun gələn standart qaynadıcının tipini və əsas parametrlərini cədvəl Ə.4-dən seçirik:

– qaynadıcının tipi – Ü tipli aparat;



- istilik mübadiləsi səthi (boruların xarici səthi üzrə)  $A_t = 62 \text{ m}^2$ ;
- gövdənin diametri  $D = 1000 \text{ mm}$ ;
- borunun xarici diametri  $d_x$  və qalınlığı  $s$ :  $d_x \times s = (25 \times 2) \text{ mm}$ ;
- borularla bir gediş keçidinin en kəşik sahəsi  $a_b = 0,023 \text{ m}^2$ ;

Borudaxili fəzada Reynolds kriteri bərabərdir:

$$Re_2 = \frac{w_2 d_d}{\nu_{260,5(2)}} = \frac{0,66 \cdot 0,021}{0,91 \cdot 10^{-6}} = 15231,$$

burada  $w_2 = \frac{G_d}{3600 \cdot \rho_{260,5(1)} a_b} = \frac{36750}{3600 \cdot 670 \cdot 0,023} = 0,66 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  – dizel yanacağıının boruların içindəki sürəti, m/s.

Cədvəl 1.1-də verilmiş (1.31) düsturuna əsasən borudaxili fəza üçün  $Re \geq 10^4$  olduqda, Nüsel kriteri bərabərdir:

$$Nu_2 = 0,023 Re_2^{0,8} Pr_2^{0,4} \left( \frac{Pr_2}{Pr_{d2}} \right)^{0,25};$$

$Pr_2 = 14,28$  – yuxarıda hesablanmışdır. Azacıq xəta ilə  $Pr_2/Pr_{d2} \approx 1$  [3] qəbul etmək olar. Qeyd etmək lazımdır ki,  $Pr_{d2}$  də  $Pr_2$ -nin hesabındakı düsturla tapılır, ancaq düsturdakı parametrlərin qiymətləri boru divarı səthinin temperaturunda hesablanırlar.

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_d} = \frac{0,023 \cdot 15231^{0,8} \cdot 14,28^{0,4} \cdot 1^{0,25} \cdot 0,432}{0,021} = 3041,3 \text{ kC}/(\text{m}^2 \cdot \text{saat} \cdot ^\circ\text{C}) = 844,8 \text{ Vt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Borulararası fəza üçün (1.50) düsturuna əsasən:

$$\alpha_1 = 0,075 \left[ 1 + 10 \left( \frac{477,1}{34,6} - 1 \right)^{\frac{2}{3}} \right] \cdot \left( \frac{0,19^2 \cdot 477,1}{0,089 \cdot 10^{-3} \cdot 1,51 \cdot 10^{-3} \cdot 388} \right)^{\frac{1}{3}} \times \left( \frac{3683750}{58,9} \right)^{\frac{2}{3}} = 23097 \frac{\text{Vt}}{(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})}.$$

$$\text{Onda } K = \frac{1}{\frac{1}{23097} + 9,44 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{844,8}} = 460,6 \frac{\text{Vt}}{(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})}.$$

Bu halda,  $K$ -nın qəbul edilmiş  $450 \text{ Vt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  və hesablanmış  $460,6 \text{ Vt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  qiymətləri kifayət qədər yaxın olduğundan qaynadıcının hesabı istilik mübadiləsi səthi bərabərdir:

$$A_h = \frac{3683750}{460,6 \cdot 138,9} = 57,6 \text{ m}^2.$$

Yuxarıda seçilmiş qaynadıcını qəbul edirik. Ehtiyat istilik mübadiləsi səthi bərabərdir:

$$\frac{A - A_h}{A_h} \cdot 100 = \frac{62 - 57,6}{57,6} \cdot 100 = 7,7\%.$$

Aparat M1 material icrası (cədvəl Ə.6) üzrə hazırlanır.

## 2.4. «Boru boruda» tipli istilikdəyişdirici aparatlar

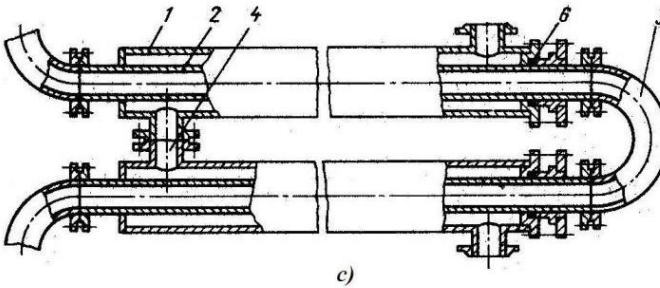
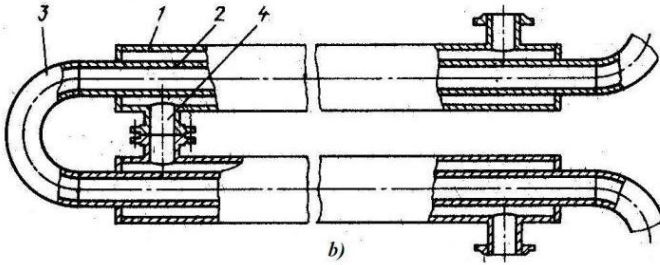
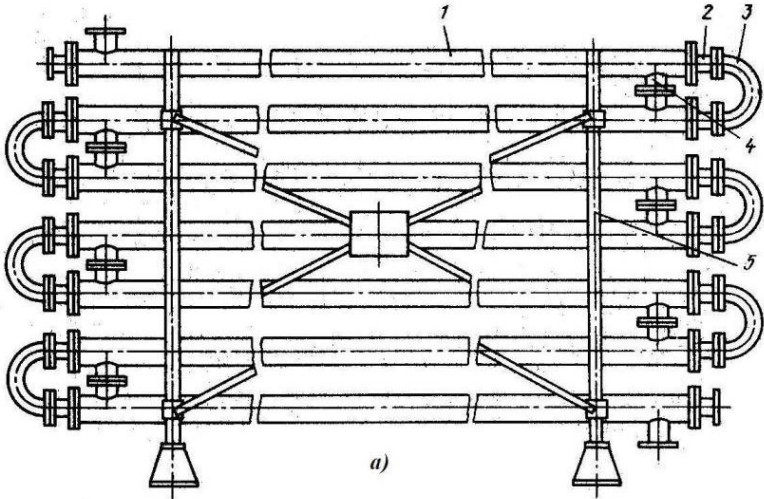
Bu tip aparatlar, əsasən istilikdaşıyıcıların aqreqat halları dəyişmədikdə və sərfləri az olduqda maye – maye sistemlərin qızdırılması və soyudulmasında istifadə edirlər. Bəzi hallarda belə istilikdəyişdiriciləri yüksək təzyiqli maye və qazvarı mühitlərdə, məsələn, metanol, ammoniyak və digər məhsulların istehsalında kondensatorlar kimi tətbiq edirlər. İstilikdəyişdirici boruların içində 1,6-dan 16 MPa-a qədər, xaricində isə 1,6-dan 10 MPa-a qədər şərti təzyiqlər üçün aparatlar hazırlanırlar.

Bu konstruksiyalı istilikdəyişdiricilərdə istilikdaşıyıcılardan biri kiçik diametrlı borunun içi, digəri isə kiçik və böyük diametrlı boruların arasındakı həlqəvi boşluqla hərəkət edir. Bu halda mühitlərin yüksək sürətlə hərəkət etmələrinə, deməli istilik mübadiləsinə intensivləşdirməyə imkan yaranır.

Gövdə-borulu aparatlarla müqayisədə, «boru-boruda» istilikdəyişdiriciləri borulararası fəzada az hidravliki müqavimətə malikdirlər, ancaq eyni istilik mübadiləsi göstəricilərində onlar az yığcamdırlar və gövdə-borululara nisbətən çox metal tutumludurlar.

Konstruksiyalarına görə «boru-boruda» istilikdəyişdiriciləri *sökülən və sökülməyən, bir- və çoxaxınlı* ola bilərlər.

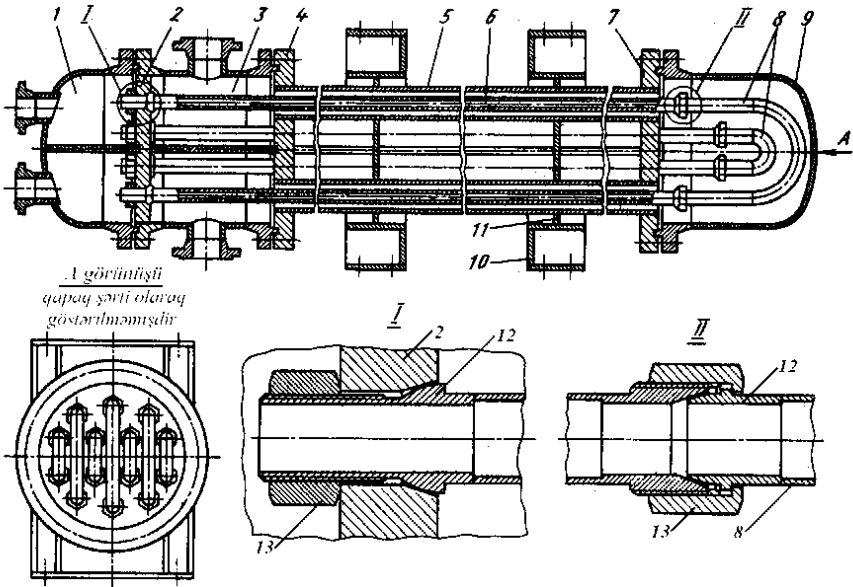
Biraxınlı sökülməyən istilikdəyişdirici (şəkil 2.43) ayrı-ayrı düyünlərdən yığılır. Hər bir düyün xarici (və ya gövdə) 1 və daxili (və ya istilikdəyişdirici) 2 borulardan və onları birləşdirici elementlərdən ibarətdir. Xarici boru iki ədəd qaynaq olunmuş halqalarla daxili boru ilə əlaqələndirilərək, bir düyün əmələ gətirir. Düyünlər öz növbəsində şaquli sıralarda yığılaraq, istilikdəyişdirici bölməni təşkil edir. Bu halda daxili borular öz aralarında dirsəklərlə 3, xarici borular isə ştuserlərin 4 flansları və ya qaynaqla birləşdirilirlər. Düyünlər bəndlərlə metal karkasda 5 bərkidilirlər. Sərt konstruksiyalı aparat (şəkil 2.43, b) boruların temperaturları fərqi 70°C-dən artıq olduqda işlədilmir. Boruların temperaturları



Şəkil 2.43. “Boru-boruda” tipli istilikdəyişdirici: a-ümumi görünüş; b-boruları sərt bərkidilmiş; c-boruları kompensasiyaedici quruluşla bərkidilmiş; 1-xarici boru; 2- daxili boru; 3-dirsək; 4-ştuser; 5-metal karkas; 6- kipkəc

fərqi daha çox olduqda, eləcə də borulararası səthin mexaniki təmizlənməsi tələb olunduqda, xarici boruda kompensasiyaedici quruluşu olan istilikdəyişdiricilər (şəkil 2.43, c) tətbiq edirlər. Bu halda, borular arasındakı boşluq bir tərəfdən kip qaynaq edilir, digər tərəfdən isə kirkəclə 6 kipləşdirilir. Biraxınlı sökülməyən istilikdəyişdiricilər uzunluqları 1,5 – 12 m olmaqla, daxili boruların diametrləri 25 – 159 mm, xarici borularınkı isə uyğun olaraq 48 – 219 mm arasında dəyişir.

Sökülən konstruksiyalı istilikdəyişdiricilərdə temperatur artdıqca daxili borular xarici borulardan asılı olmayaraq uzana bilirlər. Şəkil 2.44-də çoxaxınlı sökülən “boru-boruda” tipli istilikdəyişdirici göstərilmişdir. Aparat orta 4 və sağ 7 boru



Şəkil 2.44. Çoxaxınlı sökülən “boru-boruda” istilikdəyişdiricisi  
 1,3-paylayıcı kamera; 2-sol boru şəbəkəsi; 4-orta boru şəbəkəsi; 5-xarici boru; 6-daxili boru; 7-sağ boru şəbəkəsi; 8-dirsək; 9-qapaq; 10-dayaq; 11-lövhə; 12-nippel; 13-qayka

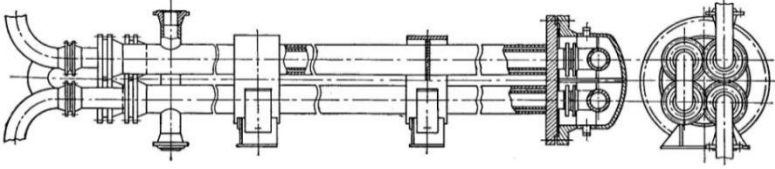
şəbəkələrində genəltmə ilə bərkidilmiş xarici borulardan 5 və onların içində konsentrik halda yerləşdirilmiş, dayaq qabırğalarına söykənən daxili borulardan 6 ibarətdir. Daxili boruların bir ucu sol boru şəbəkəsi 2 ilə sərt əlaqələndirilir, digər tərəpənən ucu isə cüt-cüt dirsəklərlə birləşdirilir və qapaqla 9 bağlanılır. Onların şəbəkədə 2 (I düyünü) və dirsəklərlə birləşmələrində (II düyünü) kiplikləri yarıkürəvi nippellərin 12 konus yuvalarda sıxılması və deformasiyası hesabına əldə edilir.

İstilikdaşıyıcı axın paylayıcı kamera 1 vasitəsilə daxili borular arasında paylanır. Borulararası fəzada istilikdaşıyıcı axının paylanması isə digər paylayıcı kamera 3 ilə həyata keçirilir. Lövhlərin 11 köməyilə xarici borular dayaqlarla 10 sərt əlaqələndirilir. İstilikdəyişdirici aparat həm daxili, həm də xarici borularla ikigedişlidir.

Bu aparatlar çirкли istilikdaşıyıcılarla da işləyə bilər, çünki daxili boruların içini mexaniki təmizləmək mümkündür. Xarici boruların dayaqlarla sərt əlaqələndirilməsi onların temperatur uzanmalarını məhdudlaşdırdığından həlqəvi boşluqla axan mühitin giriş və çıxış temperaturları arasındakı fərq 150°C-dən artıq olmamalıdır.

Boru şəbəkəsindəki boruların sayından asılı olaraq, paralel axınların sayı 3, 5, 7, 12, 22 olan standart çoxaxınlı istilikdəyişdiricilər hazırlanırlar. Boruların uzunluqları 3 – 9 m, xarici boruların diametrləri 89 və 108 mm, daxili borularınkı isə uyğun olaraq 48 və 57 mm təşkil edir. Çoxaxınlı sökülən “boru-boruda” tipli istilikdəyişdiricilərin istilik mübadiləsi səthi 14–93 m<sup>2</sup> arasında dəyişir. Onlar 1,6 və 4,0 MPa şərti təzyiqlə hazırlanırlar.

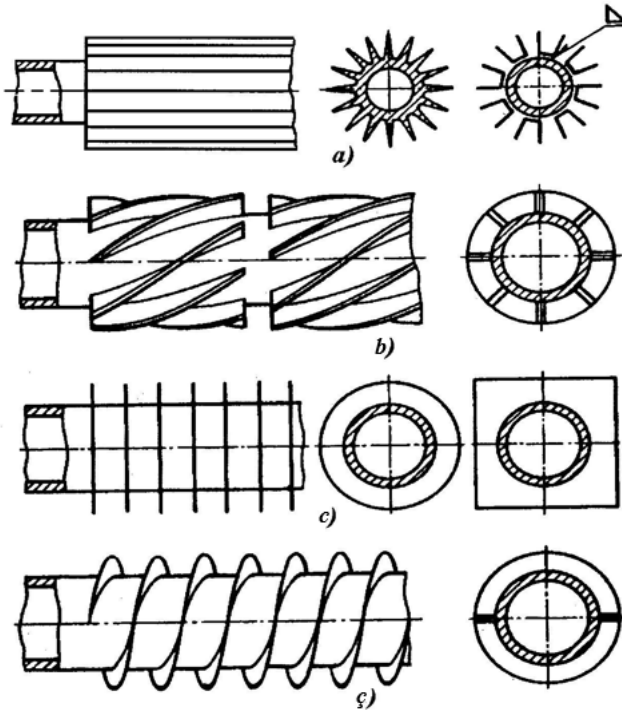
Biraxınlı sökülən istilikdəyişdiricilər (şəkil 2.45) dörd gedişli olurlar. Daxili boruların qabaq və arxa ucları diametrləri 25–60 mm olduqda muftalarla, 75–133 mm olduqda isə flanslarla birləşdirilirlər. Xarici borunun bir ucu şəbəkəyə genəltmə, bəzən isə əlavə olaraq qaynaqla, digər ucu isə flans



Şəkil 2.45. “Boru-boruda” tipli biraxınlı sökülən istilikdəyişdirici

birləşməsilə kip bərkidilir.

Bir sıra hallarda, sökülən konstruksiyalı “boru-boruda” istilikdəyişdiricilərin daxili borularının xarici səthləri qabırğalı (şəkil 2.46) hazırlanırlar. Qabırğaları nov şəklində ştamplanmış elementləri uzununa qaynaq etməklə (şəkil 2.46,a), boru

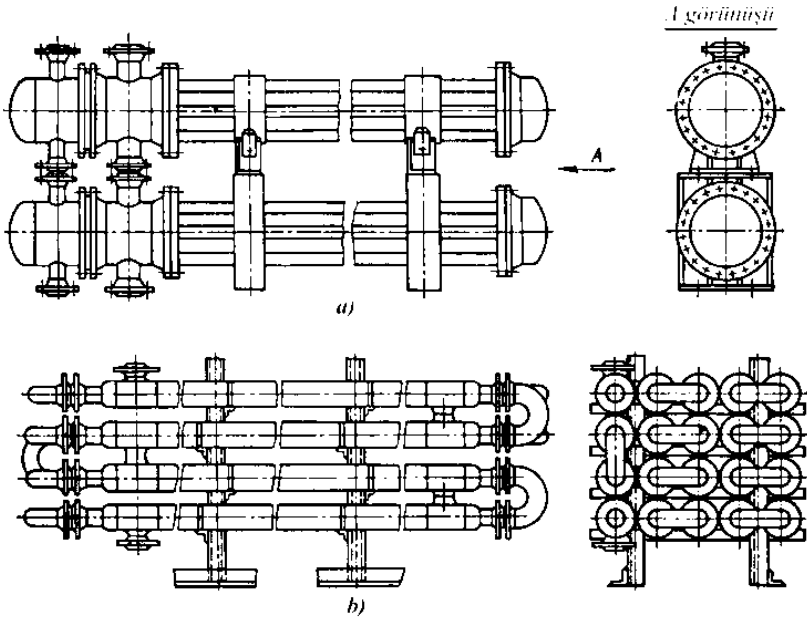


Şəkil 2.46. Qabırğalı borular: a- uzununa; b-kəsik; c-eninə; ç-spiral

metalını dərin vintvari diyirlətməklə (şəkil 2.46,a), düz zolaqların yarıqlara qoyularaq, qıraqlarını sıxaraq bərkitməklə (qabırğaların diyircəklərlə vərdənəlməsi) hazırlamaq olar. Eninə vintvari qabırğalanmış kəsik (şəkil 2.46,b) və bütöv (şəkil 2.46,c), qaynaq edilmiş tikan şəkilli çıxıntıları olan borular da tətbiq tapmışlar

Birləşmə yerlərində istiliyin yaxşı keçməsi üçün qabırğaların borulara qaynaq edilməsi və ya boru ilə bütöv olması daha effektiv hesab edilir.

“Boru-boruda” tipli sökülən konstruksiyalı istilikdəyişdiriciləri adətən biri digərinin üstündə olmaqla, iki-üç aparat halında (şəkil 2.47, a) yerləşdirirlər. Sökülməyən istilikdəyişdiricilər bloklar şəklində yığılmaqla, onları bəndlərlə dayaq konstruksiyalarına (şəkil 2.47,b) bərkidirlər. Bu halda uzunluq boyu iki və ya üç dayaq nəzərdə tutulur.



Şəkil 2.47. Sökülən (a) və sökülməyən (b) konstruksiyalı “boru-boruda” tipli istilikdəyişdiricilər

## 2.5. Hava ilə soyudan aparatlar

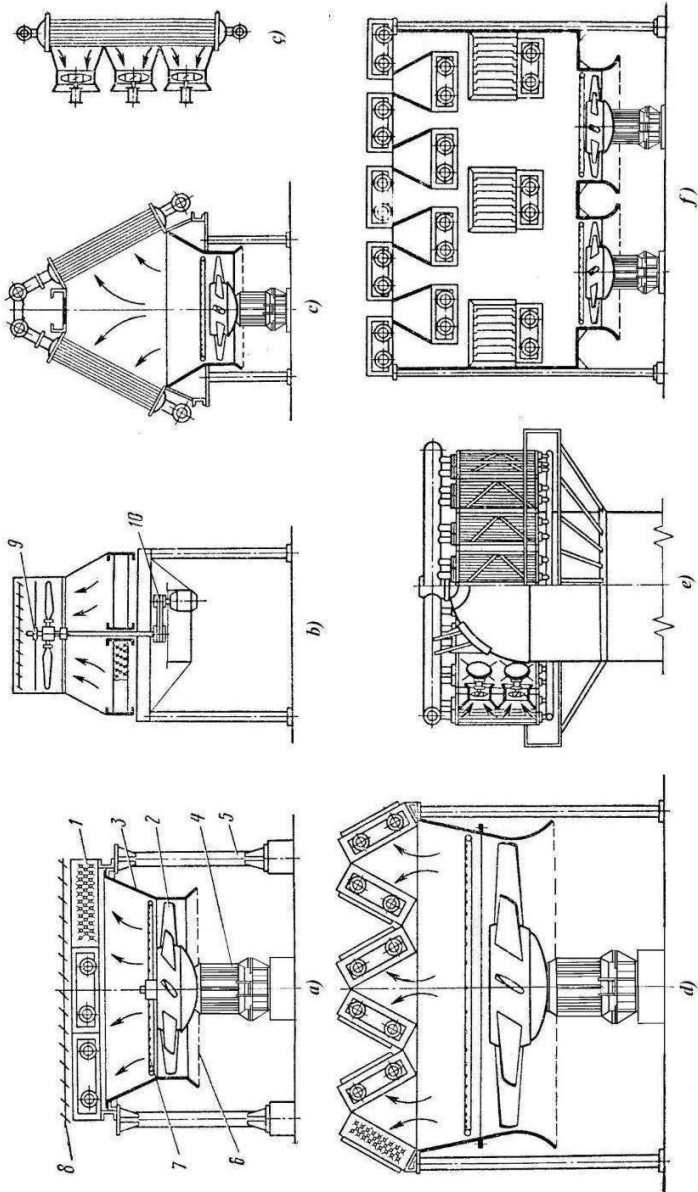
Neft emalı və kimya sənayesində istilikdəyişdirici aparatların xeyli hissəsini kondensatorlar və soyuducular təşkil edirlər. Müxtəlif texnoloji məhsulların kondensləşməsi və soyudulması üçün su ilə soyudan gövdə-borulu və ya suvarılan aparatlardan istifadə edilməsi, xeyli su sərfi və deməli, böyük istismar xərclərilə əlaqədardır. Hava ilə soyudan (HSA) aparatlardan kondensator-soyuducu kimi istifadə edilməsi bir sıra üstünlüklərə malikdir: suyun hazırlanması və vurulması üçün məsrəflər aradan qalxır; soyutma prosesinin tənzimlənməsi asanlaşır, su hövzələrinin və çayların təmizliyi təmin olunur, təmir işlərinin əmək tutumu və qiyməti azalır; hava axını ilə yuyulan boruların xarici səthlərinin təmizlənməsi tələb olunmur; eləcə də soyudan suyun korroziya təsirinə görə işlədilən bahalı legirli poladlara qənaət edilir.

HSA-ın boru bölmələrinin yerləşmələrindən asılı olaraq üfqi (HSÜ), ziqzaqşəkilli (HSZ), şaquli və çatılmış tiplilərə bölünürlər (şəkil 2.48). Sonuncular, adətən kiçik sərfli axınlarda işlədilir.

Hava ilə soyudan üfqi (HSÜ) aparat (şəkil 2.48, a) üstündə istilikdəyişdirici boru bölmələri 1 yerləşdirilmiş qaynaqla hazırlanan çərçivə ilə 5 təchiz edilmişdir. Boru bölməsi içi ilə kondensləşən (soyudulan) mühit axan eninə qabırğalanmış boru dəstindən ibarətdir. Aşağıdan çərçivəyə mərkəzində oxlu ventilyatoru 2 fırlanan diffuzorla kollektor 3 bərkidilmişdir.

Ventilyator ayrıca özəldə quraşdırılmış astagedişli elektrik mühərrikinin 4 valına oturdulur. Ventilyatorla vurulan hava istilikdəyişdirici bölmələrin qabırğalanmış borularının xarici səthini yuyaraq, onların içi ilə axan mühitin kondensləşməsini və soyudulmasını təmin edir. İsti yay zamanı ətraf mühitin temperaturu yüksək olduqda, aparatın effektivliyini artırmaq məqsədilə havanın temperaturunu aşağı salmaq lazım gəlir. Bunun üçün havanın ventilyatordan çıxışında avtomatik işə





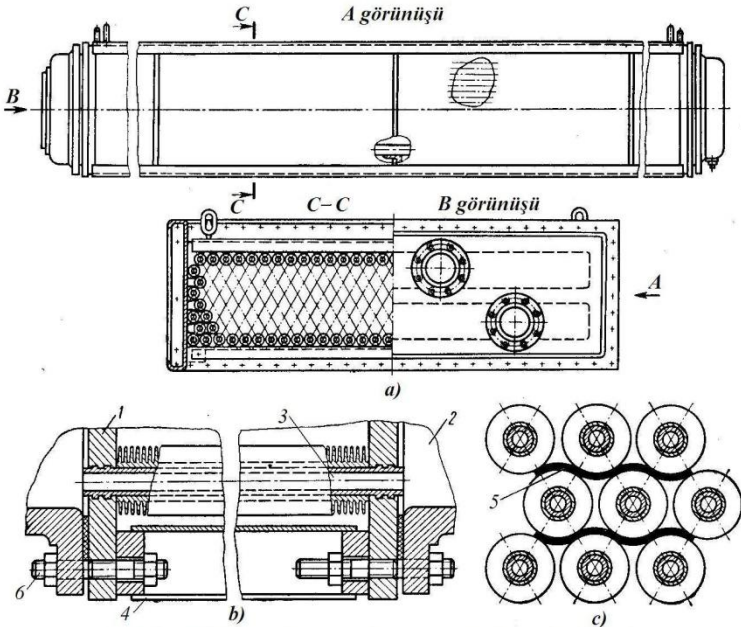
**Şəkil 2.48. Hava ilə soyudan aparatlar:**

*a, b* – ventilyatoru aşağıda və yuxarıda yerləşdirilmiş üfəyi; *c* – çatılmış; *d* – ziqzaq şəkilli; *e* – kolonun üstündə; *f* – üç konturlu; *1* – boru bölməsi; *2* – ventilyator; *3* – diffuzor; *4* – elektrik mühərriki; *5* – metal konstruksiya; *6* – qoruyucu tor; *7* – su püskürücü kollektor; *8* – jaluzilər; *9* – parların dönmə bucağını tənzimləyən mexanizm; *10* – pəzləli qayış ötürməsi.

düşən kimyəvi təmizlənmiş su püskürücüləri olan həlqəvi kollektor 7 nəzərdə tutulmuşdur. Alçaq temperaturalarda təbii konveksiya hesabına mühitin kondensləşməsi və soyuması təmin edilirsə, elektrik mühərrikini və ventilyatoru dayandırmaq olar.

Hava ilə soyudan aparatın boru bölməsi (şəkil 2.49) qapaqları 2 olan iki boru şəbəkəsində 1 genəltmə və ya eyni zamanda genəltmə və qaynaqla bərkidilmiş bərabərtərəfli üçbucağın təpələrində dörd, altı və ya səkkiz sırada yerləşdirilmiş borulardan 3 ibarətdir. Boruların daxili diametrləri 21 və ya 22 mm olmaqla, uzunluqları 1,5 – 12 m arasında dəyişir.

Bölmələr bir- və çoxgediqli ola bilər. Çoxgediqli



Şəkil 2.49. Hava ilə soyudan aparatın boru bölməsi:

a-ümumi görünüş; b-boruların bərkidilmə düyünü; c-dəstin eninə kəsic elementi;  
 1-şəbəkə; 2-qapaq; 3-boru; 4-karkas; 5-araqatı; 6-sancaq.

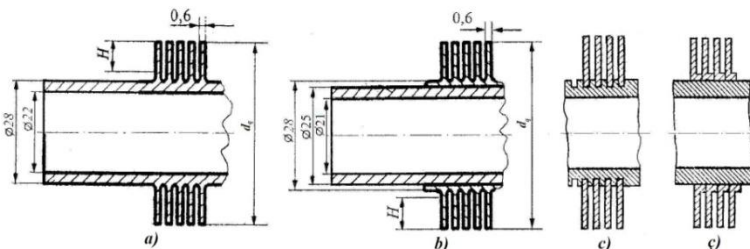
bölmələrin qapaqları boru dəstini ayrı-ayrı gedişlərə bölən arakəsmələrlə təchiz edilir. Hava ilə soyudan çoxgedişli bölmələrdə soyudulan mühitin borularla hərəkəti zamanı həcmi sərfi azalarsa, ardıcıl olaraq gedişlər üzrə boruların sayı azaldılır. Boru dəstinin sərtliyini artırmaq üçün bölmə metal karkasla 4 möhkəmləndirilir.

Boruların mümkün ola bilən temperatur uzanmalarını təmin etmək üçün boru bölməsi ancaq bir tərəfdən metal konstruksiyaya sərt bərkidilir. Boru dəstində hər bir boru fərdi əyintiyə malik ola bilər. Üst sıra boru qabırğalarının alt sıra boru qabırğaları ilə kontaktlarını aradan qaldırmaq və dəstdə boruların qarşılıqlı yerdəyişməsinin qarşısını almaq üçün qonşu cərgələr arasında borunun uzunluğu boyu bir neçə yerdə qalınlığı 2 mm olan alüminium zolaqdan 15 mm enində məsafə araqları 5 yerləşdirilir.

Boruların xarici səthində istilikvermə əmsalı daxili səthindəki istilikvermə əmsalından təqribən bir tərtib az olur. İstilik mübadiləsi səthinin eninə qabırğalarla artırılması hava tərəfdən istilikvermə əmsalının kiçik qiymətini kompensasiya edir. Qabırğalanmış boru səthinin hamar boru səthinə olan nisbəti *qabırğalama əmsalı*  $\varphi_q$  adlanır. Onun qiyməti 9, 14,6 və daha çox (23-ə qədər) ola bilər.

Qabırğalı borular monometal (şəkil 2.50, a ) və bimetal (şəkil 2.50, b, c, ç) hazırlanırlar. Monometal borular yumşaq alüminium borunun səthini dərin vintvarı diyirlətmə üsulu ilə emal etməklə əldə edilir. Bimetal borularda polad və ya bürüncdən hazırlanan daxili boruya deformasiya olunan alüminium ərintisindən olan boru geydirilir və həmin borunu dərin vintvarı diyirlətmə (şəkil 2.50, b), borudakı yarıqlarda qabırğaların diyircəklərlə vərdənəlməsi (şəkil 2.50, c), metal zolağı qaynaq etmə və ya qabırğaları presləmə (şəkil 2.50, ç) üsulları ilə qabırğalanmış səth əldə edilir. Boruların ölçüləri şəkil 2.50 a,b-də verilmişdir.

Qabırğaları diyirlədilmiş bimetal borular geniş yayılmışlar.



Şəkil 2.50. Eninə qabırğalı borular: a-monometal; b-bimetal  
diyirlədilmiş; c-vərdənələnmiş; ç-preslənmiş

Atmosfer korroziyasından qorumaqdan ötrü karbonlu poladdan olan qabırğalı borular xaricdən sinklənilir. Qabırğalanmış boruların əsas ölçüləri cədvəl 2.7-də verilmişdir. Cədvəldə  $a_q$ ,  $a_h$  – qabırğalanmış və hamar borunun səthi,  $t_{qab}$ . və  $t_a$  – qabırğaların və boruların addımı.

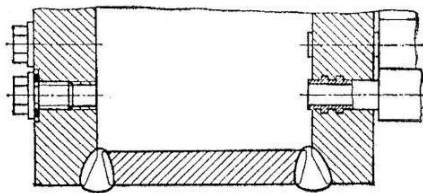
Cədvəl 2.7.

Hava ilə soyudan aparatın qabırğalanmış borusu

$\varphi_q$	1 m-in səthi, m <sup>2</sup>		1 m-dəki qabırğaların miqdarı	Ölçülər, mm			
	$a_q$	$a_h$		$d_q$	$H$	$t_{qab}$ .	$t_a$
9,0	0,792	0,088 (monometal),	286	49	6	3,5	52
14,6	1,284	0,0785 (bimetal)	333	56	10	3,0	58

Qapaqlar adətən, boru şəbəkələrinə sancaqlarla bərkidilir. Onlar bir qayda olaraq, poladdan tökmə ilə hazırlanırlar. Yüksək təzyiqlərdə sökülən qapaqlarla yanaşı, bütöv qaynaq olunmuş sökülməyən paylayıcı kameralı (şəkil 2.51) konstruksiyalar da işlədilir. Bu halda boruların daxili səthlərini təmizləmək üçün kameranın xarici divarında hər bir borunun qarşısında, araqatı olan yivli tıxac nəzərdə tutulur. Soyuducu havanı vurmaq üçün çarxın diametri 0,8-dən 7 m-ə, məhsuldarlığı saatda 1,5 mln. m<sup>3</sup>-a qədər olan propeller tipli oxlu ventilyatorlardan istifadə edilir.

Ventilyatorun çarxı alüminiumdan qaynaqla hazırlanır.



Şəkil 2.51. Qaynaq olunmuş  
sökülməyən paylayıcı kamera düyünü

Çarxı və diffuzoru hazırlamaq üçün şüşə-plastik materialların işlədilməsi daha məqsədəuyğundur.

Ventilyatorlar, adətən alçaqgedişli elektrik mühərrikin 4 (şəkil 2.48) valında oturdula-

raq hərəkətə gətirilirlər. Bəzi hallarda ventilyatorlar pазlı qayış ötürməsi (şəkil 2.48,b) və reduktor vasitəsilə də fırladılır. Fırlanma tezliyi, adətən 16–500 dövr/dəq. arasında dəyişir.

Hava ilə soyudan aparatlar metal konstruksiyalarda, dəmir-beton dayaqlarda və ya bilavasitə rektifikasiya kolonunun üstündə (şəkil 2.48, e) yerləşdirilirlər. Sonuncu halda kolonun yuxarisından kondensləşməyə verilən buxar axını üçün az hidravliki müqavimət təmin edilir. Bu, xüsusilə vakuum altında işləyən aparatlar üçün əhəmiyyətlidir.

Səs-küyün və titrəmələrin təsirlərini azaltmaq üçün HSA-ın mühərrikinin ayrıca özül üzərində yerləşdirilməsi məqsədəuyğundur. Adətən, ventilyatorlarda çox titrəmələr yarandıqda, onu dayandıran və ya səs verici quruluşları olur. Pazlı qayış ötürməsindən istifadə edildikdə və elektrik mühərriki nisbətən alçaq güclü olduqda, onu bilavasitə aparatın metal konstruksiyasında da quraşdırmaq olar.

Standart üfqi tipli HSA-ın üç bölməsi və çarxın diametri 2,8 m olan ventilyatoru olur. Boruların uzunluqları 4 m olduqda bir ventilyator, 8 m uzunluğunda – iki, 12 m olduqda isə – üç ventilyator quraşdırılır. HSÜ tipli aparatın ümumi istilik mübadiləsi səthi boruların uzunluğu 4 m olduqda 875–2500 m<sup>2</sup>, 8 m olduqda isə 1770–5100 m<sup>2</sup> arasında dəyişir.

Bölmələrin ziqzaq şəkilli yerləşdirilməsi verilmiş sahə hədlərində daha çox bölmə yerləşdirməyə, yəni istilik mübadiləsi səthini artırmağa imkan verir. İstehsalatda

borularının uzunluğu 6 m olan altı ədəd ziqzaq şəkilli bölməli, çarxının diametri 5 m olan bir ventilyatorlu və ya çarxının diametri 2,8 m olan iki ventilyatorlu aparatlar tətbiq edirlər. Bu tip aparatların qabırğalı istilik mübadiləsi səthi bölmədəki boru cərgələrinin sayından asılı olaraq 2650–9800 m<sup>2</sup> arasında dəyişir.

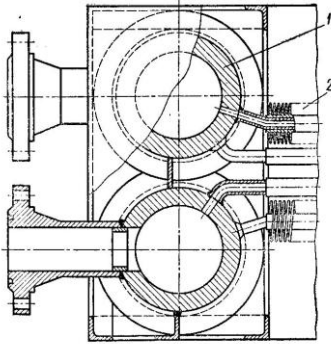
Bölmələri üç səviyyədə üfqi sıralarla yerləşdirilmiş üç konturlu aparatlar (şəkil 2.48, f) daha yığcamdırlar. Hava orta və üst cərgələrdəki (konturlardakı) bölmələrə aşağı kontur bölmələrinin arası ilə keçərək daxil olur və aparatın yuxarisından çıxarılır. Aşağı konturda qızmış hava aparatın divarlarındakı yan pəncərələrlə çıxarılır. Beləliklə, bütün bölmələr təzə havanın paralel axınları ilə üfürülür. Havanın hərəkətini təşkil etmək üçün qonşu konturların bölmələri arasındakı fəza istilik izolyasiyalı vərəqlərlə ayrılmışlar. Bölmələr uzunluğu 8 və ya 12 m olan borulardan hazırlanırlar. Üç konturlu aparatlar HSA-ın ən böyüyüdür; qabırğalı səth üzrə istilik mübadiləsi səthi 20000–30000 m<sup>2</sup> təşkil edir.

Kiçik axınlar üçün HSA nisbətən az istilik mübadiləsi səthli olurlar. Bu aparatların bölmələrinin konstruksiyaları üfqi tipli aparat bölmələrininki ilə eynidir, ancaq borularının uzunluqları 1,5 və ya 3 m-dir; bu halda uyğun olaraq bir və ya iki kiçik diametrlı ventilyatordan istifadə olunur.

Müxtəlif tipli standart HSA-ın xarakteristikaları cədvəl Ə.8. və ədəbiyyatlarda [3,10,14] verilmişdir.

Yüksək təzyiqlər (10 MPa və çox) üçün HSA sökəlməyən boru dəstli (şəkil 2.52) olurlar. Dəstlər qalıdivarlı borudan hazırlanmış kollektordan 1 və ona qaynaq olunmuş qabırğalı borulardan 2 ibarətdir.

Özlü məhsullar (yağ fraksiyaları, qudron, bitum və krekinq-qalıqlar) artıq soyudulduqda, onların bölmələrdə donma təhlükəsi mövcuddur. Bununla əlaqədar olaraq, havanı qızdırmaq üçün bölmələrin qabağında qızdırıcı qabırğalanmış səth və ya işçi boruların içində eyni oxlu qızdırıcı borular



Şəkil 2.52. Yüksək təzyiqli boru dəsti düyünü: 1-kollektor; 2-qabırğalı boru

yerləşdirirlər.

Lazım gəldikdə, həmin borulara qızdırıcı axın (qaynar su, su buxarı, neft məhsulu) verilir. Bu halda, yağları və qudronu soyudan aparatlarda işçi boruların daxili diametri 34 mm, qızdırıcı boruların ölçüləri isə  $d_x \times s = 16 \times 2$  mm, bitumu və krekinq qalığı soyutmaq üçün isə uyğun olaraq 76 mm və  $20 \times 2$  mm götürülür. Bu aparatların işçi borularının qabırğalama

əmsalı 6-ya qədər götürülür. HSA konstruksiya edildikdə fəsilər üzrə və gün ərzində temperaturun dəyişməsinə əsaslı olaraq iş rejiminin tənzimlənməsi nəzərə alınmalıdır.

HSA-ın işini: ventilyator çarxının fırlanma tezliyini və pərlərinin meyl bucağını dəyişməklə; ventilyatorların bir qismini və ya hamsını dayandırmaqla; havanı nəmləşdirməklə; jalüz quruluşu qapayıcılarını açıb-bağlamaqla; havanın bir hissəsini yenidən dövr etdirmək və atmosfərə yönəltməklə tənzimləyirlər. Jalüz quruluşlarından istifadə edilməsi və havanın yenidən dövr etdirilməsi üsulları enerjiyə qənaəti təmin etmədiyindən, digər üsullarla müqayisədə az sərfəlidirlər.

Ventilyator çarxının fırlanma tezliyini dəyişmək üçün çoxsürətli elektrik mühərriklərinin, idarə olunan hidravliki və elektrik muftaların, ötürmə qutularının və variatorların, tiristor düzləndiricili sabit cərəyanla işləyən mühərriklərin, tezlik çeviricili asinxron mühərriklərin quraşdırılması nəzərdə tutulur.

Ventilyator pərlərinin meyl bucağını dövrü olaraq, ventilyator dayandırıldıqda dəyişmək olar. Əl ilə və ya

avtomatik idarə olunan pərləri məsafədən döndərilən mexanizmlı ventilyatorlardan da istifadə edilir.

Məhsulun donması və ya artıq soyuması təhlükəsi yarandıqda, bəzən ventilyatorun fırlanma istiqamətinin dəyişdirilməsi də nəzərdə tutulur. Bu halda hava bölmə borularının arası ilə əks istiqamətdə sorulur və içi ilə artıq soyudulmuş məhsul axan alt son cərgənin boruları, üst cərgələrdə qızmış hava ilə üfürülür.

HSA-ın boru bölməsi elementlərinin möhkəmliyə hesabı normativ sənədlərə [9] əsasən aparılır.

### 2.5.1. Hava ilə soyudan aparatın hesabının xüsusiyyətləri

Qabırğalı boruları olan aparatlarda istiliyin ötürülməsini onun istənilən səthinə aid etmək olar, yəni:

$$Q = K_x \cdot A_x \cdot \Delta t = K_d \cdot A_d \cdot \Delta t \quad (2.73)$$

burada  $Q$  – istilik axını,  $Vt$ ;  $K_x$  – qabırğalı tam xarici səthə, yəni  $A_x$ -ə aid edilmiş istilikötürmə əmsalı,  $Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)$ : (1.41) düsturu ilə hesablanır;  $K_d$  – boruların daxili səthinə, yəni  $A_d$ -ə aid olan istilikötürmə əmsalı,  $Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)$ : (1.43) düsturu ilə hesablanır.

Havanın başlanğıc hesabi temperaturu HSA-ın quraşdırıldığı coğrafi rayonun iqlim şəraitinə əsasən seçilir. Bakı şəhərinin yerləşdiyi coğrafi rayonun başlanğıc hesabi temperaturu  $31^\circ C$  götürülür.

HSA-ın ilkin seçilməsi və yoxlama hesabının aparılması üçün boruların tam xarici qabırğalı səthinə aid olan istilik gərginliyinin ( $q$ ) və istilikötürmə əmsalının ( $K$ ) qiymətləri cədvəl 2.8-də verilmişdir.

Məhsulu hava ilə tələb olunan temperatura qədər soyutmaq mümkün olmadıqda əlavə su soyuducusundan istifadə edilir. HSA-dan çıxan isti havanın temperaturu ( $t_{s2}$ )  $45 - 60^\circ C$  hədlərində olması və  $t_{s2} < t_{s1}$  şərtinin ödənilməsi məsləhət görülür.



Cədvəl 2.8.

HSA-ın tam xarici qabırğalı səthinə aid olan  
q və K-nın təxmini qiymətləri

Soyudulmanın növü	K ( $Vt/m^2 \cdot ^\circ C$ )	$(t_{s1}-t_{b2})$ temperaturlar fərqində, $^\circ C$			
		8-15	15-20	20-40	45-75
	q-nün qiyməti, $Vt/m^2$				
Mayelərin soyudulması	17-37	$\leq 470$	470-700	700-1000	1000-1750
Qazların soyudulması	9 - 30	290-350	350-480	480-700	-
Soyuducu agentlərin ifrat qızmış buxarlarının kondensləşməsi	14 - 30	130-230	230-350	350-640	-
Doymuş buxarın kondensləşməsi	32-42	-	$\leq 700$	700-870	870-2100
Buxar - qaz qarışığının komponentlərinin kondensləşməsi ilə gedən soyudulma	21-32	-	400-580	580-750	750-1000

### 2.5.2. HSA-ın hesabına aid məsələ həlli

**Məsələ.** Dizel yanacağı fraksiyasını soyutmaq üçün HSÜ tipli standart aparat seçməli.

*İlkin verilənlər.* Dizel yanacağı fraksiyası: sərfi  $G=43050$  kq/saat; nisbi sıxlığı  $\rho_4^{20}=0,845$ ; başlanğıc temperaturu  $t_{b1}=120$   $^\circ C$ , son temperaturu  $t_{s1}=60$   $^\circ C$ , kinematik özlülüyü 20 $^\circ C$ -də  $\nu_{20}=5,24$  mm<sup>2</sup>/s və 50 $^\circ C$ -də  $\nu_{50}=2,51$  mm<sup>2</sup>/s. Aparatın Bakı şəhəri coğrafi rayonunda quraşdırılması nəzərdə tutulur.

*Həlli.* İşarələrdəki «1» indeksi qaynar istilikdaşıyıcıya (dizel yanacağı fraksiyasına), «2» indeksi soyuq axına (havaya) aiddir.

*Aparatın istilik yükü və ilkin seçilməsi.* Axınların aqreqat halları dəyişmədiyindən aparatın istilik yükü (2.15) düsturu ilə hesablanır:

$$Q = G(i_{b1} - i_{s1})$$

burada  $i_{b1}$  və  $i_{s1}$  – dizel yanacağının uyğun olaraq 120  $^\circ C$  və 60 $^\circ C$  temperaturalarda entalpiyaları;

Maye neft məhsullarının entalpiyaları Kreç düsturu ilə hesablanır:

$$i_{b1} = \frac{1,687 \cdot t_{b1} + 0,001695 \cdot t^2}{\sqrt{\rho_{15}^{15}}} = \frac{1,687 \cdot 120 + 0,001695 \cdot 120^2}{\sqrt{0,8485}} = 246,3 \text{ kC/kq.}$$

$$i_{s1} = \frac{1,687 \cdot 60 + 0,001695 \cdot 60^2}{\sqrt{0,8485}} = 116,5 \text{ kC/kq.}$$

burada  $\rho_{15}^{15}$  – dizel yanacağıının nisbi sıxlığı:  $\rho_{15}^{15} = \rho_4^{20} + 0,0035 = 0,845 + 0,0035 = 0,8485$ .

Qiymətləri yuxarıdakı ifadədə yazaraq  $Q$ -nü hesablayaq:

$$Q = 43050(246,3 - 116,5) = 5587890 \text{ kC/saat} \approx 1552 \text{ kVt.}$$

Bakı şəhəri üçün havanın başlanğıc hesabi temperaturu  $t_{b2} = 31^\circ\text{C}$ , atmosfer təzyiqi  $p_a = 101,6 \text{ kPa}$  götürülür.  $t_{s1} - t_{b2} = 60 - 31 = 29^\circ\text{C}$  temperaturlar fərqiə əsasən cədvəl 2.8-dən  $q = 850 \text{ Vt/m}^2$  qiymətini götürürük. Onda tələb olunan qabırğalı xarici səthin təxmini qiyməti bərabərdir:

$$A' = \frac{Q}{q} = \frac{1552 \cdot 10^3}{850} = 1826 \text{ m}^2.$$

Cədvəl Ə.7-dən tam xarici qabırğalanmış səthi  $A = 1870 \text{ m}^2$  olan HSÜ tipli bir ədəd aparat seçirik. Bu aparatın 3 ədəd boru bölməsində uzunluqları  $l = 4 \text{ m}$  olan borular altı cərgədə yerləşdirilir, bir bölmədəki boruların sayı  $n = 123$  ədəd, qabırğalama əmsalı  $\varphi_q = 14,6$ -dir. Aparat çarxının diametri  $D = 2800 \text{ mm}$  olan bir ventilyatorla təchiz edilir.

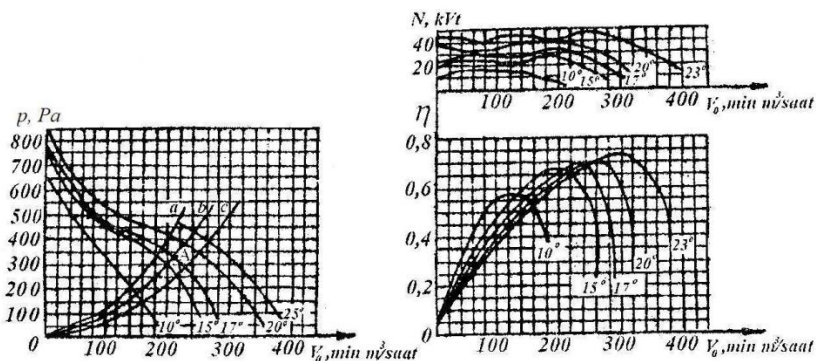
Hesablamada ventilyator pərlərinin meyl bucağını  $\alpha = 17^\circ$ , çarxların fırlanma tezliyini  $7,1 \text{ s}^{-1}$  (425 dövr/dəq.) qəbul edirik. Seçilmiş aparatın aerodinamik xarakteristikaları şəkil 2.59 verilmişdir. Aparatın yoxlama hesabını aparaq.

*Ventilyatorun işçi parametrləri.* Altı cərgəli boru bölməsi olan HSÜ aparatının müqavimət xətt ilə pərlərinin meyl bucağı  $\alpha = 17^\circ$  olan ventilyator basqısının aerodinamik əyrisinin kəsişməsində  $A$  işçi nöqtəsini (şəkil 2.53) tapırıq. Bu nöqtə verimin  $V = 210\,000 \text{ m}^3/\text{saat}$ , basqının  $p_b = 330 \text{ Pa}$ , faydalı iş əmsalının  $\eta_n = 0,67$  (standart şəraitdə) qiymətlərinə uyğun gəlir.

Standart şərait olaraq  $t = 20^\circ\text{C}$ ,  $p_0 = 101,3 \text{ kPa}$  və havanın sıxlığı  $\rho_{20} = 1,2 \text{ kq/m}^3$  qəbul edilir. Əgər ventilyatorun girişindəki havanın şəraiti standartdan fərqlənirsə, onda ventilyatorun faktiki parametrləri  $V$ ,  $\eta_n$  və  $p$  aşağıdakı asılılıqlarla [11] tapılır:

$$V \approx V_0; \quad \eta \approx \eta_0; \quad p = p_b \frac{\rho_{t_{b2}}}{\rho_0}, \quad (2.74)$$

Baxılan halda  $t_{b2} = 31^\circ\text{C}$ ,  $p_a = 101,6 \text{ kPa}$ , havanın sıxlığı



Şəkil 2.53. ЦАГИ УК-2М tipli çarxı olan ventilyatorun aerodinamik xarakteristikası və qabırğalama əmsalı  $\varphi_q=14,6$  olan HSÜ aparatının bölmələrinin hidrodinamik müqaviməti: 10, 15, ... – pərlərin qoyulma bucaqları; a-səkkiz cərgəli boru bölməsinin müqaviməti; b-altı cərgəli boru bölməsinin müqaviməti; c-dörd cərgəli boru bölməsinin müqaviməti; A-işçi nöqtə

isə bərabərdir:

$$\rho_{31} = \rho_0 \frac{T_0}{t_{b2} + T_0} \cdot \frac{p_a}{p_0} = 1,293 \frac{273}{31 + 273} \cdot \frac{101,6}{101,3} = 1,165 \frac{kq}{m^3},$$

burada  $\rho_0 = 1,293 \text{ kq/m}^3$  – havanın  $T_0 = 273\text{K}$ -də sıxlığı.

Beləliklə (2.74)-ə uyğun olaraq ventilyatorun faktiki parametrləri:

$$V = 210\,000 \text{ m}^3/\text{saat}; \eta = 0,67; p = p_b \cdot \frac{\rho_{31}}{\rho_{20^\circ\text{C}}} = 330 \cdot \frac{1,165}{1,2} = 320,4 \text{ Pa}.$$

Havanın son temperaturu  $t_{s2}$ . Ventilyatorla vurulan havanın kütlə sərfi:  $g = V\rho_{31} = 210\,000 \cdot 1,165 = 244\,650 \text{ kq/saat}$ .

Havanın orta istilik tutumu  $c = 1,005 \text{ kC/(kq} \cdot ^\circ\text{C)}$ . Onda havanın son temperaturu bərabərdir:

$$t_{s2} = t_{b2} + \frac{Q}{c \cdot g} = 31 + \frac{5587890}{1,005 \cdot 244650} = 53,7^\circ\text{C}.$$

Göründüyü kimi  $t_{s2}$  tövsiyə olunan ( $45 - 60^\circ\text{C}$ ) hədləri daxilində olmaqla yanaşı  $t_{s2} < t_{s1}$  şərtini ( $53,7^\circ\text{C} < 60^\circ\text{C}$ ) də ödəyir.

Qaynar axından borunun divarına istilikvermə əmsalı  $\alpha_1$ -in hesabı. Dizel yanacağıının  $120^\circ\text{C}$  temperaturda sıxlığı aşağıdakısiləliklə tapılır:

$$\rho_{120} = 1000[\rho_4^{20} - \gamma(t - 20)] = 1000 \cdot [0,845 - 0,0007(120 - 20)] = 775 \text{ kq/m}^3,$$

burada  $\gamma$  – düzəliş əmsəlidir: orta hesabla  $\gamma = 0,0007$  qəbul edilir.

◆ Dizel yanacağıının aparatın girişindəki həcmi sərfi bərabərdir:

$$V_g = \frac{G}{\rho_{120}} = \frac{43050}{775} = 55,55 \frac{m^3}{saat} = 0,0154 \frac{m^3}{s}.$$

Məhsulun HSA-ın bütün üç bölməsinə paralel verildiyini və hər bölmədə gedişlərin sayını  $z_b = 8$  qəbul etsək, aparatın girişində axının sürəti bərabərdir:

$$w_1 = \frac{z_b \cdot V_g}{a_1 \cdot n_b} = \frac{8 \cdot 0,0154}{0,0426 \cdot 3} = 0,964 \frac{m}{s},$$

burada  $a_1 = \frac{\pi d_d^2}{4} \cdot n = \frac{3,14 \cdot 0,021^2}{4} \cdot 123 = 0,0426 m^2$  – bir bölmədəki boruların daxili en kəsik sahəsi;  $d_d = 0,021 m$  – borunun daxili diametri (şəkil 2.50, b);  $n = 123$  ədəd – bir bölmədəki boruların sayı (cədvəl Ə.7).

Neft məhsulları istilik mübadiləsi aparatlarının borularına nasosla verildikdə, axının sürətinin  $0,8 \div 1,5 m/s$  olması [10] məsləhət görülür.

◆ Aparat daxilində məhsulun orta temperaturu bərabərdir:

$$t_{or1} = \frac{t_{b1} + t_{s1}}{2} = \frac{120 + 60}{2} = 90^\circ C$$

◆ Bu temperaturda dizel yanacağıının sıxlığı:

$$\rho_{90} = 1000 [\rho_4^{20} - \gamma(t - 20)] = 1000 \cdot [0,845 - 0,0007(90 - 20)] = 796 kq/m^3,$$

◆ istilik tutumu Kreq düsturu ilə tapılır:

$$c_{90} = \frac{1,687 + 0,00339 \cdot t}{\sqrt{\rho_{15}^{15}}} = \frac{1,687 + 0,00339 \cdot 90}{\sqrt{0,8485}} = 2,163 kC / (kq \cdot ^\circ C),$$

◆ özlülüğü Qros düsturu ilə hesablanır:

$$lg \frac{v_1}{v_2} = klg \frac{t_2}{t_1}$$

burada  $k$  – əmsal. Baxılan halda  $t_1 = 20^\circ C$  və  $t_2 = 50^\circ C$ ;

$v_1 = v_{20} = 5,24 \cdot 10^{-6} m^2/s$ ; və  $v_2 = v_{50} = 2,51 \cdot 10^{-6} m^2/s$ ;

Öncə  $k$ -ni hesablayaq:

$$k = \frac{lg \frac{v_1}{v_2}}{lg \frac{t_2}{t_1}} = \frac{lg \frac{5,24 \cdot 10^{-6}}{2,51 \cdot 10^{-6}}}{lg \frac{50}{20}} = 0,803.$$

Qros düsturuna  $k$ -nin qiymətini yazaraq,  $v_{90}$  –in qiymətini tapaq:

$$lg \frac{2,51 \cdot 10^{-6}}{v_{90}} = 0,803 lg \frac{90}{50} = 0,205$$

buradan  $v_{90} = 1,57 \cdot 10^{-6} m^2/s$  alınır.

◆ İstilikkeçirmə əmsalı aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$\lambda_{90} = \frac{0,422 - 0,000228 \cdot t_{or}}{\rho_{15}^{15}} = \frac{0,422 - 0,000228 \cdot 90}{0,8485} = 0,473 \frac{kC}{(m \cdot \text{saat} \cdot ^\circ C)} =$$

$$= 0,131 \frac{Vt}{(m \cdot ^\circ C)}.$$

Axının 90°C temperaturda həcmi sərfi:

$$V_{90} = \frac{G}{\rho_{90}} = \frac{43050}{796 \cdot 3600} = 0,015 \frac{m^3}{s}.$$

Axının həmin temperaturda borunun içindəki sürəti:

$$w_{90} = \frac{n_g \cdot V_{90}}{a_1 \cdot n_b} = \frac{8 \cdot 0,015}{0,0426 \cdot 3} = 0,939 \frac{m}{s},$$

Reynolds ədədi:

$$Re = \frac{w_{90} \cdot d_d}{\nu_{90}} = \frac{0,939 \cdot 0,021}{1,57 \cdot 10^{-6}} = 12560;$$

Prandtl kriteri:

$$Pr = \frac{\nu_{90} \cdot c_{90} \cdot \rho_{90}}{\lambda_{90}} = \frac{1,57 \cdot 10^{-6} \cdot 2,163 \cdot 10^3 \cdot 796}{0,131} = 20,63$$

$Re > 10^4$  və  $Pr = 0,6 - 100$  qiymətlərində (1.31) düsturundan istifadə etmək olar:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \left( \frac{Pr}{Pr_{div}} \right)^{0,25},$$

burada  $Pr_{div}$  – borunun iç divarının temperaturunda Prandtl kriteri.

Borunun iç divarının temperaturunu  $t_d = 81^\circ C$  qəbul edərək, neft fraksiyasının xassələrini hesablayaq.

◆ Özlülüyü:

$$lg \frac{2,51 \cdot 10^{-6}}{\nu_{81}} = 0,803 lg \frac{81}{50} = 0,168$$

buradan  $\nu_{90} = 1,7 \cdot 10^{-6} m^2/s$  alınır.

◆ İstilik tutumu:

$$c_{81} = \frac{1,687 + 0,00339 \cdot t}{\sqrt{\rho_{15}^{15}}} = \frac{1,687 + 0,00339 \cdot 81}{\sqrt{0,8485}} = 2,129 kC / (kq \cdot ^\circ C).$$

◆ Sıxlığı:

$$\rho_{90} = 1000 [\rho_4^{20} - \gamma(t - 20)] = 1000 \cdot [0,845 - 0,0007(81 - 20)] = 802 kq/m^3,$$

◆ İstilikkeçirmə əmsalı:

$$\lambda_{81} = \frac{0,422 - 0,000228 \cdot t_{div}}{\rho_{15}^{15}} = \frac{0,422 - 0,000228 \cdot 81}{0,8485} = 0,476 \frac{kC}{(m \cdot \text{saat} \cdot ^\circ C)} =$$

$$= 0,132 \frac{Vt}{(m \cdot ^\circ C)}.$$

Prandtl kriteri:

$$Pr_{div} = \frac{\nu_{81} \cdot c_{81} \cdot \rho_{81}}{\lambda_{81}} = \frac{1,7 \cdot 10^{-6} \cdot 2,129 \cdot 10^3 \cdot 802}{0,132} = 21,99$$

Qiymətləri yuxarıdakı ifadədə yazaraq Nu kriterini hesablayaq:

$$Nu = 0,023 \cdot 12560^{0,8} \cdot 20,63^{0,4} \left( \frac{20,63}{21,99} \right)^{0,25} = 144,5 \text{ və}$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_{q0}}{d_d} = \frac{144,5 \cdot 0,131}{0,021} = 901,4 \text{ Vt/(m}^2 \cdot \text{°C) alınır.}$$

Hesabatı sadələşdirmək üçün  $Pr = Pr_{div}$  qəbul etmək də olar.

*Borunun divarından soyuq axına (havaya) istilikvermə əmsalının  $\alpha_2$  hesabı.* Aparatın hüdudunda havanın temperaturu bərabərdir:

$$t_{or2} = \frac{t_{b2} + t_{s2}}{2} = \frac{31 + 53,7}{2} = 42,35^\circ\text{C}$$

◆ Orta təzyiqi:

$$p_{or} = p_a + 0,5 p = 101,6 + 0,5 \cdot 320,4 \cdot 10^{-3} \approx 101,8 \text{ kPa}$$

◆ Havanın orta sıxlığı və həcmi sərfi:

$$\rho_{or} = \rho_0 \frac{T_0}{t_{or2} + T_0} \cdot \frac{p_{or}}{p_0} = 1,293 \frac{273}{42,35 + 273} \cdot \frac{101,8}{101,3} = 1,125 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3},$$

$$V_h = \frac{V}{\rho_{or} \cdot 3600} = \frac{210000}{1,125 \cdot 3600} = 51,85 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}.$$

◆ Borulararası ən dar en kəsikdə havanın sürəti bərabərdir:

$$w_2 = \frac{V_h}{a_2} = \frac{51,85}{5,55} = 9,34 \frac{\text{m}}{\text{s}},$$

burada  $a_2 = 5,55 \text{ m}^2$  – borularının uzunluğu  $l = 4 \text{ m}$ , bölmələrdə cərgələrin sayı altı və qabırğalama əmsalı  $\varphi_q = 14,6$  olan HSÜ aparat üçün borulararası ən dar en kəsik sahəsi (cədvəl Ə.7).

$\alpha_2$ -ni tapmaq üçün Nu kriterinin (1.40) düsturu ilə hesablanması mümkünlüyünü yoxlayaq. Öncə Re kriteri tapılır:

$$Re = \frac{w_2 \cdot t_{qab}}{\nu_{31}} = \frac{9,34 \cdot 0,003}{16 \cdot 10^{-6}} = 1751,$$

burada  $\nu_{31} = 16 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  [3, cədvəl 3.33] –  $31^\circ\text{C}$  - də havanın özlülüyü; qabırğaların addımının  $t_{qab} = 3,0 \text{ mm}$  qiyməti cədvəl 2.6-dan götürülmüşdür.

Göründüyü kimi  $3000 < Re < 25000$  şərti ödənilmədiyindən (1.40) düsturundan istifadə edilməsi mümkün deyildir. Digər tərəfdən həmin düsturdan istifadə edilməsinin ikinci şərti ( $d_x/t_{qab} = 3 - 4,8$ ) də ödənilir, çünki:  $d_x/t_{qab} = 25/3 = 8,3$  alınır. Ona görə də,  $\alpha_2$ -nın qiyməti [10]-də məsləhət görülən düsturla tapılır.

$$\alpha_2 = 61,6 \cdot \lg w_2 - 0,035 \cdot t_{or2} - 5,81 = 61,6 \cdot \lg 9,34 - 0,035 \cdot 42,35 - 5,81 = 52,48 \text{ Vt/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

*İstilikötürmə əmsalının hesabı.* Tam xarici səthə aid edilmiş istilikötürmə əmsalı (1.41) düsturu ilə tapılır:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_1 A_d} + \sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_1 A_d} + \left( r_d + \frac{\delta_d}{\lambda_d} + r_x \right) = \frac{1}{52,48} + \frac{1}{901,4} \cdot \frac{1870}{97,4} + \left( 0,00081 + \frac{0,002}{46,52} + 0,00086 \right) = 0,042067158;$$

buradan  $K = 23,77 \text{ Vt/(m}^2 \cdot \text{°C)}$ ,

burada daxili və xarici çirklənmələrin termiki müqavimətləri  $r_d$  və  $r_x$ , eləcə də poladın istilikkeçirmə əmsalı  $\lambda_d$ -nin qiymətləri cədvəl 2.3 və cədvəl 2.4-dən götürülmüşdür;  $\delta_d = 2 \text{ mm}$  – boru divarının qalınlığı;  $A_d = \pi d_d \cdot n = 3,14 \cdot 0,021 \cdot 4 \cdot 369 = 97,4 \text{ m}^2$  – aparatdakı boruların daxili səthi.

K-nın bu qiyməti cədvəl 2.8-də mayelərin soyudulmasındakı qiymətlər ( $17 - 37 \text{ Vt/(m}^2 \cdot \text{°C)}$ ) hədlərindədir.

*Temperaturların orta fərqi*  $\Delta t$ . HSÜ tipli aparatlarda istilikdaşıyıcılar çarpaz axınla hərəkət edirlər. Boru bölməsində gedişlərin sayı  $n_g > 4$  olarsa,  $\varepsilon \approx 1$  [10] qəbul edilir və hesabat əksaxınlı sxem üzrə aparılır:

$$\begin{array}{ccc} t_{b1} = 120^\circ\text{C} & \xrightarrow{\text{dizel yanacağı}} & t_{s1} = 60^\circ\text{C} \\ t_{s2} = 53,7^\circ\text{C} & \xleftarrow{\text{hava}} & t_{b2} = 31^\circ\text{C} \end{array}$$


---


$$\Delta t_b = 66,3^\circ\text{C} \qquad \qquad \qquad \Delta t_k = 29^\circ\text{C}$$

$\Delta t_b / \Delta t_k = 66,3 / 29 = 2,286 > 2$  olduğundan temperaturların orta loqarifmik fərqi hesablayırıq:

$$\Delta t_{or} = \frac{\Delta t_b - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_b}{\Delta t_k}} = \frac{66,3 - 29}{\ln \frac{66,3}{29}} = 45,1^\circ\text{C}.$$

Hesabatda borunun iç divarının temperaturunu  $t_d = 81^\circ\text{C}$  qəbul etmişdik. Həmin temperaturun  $K$  və  $\alpha_1$ -in hesablanmış qiymətlərində düzgünlüyünü yoxlayaq:

$$t_d = t_{or1} - \frac{K}{\alpha_1} \Delta t_{or} = 90 - \frac{23,77}{901,4} \cdot 45,1 = 88,9^\circ\text{C}$$

Göründüyü kimi,  $t_d$  – nin hesablanmış qiyməti, qəbul olunmuş qiymətdən xeyli fərqlənir, ancaq yeni qiymət qəbul edərək hesabatı təkrarlamırıq, çünki yuxarıda qeyd edildiyi kimi, adətən  $Pr_{div.} \approx Pr$  götürülür.

*Aparatın hesabi səthi.* Prosesi həyata keçirmək üçün tələb olunan istilik mübadiləsi səthi (2.14) düsturuna əsasən bərabərdir:

$$A_h = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{or}} = \frac{1552 \cdot 10^3}{23,77 \cdot 45,1} = 1447 \text{ m}^2$$

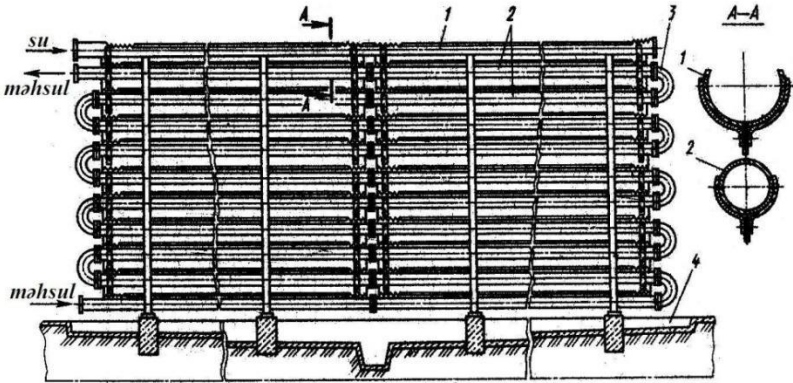
Səthi  $A=1870 \text{ m}^2$  olan HSÜ tipli bir aparatdan istifadə edilərsə, səthin ehtiyat əmsalı bərabərdir:

$$\beta = \frac{A-A_h}{A_h} \cdot 100 = \frac{1870-1447}{1447} \cdot 100 = +29,2\%.$$

Göründüyü kimi, qəbul olunmuş HSÜ aparatın istilikötürmə səthi xeyli ehtiyata malikdir.

## 2.6. Suvarılan istilikdəyişdiricilər

Bu aparatlar biri digərinin üstündə bir neçə cərgədə yerləşdirilmiş borulardan (şəkil 2.54) ibarətdir. İçi ilə soyudulan işçi mühit axan borular 2 dirsəklərlə 3 birləşdirilirlər. Boruların xarici səthi boyu nazik təbəqə halında



Şəkil 2.54. Suvarılan istilikdəyişdirici:

1-suvarıcı; 2-borular; 3-dirsək; 4-altlıq

işçi mühiti soyudan su tökülür. Suyu paylamaq üçün üst borunun üstündə nov və ya boru suvarıcı 1 yerləşdirilir. Boru suvarıcısında su çox saylı şırnaq halında deşiklərdən, novda isə onun üst qırağındakı yarıqlardan tökülür. Cərgədə boruların sayı və ya borular arasındakı məsafə çox olduqda suvarıcıları boru cərgələri arasında da yerləşdirmək olar. İstilikdəyişdiricinin aşağısında suyu yığmaq üçün altlıq 4 nəzərdə tutulur. Bina xaricində yerləşdirilən istilikdəyişdiricilər,



küləklə suyun aparılmasının qarşısını almaq üçün çəpərlə təchiz olunurlar.

Suvarılan istilikdəyişdiricilərdə borularla axıdılan işçi mühitin istiliyi suvaran suyun qızması və qismən buxarlanması hesabına kənarlaşdırılır. Ona görə də bu tip aparatlarda suyun sərfi digər aparatlarla müqayisədə bir qədər azdır.

Kimya sənayesində bu istilikdəyişdiricilər yeyici mühitlərin, məsələn sulfat turşusunun soyudulmasında işlədilir. Onların hazırlanması sadədir və çətin emal olunan, ucuz korroziyaya dayanıqlı materialdan, məsələn turşuya davamlı ferrosiliddən hazırlana bilirlər.

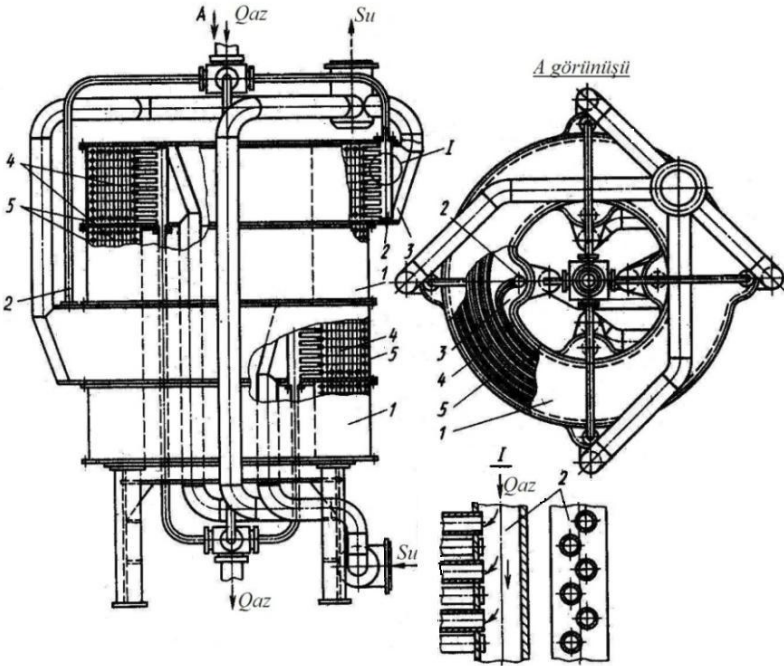
Suvarılan istilikdəyişdiricilər az effektivli olsalar da, qeyd edildiyi kimi hazırlanması və təmiri sadədir.

## **2.7. Batırılmış spiral borulu istilikdəyişdiricilər**

Bu aparatlar, adətən axınlardan biri yüksək təzyiq altında olduqda işlədilir. Aparat maye mühit doldurulmuş qaba batırılmış düz və ya silindrik spiral borulardan ibarətdir. Digər maye və ya qazvarı mühit təzyiq altında borularla buraxılır.

Azot-hidrogen qarışığının soyudulmasında işlədilən spiral borulu soyuducu (şəkil 2.55) dörd həlqəvi bölmədən 1 ibarətdir. Onlar qaz və suyun hərəkət istiqamətinə paralel birləşdirilirlər. Hər bir bölmənin gövdəsinin 5 xarici və daxili örtüklərinə soyuducu suyun girişi və çıxışı üçün kollektorlar bərkidilir. Bölmələrin kollektorları biri digərinə nəzərən 90° sürüşdürülür. Qaz hər bir bölməyə yuxarıdan şaquli kollektorla 2 verilir və biri digərinin üstündə yerləşdirilmiş, ona qaynaq edilmiş 14 ədəd düz-spiral borular 4 arasında paylanır.

Soyudulmuş qaz qarışığı gövdənin daxili örtüyündəki eyni kollektorla çıxarılır. Spiral borular arasında vərəq poladdan spiral arakəsmə yerləşdirilmişdir. Həmin arakəsmə suyun boruların dolaqları boyu qaz axınının əksinə spiral üzrə hərəkətini yaradır.



Şəkil 2.55. Azot-hidrogen qarışığını soyudan spiral borulu batırılmış soyuducu: 1-həlqəvi bölmə; 2-şaquli kollektor; 3-kollektor; 4-düz-spiral boru dəsti; 5-gövdə

Bu istilikdəyişdiricilər temperatur gərginliklərinin yaxşı öz-özünə kompensasiyası qabiliyyəti və alçaq hidravliki müqavimətilə xarakterizə olunurlar. Hazırlanmasının və quraşdırılmasının mürəkkəbliyi onların əsas çatışmazlıqlarıdır.

## 2.8. Burulmuş borulu istilikdəyişdiricilər

Bu istilikdəyişdiricilər dərin soyuqluq texnologiyasında, maye azot və oksigen alınmasında, çoxkomponentli sistemlərin ayrılmasında geniş tətbiq edirlər. Onlar boruların temperatur deformasiyalarını və onların boru şəbəkələrində

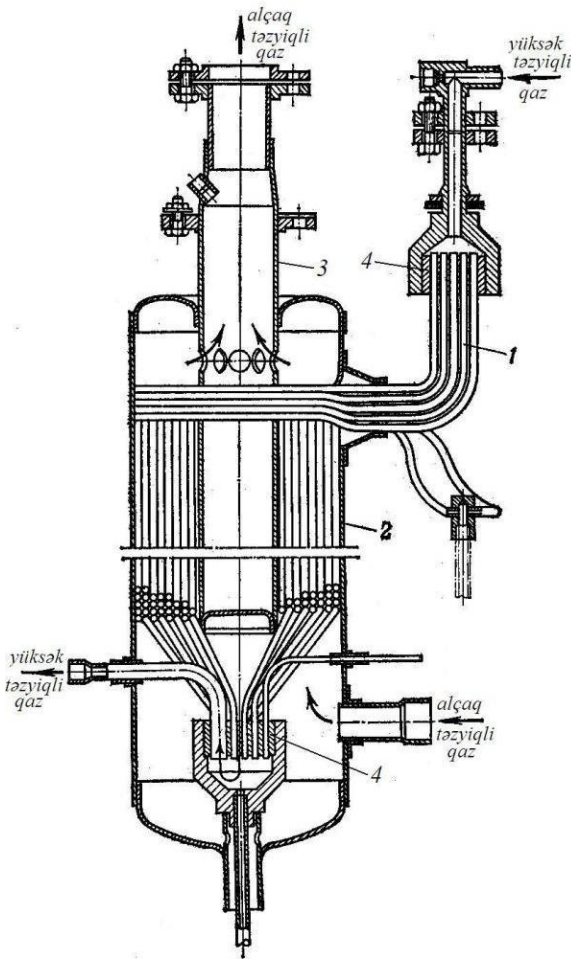
bərkidildiyi yerlərdə kipliyini təmin edirlər. Bu aparatların vahid həcmindəki istilik mübadiləsi səthi, düz borulu istilikdəyişdiricilərdəkindən çoxdur. Düz borulu aparatlara nisbətən burulmuş borulu istilikdəyişdiricilər daha yüksək təzyiqlərdə işləyə bilirlər.

Burulmuş istilikdəyişdiricilər mis, polad və alüminium borulardan hazırlanırlar. Burulmuş istilikdəyişdirici (şəkil 2.56) gövdədə 2 yerləşdirilmiş bir neçə qat hamar borular 1 dolanmış silindrik ürəkciyədən 3 ibarətdir. Boruların ucları kollektorlarda 4 bərkidilirlər. Borular arasındakı araboşluqları məsafə araqatları ilə tənzimlənir. Borularla yüksək təzyiqli qaz buraxılır, borulararası fəzaya isə boruların eninə hərəkət edən alçaq təzyiqli qaz verilir. Alçaq təzyiqli qazdan istilikvermə əmsalı, yüksək təzyiqli qazdakından xeyli kiçik olduğundan, boruların xarici səthləri bəzən qabırğalı hazırlanırlar. Mis burulmuş istilikdəyişdiricilər xarici diametrləri  $d_x < 15 \text{ mm}$ , divarının qalınlığı  $s = 0,75 - 2,5 \text{ mm}$  olan borulardan hazırlanırlar.

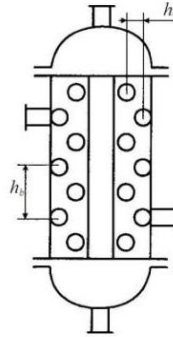
Dolağın nisbi addımı: axının eninə  $t_1 = t_e/d_x = 1,05 - 1,5$ , axın boyu isə  $t_2 = t_b/d_x = 1 - 1,4$  hədlərində olur ( $t_e$  – qonşu qatlardakı boruların oxları arasındakı məsafə (şəkil 2.57);  $t_b$  – axın boyu boruların oxları arasındakı məsafə).

Burulmuş istilikdəyişdiriciləri çoxgirişli hazırlayırlar, özü də dolaq qatının orta diametri artdıqca, hər qatda giriş borularının sayı artır. Belə ki, ürəkciyin yanındakı birinci qatda giriş boruların sayı 2–10, sonuncu qatda isə 30-a çata bilər. Mis və alüminium boruların uzunluqları 16 m-ə, istilik mübadiləsi səthi  $4500 \text{ m}^2$ -a qədər ola bilər.

Özlü mayelərin qızdırılmasında işlədilən digər tipli burulmuş istilikdəyişdiricilər də hazırlanırlar. Gövdəyə nazik  $d_x = 12 \text{ mm}$  borulardan hazırlanmış boru dəsti yerləşdirilir. Borular kollektorlarda və boru şəbəkələrinə müxtəlif üsullarla (qaynaqla, lehimləmə ilə, birləşdirici halqalarla) bərkidilirlər. Bu tip istilikdəyişdiricilər çöküntü verməyən mayelər üçün yararlıdır.



Şəkil 2.56. Burulmuş borulu istilikdəyişdirici aparat:  
1-borular; 2-gövdə; 3-silindrik ürəkciik; 4-kollektor



Şəkil 2.57. Hesabi sxem

## 2.9. Vərəq materiallardan hazırlanan istilikdəyişdiricilər

Kimya sənayesində gövdə-borulu istilikdəyişdiricilərin daha çox yayılmasına baxmayaraq, istilik mübadiləsi səthi vərəq materialdan hazırlanmış, əsasən lövhəli və spiral aparatlar da geniş işlədilir. Borulardan hazırlanan istilikdəyişdiricilərin

konstruksiyalarının sadəliyinə, təzyiqin və mühitin temperaturunun kifayət qədər geniş diapazonunda istifadəsinin mümkünlüyünə baxmayaraq, onların bir sıra ciddi çatışmazlıqları vardır. Gövdə-borulu aparatların geniş tip-ölçülərdə hazırlanma texnologiyası müəyyən çətinliklərlə əlaqədardır. Unifikasiya əmsalı, yəni bütün ölçü sırası üçün eyni olan düyün və hissələrin aparatdakı ümumi düyün və hissələrə olan nisbəti bu istilikdəyişdiricilər üçün 0,13 təşkil edir. Müqayisə üçün həmin əmsal lövhəli istilikdəyişdiricilərdə 0,9-a bərabərdir.

Vərəqdən hazırlanmış aparatlarla müqayisədə gövdə-borulu istilikdəyişdiricilərin metal tutumluluğu çoxdur. Bu və digər bir sıra üstünlükləri, məsələn təmizlənməsinin asan olması və yüksək effektivliyi vərəq materialdan hazırlanan aparatları daha perspektiv ümumi məqsədli aparatlar halına gətirir.

### **2.9.1. Lövhəli istilikdəyişdiricilər**

Bu aparatların istilik mübadiləsi səthi nazik ştamplanmış büzməli səthli lövhələr yığımindan təşkil olunur. İşçi mühit axını, lövhələrlə yaradılmış səthlərdə nisbətən az enerji sərf etməklə süni turbulentləşdirilir, yəni axının alçaq sürətlərində büzməli lövhələr sayəsində hərəkətin turbulent xarakteri təmin edilməklə, yüksək istilik mübadiləsi əmsalı əldə edilməsinə imkan yaranır. Nəticədə, istilikötürmə prosesini borulu istilikdəyişdiricilər ilə müqayisədə 2–3 dəfə intensivləşdirmək mümkün olur. Təcrübələr göstərmişdir ki, artıq  $Re \geq 50 - 200$  qiymətlərində axının sabitliyi pozulur və turbulent rejimdə hərəkət edir. Seriyalarla hazırlandıqda lövhəli-qabırğalı aparatların istilik mübadiləsi səthinin vahid sahəsinin qiyməti digər tip istilikdəyişdiricilərə nisbətən xeyli aşağıdır.

İstilik mübadiləsi işçi mühitlərin nazik qatlarında baş verdiyindən, onların həcmi və prosesdə olma müddətləri nisbətən kiçik alınır. Ona görə də, termiki sabit olmayan

mühitlər arasında istilik mübadiləsini həyata keçirmək üçün lövhəli aparatlar daha əlverişlidir.

Lövhəli istilikdəyişdiricilərin üstünlüklərinə yüksək effektivliklərini, quraşdırılma və istismarının sadəliyini, kütlə-ölçü göstəricilərinin kiçik olmasını, uzun müddət istismar (20 – 25 il) edilmə mümkünlüyünü, yüksək istilikötürmə əmsalını [ $2400-11630 \text{ Vt/(m}^2 \cdot \text{°C)}$ ] qeyd etmək olar. Onların əsas çatışmazlıqları kimi kipləşdirilən birləşmələrin böyük perimetrli olmasını, istismar temperaturunun və konstruksiyasının möhkəmliyinin nisbətən aşağı olmasını göstərmək olar.

İstilik mübadiləsi səthinin mexaniki təmizlənməsi və həmin səthə nəzarət edilməsi dərəcəsindən asılı olaraq, lövhəli istilikdəyişdiricilər *sökülən*, *yarısökülən* və *sökülməyən* konstruksiyalı olurlar.

Sökülən lövhəli istilikdəyişdiricilər 1 MPa-a qədər təzyiq və  $-20$ -dən  $180 \text{ °C}$  -yə qədər temperatur şəraitlərində istismar edilirlər. Onların istilik mübadiləsi səthi  $1 - 800 \text{ m}^2$  arasında dəyişir. Sökülən lövhəli istilikdəyişdiricilərin lövhələri bir-birindən araqları ilə ayrıldığından daha geniş tətbiq tapmışlar. Bu aparatların quraşdırılması və sökülməsi kifayət qədər tez həyata keçirilir, istilik mübadiləsi səthlərinin təmizlənməsinə az əmək sərf edilir. Sökülən istilikdəyişdiricilər özlü maye mühitlərlə işlədikdə də effektivdirlər. Ehtiyat lövhə və araqları olduqda, aparat yaxşı təmir qabiliyyətliliyi ilə fərqlənir. Bu da onun istismar müddətini artırmağa imkan verir. İstilikdəyişdiricini asanlıqla yenidən yığmaq, yəni lövhələrin sayını artırmaq və ya azaltmaq mümkündür. Deməli, hətta istismar rejimləri dəyişdikdə belə, aparatı optimal hidrodinamik və istilik rejimlərinə uyğun yığmaq olur.

Yarısökülən lövhəli istilikdəyişdiricilərin lövhələri cüt-cüt kasetlər halında lazer qaynaqla qaynaq edilirlər. Kasetlər vahid paket halında kənar lövhələr vasitəsilə sancaqların köməyi ilə yığılırlar. İki qonşu kasetlər arasındakı boşluq,

sökülən aparatlarda olduğu kimi, araqları ilə kipləşdirilir. Bu halda kipləşdirilən birləşmələrin sayı iki dəfə azalır.

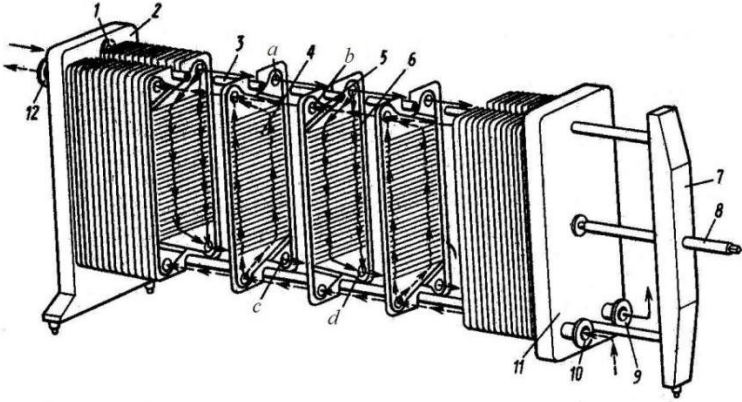
Bu tip aparatlar istilikdaşıyıcılardan biri yüksək təzyiqli və ya temperaturu, eləcə də qorxulu maddə olduqda işlədilir. Həmin axın qaynaq olunmuş lövhələrin yaratdığı kanallarla, yəni kassetlərin içi ilə hərəkət etməklə, istilik mübadiləsi səthini mexaniki təmizlənmə tələb edən çöküntülərlə çirkəndirməməlidir. Kassetlər arası kanalla hərəkət edən axın tərəfdən istilik mübadiləsi səthinin mexaniki təmizlənməsi mümkündür. Bu tip aparatlar qaynaq olunmuş boşluqda 0,002 – 1,6 MPa, sökülən boşluqda isə 0,002 – 1,0 MPa təzyiqlərdə və işçi mühitlərin –20-dən 200 °C -dək temperaturlarında istismar edilir. Onların istilik mübadiləsi səthi 12,5 – 320 m<sup>2</sup> arasında dəyişir.

Sökülməyən aparatların lövhələri bir-birinə qaynaq olunur. Onlar 0,002–4 MPa təzyiq və –70-dən 300°C-dək temperatur şəraitlərində istismar edilir. Bu aparatların istilik mübadiləsi səthi 12,5 – 320 m<sup>2</sup> arasında dəyişir. Sökülməyən lövhəli istilikdəyişdiricilər istilikötürücü səthlərin kimyəvi təmizlənməsi mümkün olduqda və ya mühitlər çöküntü vermədikdə istismar edilir.

Sökülən aparatlar bərk hissəciklərin ölçüləri 4 mm-dən çox olmayan çirklili mühitlərlə işləyə bilirlər.

Sökülən lövhəli istilikdəyişdiricilər beş icrada hazırlanırlar: konsol çərçivədə tək lövhələrlə; ikidayaqlı çərçivədə tək lövhələrlə; üçdayaqlı çərçivədə tək lövhələrlə; ikidayaqlı çərçivədə cütləşdirilmiş lövhələrlə; üçdayaqlı çərçivədə cütləşdirilmiş lövhələrlə.

Şəkil 2.58-də ikidayaqlı çərçivədə (II icra) sökülən lövhəli istilikdəyişdirici göstərilmişdir. Aparat üst və alt üfqi ştanqlarda 3 yerləşdirilmiş bir sıra lövhələrdən 4 ibarətdir. Ştanqların ucları tərənəmz lövhə 2 və dayaqda 7 bərkidilir. Vint 8 və sıxıcı lövhənin 11 köməyilə istilikötürmə lövhələri 4 paket halında sıxılır, bu halda araqlarının 5,6 iştirakı ilə



Şəkil 2.58. İkidayaqlı çərçivədə sökülən lövhəli istilikdəyişdirici:  
1,9,10,12-ştuserlər; 2-tərpənməz lövhə; 3-ştanqlar; 4-lövhə; 5,6-araqatı; 7-  
dayaq; 8-vint; 11-sıxıcı lövhə; a, b, c, d-keçid dəşikləri

lövhlərarası boşluğun kipliyi təmin edilir.

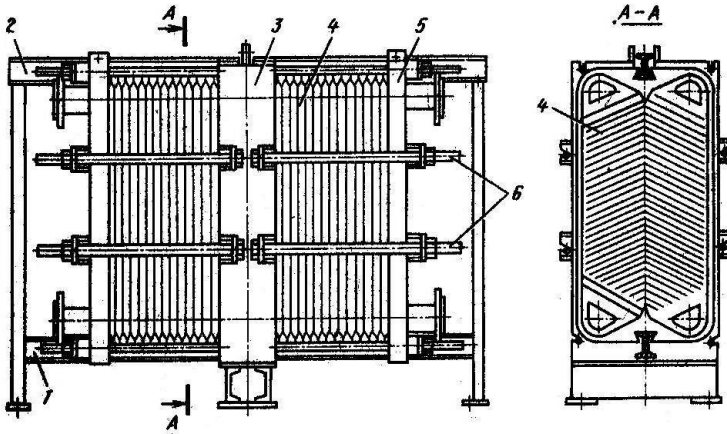
İstilik mübadiləsi lövhələrinin dörd keçid dəşikləri (*a, b, c, d*) vardır. Onlar biri digərindən təcrid olunmuş iki kanallar sistemini əmələ gətirirlər. Lövhələri və kanalları kipləşdirmək üçün rezin araqatları nəzərdə tutulmuşdur. Araqatı 6 lövhənin konturu boyu yarığa yerləşdirilir və lövhədəki iki deşiyi əhatə edir. Həmin dəşiklərlə qonşu lövhələr arasındakı büzməli səthə istilikdaşıyıcı verilir və kənarlaşdırılır. O biri araqatları 5 isə lövhədəki digər iki deşiyi kipləşdirir və istilikdaşıyıcının kanalla hərəkətini təmin edir.

İstilikdaşıyıcıların aparata girişi və çıxışı tərpənməz və tərpənən lövhələrdəki ştuserlərlə 1, 9, 10, 12 həyata keçirilir.

Üçdayaqlı çərçivədə yerləşdirilmiş (icra 3) sökülən aparat üst 2 və alt 1 üfqi ştanqlar bərkidilmiş (şəkil 2.59) tərpənməz lövhədən 3 ibarətdir. Ştanqlarda istilik mübadiləsi lövhələri 4 və tərpənən lövhə 5 yerləşdirilir. Lövhələr paketi sıxıcı boltlarla 6 sıxılır.

Kanallarında işçi mühit ancaq bir istiqamətdə hərəkət edən lövhələr qrupu *paket* adlanır. Tərpənən və tərpənməz lövhələr





Şəkil 2.59. Üçdayaqlı çərçivədə yerləşdirilmiş lövhəli istilikdəyişdirici: 1,2-alt və üst ştanqlar; 3,5-tərpənməz və tərpənən lövhələr; 4-lövhə; 6-sıxıcı bolt.

arasında sıxılmış bir və ya bir neçə paket *bölmə* adlanır.

Lövhələrin kanallar və paketlərlə yığılması simmetrik (hər iki işçi mühit üçün eyni) və qeyri-simmetrik ola bilər. Lövhələrin və işçi mühitlərin hərəkət istiqamətlərinin uyğunlaşdırılmasını müstəvi sxemlərdə təsvir etmək qəbul olunmuşdur.

Ümumi halda lövhələrin uyğunlaşdırılma sxemini belə işarə edirlər:

$$S_x \left[ \sum_{i=1}^k m_1^i / \sum_{j=1}^n m_2^j \right],$$

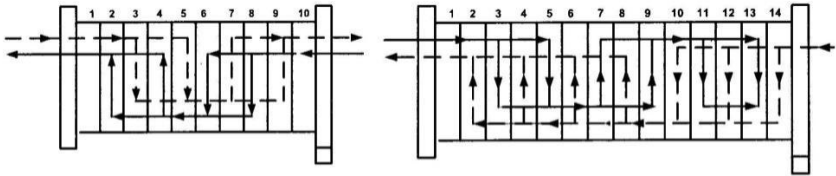
burada  $m_1$ ,  $m_2$  – uyğun olaraq soyudulan və qızdırılan istilikdaşıyıcılar üçün paketdə kanalların sayı;  $k$ ,  $n$  – soyudulan və qızdırılan istilikdaşıyıcılar üçün aparatda ardıcıl birləşdirilmiş paketlərin sayı.

Şəkil 2.60-da təsvir olunmuş istilikdəyişdiricidə lövhələr hər biri bir istilikdaşıyıcı üçün olmaqla, iki simmetrik paket şəklində  $S_x [(2+2)/(2+2)]$  işarəsinə uyğun yığılmışdır.

İstilikdaşıyıcının verilmiş sərfində paketdəki lövhələrin

sayını seçməklə, lövhələr arası kanallarda lazımı hərəkət sürəti əldə edilir.

Əgər istilikdaşıyıcıların sərtləri xeyli fərqlənirsə, kanalların hidravliki müqavimətlərini sabit saxlamaq üçün lövhələrin qeyri-simmetrik yığılma sxemindən istifadə edilir; bu halda

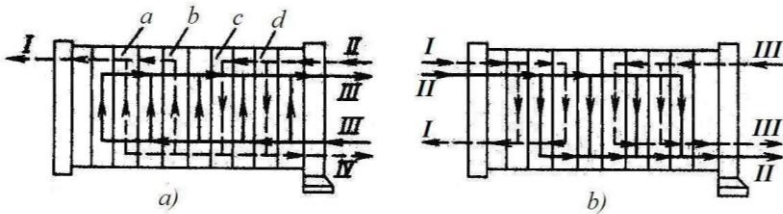


Şəkil 2.60. Lövhələri iki simmetrik paket şəklində yığılma sxemi

Şəkil 2.61. Lövhələrin qeyri-simmetrik yığılması

hər bir istilikdaşıyıcı üçün kanalların və paketlərin sayı eyni olmur. Məsələn, istilikdəyişdiricinin  $Sx[(2+2+2)/(4+3)]$  sxemi ilə yığılmasını (şəkil 2.61) göstərmək olar.

Kondensləşməyən qaz qarışığında buxarların kondensləşməsi üçün  $Sx[(m'_1 + m''_1)/m_2]$  yığılma sxemindən (şəkil 2.62,a) istifadə edilir. Kondensləşmiş faza IV buxar-qaz qarışığında birinci paketin *c* və *d* kanallarında ayrılır və aparatdan kənarlaşdırılır, kondensləşməmiş qazlar I ikinci



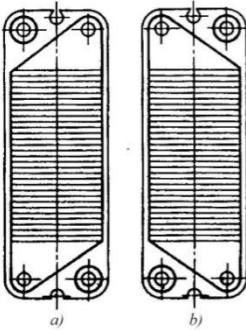
Şəkil 2.62. Xüsusi lövhəli istilikdəyişdiricilərin sxemləri: a-kondensator: I-kondensləşməmiş qaz; II-qaz qarışığı; III-soyuducu axın; IV-kondensat; b-üç axın üçün istilikdəyişdirici

paketin *a* və *b* kanallarına daxil olur, soyudulur və aparatdan çıxarılırlar. Soyudan faza III (su) bir paketin kanalları ilə

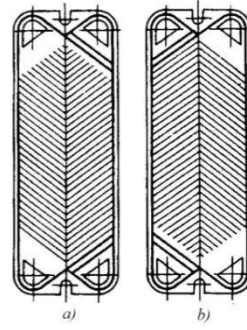
hərəkət edirlər. Buxar-qaz qarışığının belə kondensatorları standart gövdə-borulu aparatlara nisbətən daha yüksək istilikvermə əmsalı ilə işləyirlər.

Lövhəli istilikdəyişdiricilər ikiaxınlı və çoxaxınlı ola bilərlər, yəni iki işçi axın arasında istilik mübadiləsi (ikiaxınlı), eləcə də bir aparatda üç və daha çox mühitlər arasında istilik mübadiləsi üçün tətbiq oluna bilərlər. Şəkil 2.62,b-də bölmələrin uyğunlaşdırılması ilə üç axın arasında istilik mübadiləsi uyğun zonalarda həyata keçirilən çoxbölməli aparat göstərilmişdir.

İstilik mübadiləsi lövhələrində istilikdaşıyıcılar üçün dəşiklər diaqonal (şəkil 2.63) və birtərəfli (şəkil 2.64) yerləşdirilə bilərlər; hər ikisini sağ və sol hazırlayırlar. Paketdə sağ və sol lövhələrin bir-birini əvəzləməsi sayəsində iki təcrid olunmuş kanallar sistemi yaradılır.



Şəkil 2.63. Deşikləri diaqonal yerləşdirilmiş lövhə: a-sol; b-sağ



Şəkil 2.64. Deşikləri birtərəfli yerləşdirilmiş lövhə: a-sol; b-sağ.

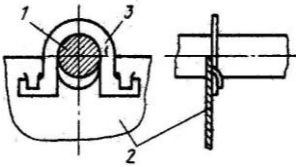
Deşikləri birtərəfli yerləşdirilmiş lövhələr qarşılıqlı əvəz olunurlar. Yığılma zamanı sağ lövhələr onları sol lövhələrə nəzərən  $180^\circ$  döndərməklə əldə edilir. Deşikləri diaqonal yerləşdirilmiş sağ və sol lövhələr arasındakı yerləşdirilməsi ilə fərqlənirlər. Ona görə də qarşılıqlı əvəz olunmurlar.

İstilik mübadiləsi lövhələrindən başqa aparatlarda paketlərin sonunda yerləşdirilən sərhəd lövhələrindən də istifadə edilir.

Seriyalarla buraxılan lövhəli istilikdəyişdiricilər qalınlığı 1 mm olan vərəq metaldan ştamplanmış lövhələrdən komplektləşdirilir.

Adətən lövhələrin büzmələri kəsikdə hündürlüyü 4 – 7 mm və oturaçağının uzunluğu 14–30 mm (özlü mayelər üçün 75 mm-ə qədər) olan bərabərtərəfli üçbucaq profiline malik olurlar. Büzmələri üfqı, cınağı naxışlı, üfqə nəzərən bucaqaltında və s. hazırlayırlar. Lövhənin materialı kimi sinklənmış və ya korroziyaya dayanıqlı yüksək legirli polad və ərintilər, titan ərintiləri, alüminium və başqa materiallardan istifadə edilir.

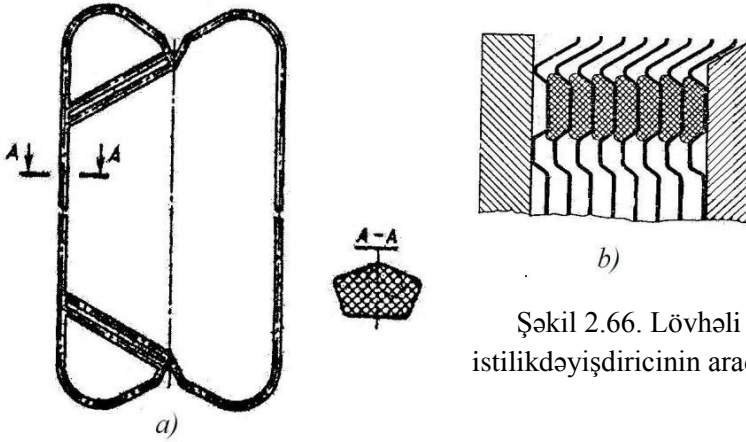
Sökülən istilikdəyişdiricilərdə lövhələri 2 (şəkil 2.65) adətən bəndlə 3 üst ştanqda 1 bərkidirlər. Alt ştanq lövhələrin kütlələrindən heç bir yük daşımır və ancaq onların verilmiş vəziyyətlərini saxlamaq üçündür. Lövhələrin belə bərkidilməsi tərpənən lövhəni və qalan istilik mübadiləsi lövhələrini çıxarmadan lazımi lövhəni paketdən asanlıqla



Şəkil 2.65. Lövhənin üst ştanqda bərkidilməsi düynü:  
1-üst ştanq; 2-lövhə; 3-bənd.

çıxarmağa və ya paketə yerləşdirməyə imkan verir.

Lövhəli istilikdəyişdiricilərin araqaatları (şəkil 2.66,a) rezindən hazırlanır və lövhənin yarıqlarında yapışqanla bərkidilir. «Çıxıntı-yarıq» tipli rezin araqaatları geniş tətbiq edilirlər. Bu halda yarığın divarının əks tərəfi qonşu lövhənin araqaatını sıxan çıxıntı (şəkil 2.66,b) əmələ gətirir. Beləliklə də, araqaatının müəyyən yeyilmələrində belə, etibarlı kipləşdirmə təmin edilir. Araqaatları üçün temperatur və mühitin təsirinə dayanıqlı xüsusi rezinlərdən istifadə olunur. İşçi mühitlə araqaatının görüşməsi eni 1–3 mm olan səthdə baş verir, yəni olduqca azdır. Yeyilmiş araqaatları asanlıqla yarıqdan çıxarılır



Şəkil 2.66. Lövhləli istilikdəyişdiricinin araqaatı

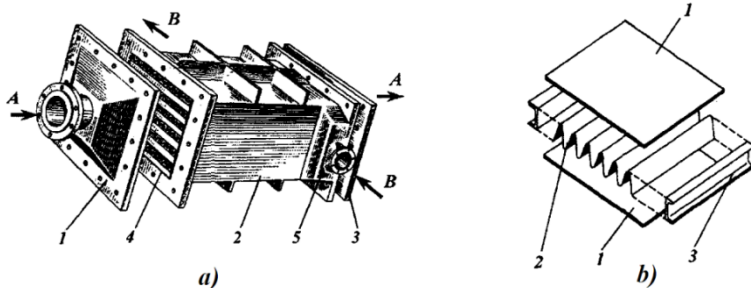
və yenisi ilə əvəzlənir. Lövhləli istilikdəyişdiricilərin dayaqları və sıxıcı lövhələri qalınlığı 8–12 mm olan karbonlu poladdan hazırlanır.

Lövhləli istilikdəyişdirici elementlərinin: sıxıcı, aralıq və istilik mübadiləsi lövhələrinin, ştanqların, sıxıcı boltların, kollektorların, diblərin və qapaqların möhkəmlik hesabları ədəbiyyatlarda [7] verilmişdir.

*Lövhləli-qabırğalı* istilikdəyişdiricilər aparatın məhdud həcmində böyük istilik mübadiləsi səthinə malik olması sayəsində ən yığcam aparatlar sırasına aiddirlər.

Lövhləli-qabırğalı istilikdəyişdirici (şəkil 2.67,a) birinci işçi mühit A üçün paylaşdırıcı 1 və qəbul 3 kameralarından, düzbucaq kəsikli gövdədən 2, istilik mübadiləsi paketindən 4, B işçi mühiti üçün paylaşdırıcı 5 və qəbul kameralarından ibarətdir. A işçi mühiti ştuser vasitəsilə aparata verilir, qabırğalı kanallar arasında paylanır, onlardan keçərək, əks tərəfdəki qəbul kamerasında 3 yığılır və aparatdan çıxarılır. İkinci mühit B 5 kamerinə verilir və kanallarla çarpaz axın rejimində üç gedişli hərəkət edərək, istilikdəyişdiricidən kənarlaşdırılır.

Lövhləli-qabırğalı istilikdəyişdiricinin elementi (şəkil 2.67,b)

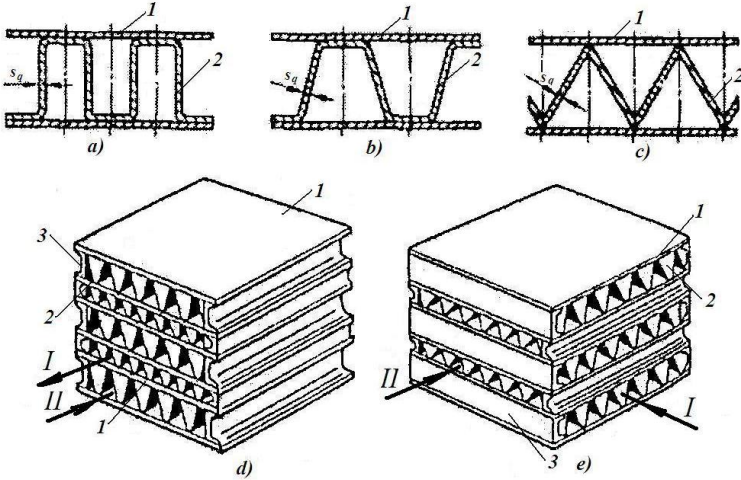


Şəkil 2.67. Açıq qapılı polad lövhəli-qabırğalı istilikdəyişdirici: a- ümumi görünüş: 1,5-paylaşdırıcı kamera; 2-gövdə; 3-qəbul kamerası;4-paket; b-istilik mübadiləsi paketi: 1-hamar lövhə; 2-büzməli vərəq; 3- yan kipləşdirici.

ayrı-ayrı hamar lövhələrdən 1 və onlar arasında yerləşdirilmiş istənilən konfigurasiyalı büzməli vərəqlərdən (doldurmalar) 2 ibarətdir. Üçbucaq və düzbucaq kanallar (268,a) yaradan qabırğalı səthlər daha geniş yayılmışlar. Boşluq iki tərəfdən yan kipləşdiricilərlə 3 (şəkil 2.67,b) bağlanır.

Elementlər paketlər halında yığılır və xüsusi tərtibatla sıxılır, sonra isə lehimləmə və ya qaynaqla sökülməyən blok yaradılır. Nəticədə qabırğalı istilik mübadiləsi səthi olan kiçik ölçülü iki qrup kanallar əmələ gəlir, istilikdaşıyıcılar bir sıra xırda axınlara bölünərək həmin kanallarla hərəkət edir. Aparat istənilən sayda lövhələrdən yığıla bilər.

Lövhəli-qabırğalı istilikdəyişdiricilərdə mənfi temperaturlardan 250°C temperatura qədər adətən alüminium ərintilərindən, 250–650°C temperaturalarda isə titan və müxtəlif markalı karbonlu və legirli poladlardan istifadə edilir. Maye və su buxarı üçün nəzərdə tutulmuş alüminium ərintilərindən olan aparatlarda qabırğaların hündürlüyü 3–7 mm, qazvarı mühitlər üçün – 7–15 mm olurlar. Qabırğaların qalınlığı 0,1–0,8 mm, lövhələrininki isə 0,7–1,5 mm-dir. Belə istilikdəyişdiricilərdə artırılmış səthli iki paralel vərəqlə məhdudlanmış, vahid həcmə



Şəkil 2.68. Lövhəli-qabırğalı aparatın istilik mübadiləsi paketi: I,II – istilikdaşıyıcılar; kanallar: a-düzbucaq; b-trapes; c-üçbucaq; d-əks axın; e-çarpaz axın;1-lövhə; 2-doldurma; 3-yan kipləndirici.

aid edilmiş, tam istilik mübadiləsi səthinin sahəsi  $620-1840\text{m}^2/\text{m}^3$  təşkil edir, özü də qabırğaların payı tam səth sahəsinin 50–90%-nə çatır.

Lövhəli-qabırğalı istilikdəyişdiricilərdə düz axın, əks axın (şəkil 2.68,d) və çarpaz axın (şəkil 2.68,e) həyata keçirilə bilər.

Lövhəli-qabırğalı aparatlarda təzyiqdən, eləcə də temperatur deformasiyalarından və birləşdirici boru kəmərləri vasitəsilə ötürülən deformasiyalardan xeyli gərginliklər yaranır. Ona görə də yüksək təzyiqlərdə ən kəsiyi böyük olmayan bloklardan istifadə olunur və ya kiçik ölçülü bir neçə kollektor işlədilir.

### 2.9.2. Lövhəli istilikdəyişdiriciyə aid məsələlər həlli

**Məsələ 1.** Yağlı turşuları su buxarı ilə qızdırmaq üçün lövhəli istilikdəyişdiricini hesablamalı və seçməli. Hidravliki müqaviməti tapmalı.

*İlkin verilənlər.* Su buxarı: temperaturu  $t_1 = 158^\circ\text{C}$ ; Doyma

xəttində suyun sıxlığı  $\rho_1 = 908 \text{ kq/m}^3$ , dinamik özlülüüyü  $\mu_1 = 0,000177 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ , istilikkeçiriciliyi  $\lambda_1 = 0,683 \text{ Vt/(m}\cdot\text{°C)}$ , və istilik tutumu  $c_1 = 4340,1 \text{ C/kq}\cdot\text{°C}$ ; buxarlanma istiliyi  $r_1 = 2095 \text{ kC/kq}$ ; su buxarının təzyiqi  $p_1 = 0,6 \text{ MPa}$ ; yağlı turşu: sərfi  $G_2 = 20,0 \text{ t/gün} = 0,2314 \text{ kq/s}$ , sıxlığı  $\rho_2 = 920 \text{ kq/m}^3$ , dinamik özlülüüyü  $\mu_2 = 0,00025095 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ , istilikkeçiriciliyi  $\lambda_2 = 0,15 \text{ Vt/(m}\cdot\text{°C)}$ , istilik tutumu  $c_2 = 2304,5 \text{ C/(kq}\cdot\text{°C)}$ , başlanğıc temperaturu  $t_{b2} = 30^\circ\text{C}$  və son temperaturu  $t_{s2} = 120^\circ\text{C}$ .

*Həlli.* Hesabatı aşağıdakı ardıcılıqla aparırıq.

◆ Aparatın istilik yükü:

$$Q = G_2 c_2 (t_{s2} - t_{b2}) = 0,2314 \cdot 2304,5 (120 - 30) = 47993,5 \text{ Vt};$$

◆ Su buxarının sərfi:

$$G_1 = \frac{Q}{r_1} = \frac{47993,5}{2095000} = 0,0229 \frac{\text{kq}}{\text{s}};$$

◆ Temperaturların orta fərq

$$\begin{array}{ccc} t_{b1} = 158^\circ\text{C} & \xrightarrow{\text{su buxarı}} & t_{s1} = 158^\circ\text{C} \\ t_{s2} = 120^\circ\text{C} & \xleftarrow{\text{yağlı turşu}} & t_{b2} = 30^\circ\text{C} \\ \Delta t_k = 38^\circ\text{C} & & \Delta t_b = 128^\circ\text{C} \end{array}$$

$\Delta t_b / \Delta t_k = 128 / 38 = 3,37 > 2$  olduğundan temperaturların orta loqarifmik fərqi (2.22) ifadəsilə hesablanır:

$$\Delta t_{or} = \frac{\Delta t_b - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_b}{\Delta t_k}} = \frac{128 - 38}{\ln \frac{128}{38}} = 74,1^\circ\text{C}.$$

İstilikötürmə əmsalının təqribi qiymətini  $K_{təq.} = 230 \text{ Vt/(m}^2 \cdot \text{°C)}$  (cədvəl 2.5) qəbul edərək, tələb edilən istilik mübadiləsi səthinin təqribi qiymətini hesablayaq:

$$A_{təq.} = \frac{Q}{K_{təq.} \Delta t_{or}} = \frac{47993,5}{230 \cdot 74,1} = 2,82 \text{ m}^2.$$

SSSSU

Səthinin sahəsi  $a = 0,3 \text{ m}^2$  olan lövhələrdən ibarət aparat [3, (cədvəl 3.56)] seçirik. Cədvəldən görüldüyü kimi hesablanmış səthə yaxın standart lövhəli aparatın istilik mübadiləsi səthinin sahəsi  $A_s = 3 \text{ m}^2$ -ə bərabərdir. Bu halda lövhələrin sayı 12 ədədə (2-si kənar lövhələrdir) bərabərdir.

Sökülən lövhəli istilikdəyişdiricinin konstruktiv xarakteristikaları:

- lövhənin qabarit ölçüləri: uzunluğu  $L = 1370 \text{ mm}$ ; eni  $B = 300 \text{ mm}$ ; qalınlığı  $\delta_d = 1 \text{ mm}$ ;
- kanalın göstəriciləri: ekvivalent diametri  $d_e = 80 \text{ mm}$ ; en kəsik sahəsi  $a_k = 0,0011 \text{ m}^2$ ; gətirilmiş uzunluğu  $L_g = 1,12 \text{ m}$ ;
- ştuserlərin şərti keçid diametrləri  $D_s = 65 \text{ mm}$ .



Seçilmiş aparatın dəqiqləşdirilmiş hesabını apararaq, yəni istilikötürmə əmsalının hesabi qiymətini taparaq. Bunun üçün istilikvermə əmsalları hesablanmalıdır.

*Lövhə divarından yağlı turşulara istilivermə əmsalı  $\alpha_2$ - ni taparaq.*

◆ yağlı turşuların kanallardakı sürəti

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \frac{N}{2} \alpha_k} = \frac{0,2314}{920 \cdot \frac{12}{2} \cdot 0,0011} = 0,0381 \text{ m/s}$$

◆ Reynolds ədədi

$$Re_2 = \frac{w_2 d_e \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,0381 \cdot 0,008 \cdot 920}{0,00025095} = 1117,692 > 100,$$

deməli, turbulent rejimdir. Bu hal üçün (1.44) düsturundan istifadə etmək olar:

$$Nu = a Re^b Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{div.}} \right)^{0,25}; \quad \alpha_2 = Nu \frac{\lambda_2}{d_e}.$$

◆ Onda istilikvermə əmsalı

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_2}{d_e} a Re_2^b Pr_2^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{div.}} \right)^{0,25},$$

burada turbulent rejim üçün  $a=0,1$ ,  $b=0,73$ ;

Prandtl ədədi:

$$Pr_2 = \frac{c_2 \mu_2}{\lambda_2} = \frac{2304,5 \cdot 0,00025095}{0,15} = 3,854.$$

$(Pr/Pr_{div.})=1$  qəbul etsək, alırıq:

$$\alpha_2 = \frac{0,15}{0,008} \cdot 0,1 \cdot (1117,692)^{0,73} \cdot 3,854^{0,43} = 562,5 \text{ Vt}/(m^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

*Kondensləşən su buxarından lövhə divarına istilikvermə əmsalı  $\alpha_1$ :*

◆ gətirilmiş uzunluğu  $L_g=1,12$  m olan kanallarda Re ədədi:

$$Re_1 = \frac{G_1 L_g}{\mu_1 A} = \frac{0,0229 \cdot 1,12}{0,000177 \cdot 3} = 48,3.$$

◆ istilikvermə əmsalını (1.49) düsturu ilə hesablamaq üçün

$\Delta t = (t_{kond.} - t_{div.}) \geq 10^\circ\text{C}$  qəbul edirik.

$$Nu = a Re^{0,7} Pr^{0,4}; \quad Nu = \frac{\alpha_1 L_g}{\lambda_1},$$

burada  $a$  – lövhənin tipindən asılı olan əmsal; lövhənin sahəsi  $0,3 \text{ m}^2$  üçün  $a=322$ .

Prandtl ədədi:  $Pr = \frac{c_1 \mu_1}{\lambda_1} = \frac{4340,1 \cdot 0,000177}{0,683} = 1,12.$

$$\alpha_1 = \frac{0,683}{1,12} \cdot 322 \cdot (48,3)^{0,7} \cdot (1,12)^{0,4} = 3090 \text{ Vt}/(m^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

*İstilikötürmə əmsalının qiyməti (2.18) düsturu ilə hesablanır. Çirkəlin termiki müqavimətlərinin  $r_l = 0,00009 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Vt}$  və*

$r_2 = 0,00017 \text{ m}^2 \cdot \text{°C} / \text{Vt}$  qiymətlərini cədvəl 2.2-dən götürürük. Onda istilikötürmə əmsalı bərabərdir:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_1 + \frac{\delta_d}{\lambda_d} + r_2 + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{3090} + 0,00009 + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{17,45} + 0,00017 + \frac{1}{562,5}} = 413,4 \frac{\text{Vt}}{\text{m}^2 \cdot \text{°C}}$$

$\Delta t$ -nin qəbul olunmuş qiymətinin düzgünlüyünü (1.68) ifadəsilə yoxlayaq:

$$\Delta t = \frac{K \Delta t_{or}}{\alpha_1} = \frac{413,4 \cdot 74,1}{3090} = 9,91 \text{°C} < 10 \text{°C},$$

yəni şərt ödənilmir, ancaq  $\Delta t$ -nin hesabi və qəbul olunmuş qiymətləri arasındakı fərq olduqca kiçik ( $< 0,1 \text{°C}$ ) alındığından hesabı yenidən aparmırıq.

Tələb olunan istilikötürmə səthi bərabərdir:

$$A = \frac{Q}{K \Delta t_{or}} = \frac{47993,5}{413,4 \cdot 74,1} = 1,57 \text{ m}^2$$

Deməli, səthi  $A_s = 3 \text{ m}^2$  olan seçilmiş lövhəli aparat prosesi aparmaq üçün qəbul edilə bilər. Bu halda ehtiyat:

$$\Delta = \frac{A_s - A}{A} 100\% = \frac{3 - 1,57}{1,57} 100\% = 91\% \quad \text{təşkil edir.}$$

Bu aparatı seçdikdə  $a = 0,3 \text{ m}^2$  lövhəli standart istilikdəyişdiricinin istilik mübadiləsi səthinin sahəsinin minimal qiymətinin  $3 \text{ m}^2$  olduğu nəzərə alınmışdır.

*Hidravliki müqavimətin hesabı.* Ştuserlərdəki hidravliki müqavimət kanallardakından xeyli kiçik olduğundan, əsasən lövhələrin kanallarındakı hidravliki müqavimət hesablanır.

Lövhələrin kanallarındakı hidravliki müqavimət aşağıdakı düsturla hesablanır [3,16]:

$$\Delta p = X \zeta \frac{L_g \rho \omega^2}{d_e 2}$$

burada  $X$  – ardıcıl işləyən paketlərin sayı, bizim hal üçün  $X = 1$ ; turbulent axın üçün  $\zeta = \frac{a_2}{Re^{0,25}}$ ;  $a_2$  – lövhənin sahəsindən asılı olan əmsal,  $0,3 \text{ m}^2$  sahəli lövhə üçün  $a_2 = 19,3$ .

Buxarın lövhələrarası fəzanı tam doldurduğunu qəbul edərək, onun üçün hidravliki müqaviməti hesablayaq.

♦ buxarın sürəti:

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_b \left(\frac{N}{2}\right) a} = \frac{0,0229}{3,258 \cdot \frac{12}{2} \cdot 0,0011} = 1,06 \frac{\text{m}}{\text{s}},$$

burada  $\rho_b = 3,258 \text{ kq/m}^3$  – su buxarının sıxlığı [3].

◆ Reynolds kriteri

$$Re_1 = \frac{w_1 d_e \rho_b}{\mu_b} = \frac{1,06 \cdot 0,008 \cdot 3,258}{0,0000146} = 1892,$$

burada  $\mu_b$  – buxarın dinamik özlülüyü, Pa·s [3].

Onda 
$$\xi_1 = \frac{a_2}{Re_1^{0,25}} = \frac{19,3}{1892^{0,25}} = 2,93$$

və 
$$\Delta p_1 = 1 \cdot 2,93 \cdot \frac{1,12 \cdot 3,258 \cdot 1,06^2}{0,008 \cdot 2} = 750 \text{ Pa}.$$

Yağlı turşular üçün hidravliki müqaviməti hesablayaq:

$$\xi_2 = \frac{a_2}{Re_2^{0,25}} = \frac{19,3}{1117,692^{0,25}} = 3,34$$

və 
$$\Delta p_2 = 1 \cdot 3,34 \cdot \frac{1,12 \cdot 920 \cdot 0,0381^2}{0,008 \cdot 2} = 312 \text{ Pa}.$$

**Məsələ 2.** Məsələ 1-də seçilmiş lövhəli istilikdəyişdiricinin mexaniki hesabını aparmalı.

*İlqverilənlər.* Təzyiqlər: buxar tərəfdən  $p_1 = 0,6$  MPa; yağlı turşular tərəfdən  $p_2 = 0,2$  MPa; aparatda temperatur  $t = 120$  °C; Lövhənin materialı 10X17H13M2T poladı; lövhənin markası ПР–3.

*Həlli:* Bolt yükünün tapılması və sıxıcı boltların hesabı. Kipləşdirmənin kipliyini təmin etmək üçün lazım olan boltların oxboyu qüvvəsi aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$P_{b1} = \pi D_{o.k.} b_o q$$

burada  $q = 3$  MPa – araqatına düşən xüsusi yük;  $b_o = b = 0,014$  m – araqatın eni;  $\pi D_{o.k.} = L_a$  – kipləşdirmənin orta uzunluğu, bərabərdir:

$$L_a = 2(L - b) + 2(B - b)$$

burada  $L = 1370$  mm – lövhənin uzunluğu;  $B = 300$  mm – lövhənin eni. Onda:

$$L_a = 2(1370 - 14) + 2(300 - 14) = 3284 \text{ mm} = 3,284 \text{ m};$$

$$P_{b1} = \pi D_{o.k.} b_o q = 3,284 \cdot 0,014 \cdot 3 = 0,1379 \text{ MN}.$$

Boltların möhkəmliyi bu şərtlə yoxlanılır:

$$\sigma = \frac{1,3P_{b1}}{n a_b} \leq [\sigma]_b,$$

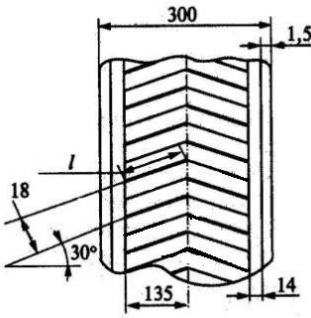
burada  $n = 8$  – boltların sayı;  $a_b = (0,95d_b)^2 \cdot \pi/4$  – yivin daxili diametri üzrə boltun en kəsik sahəsi;  $d_b = 0,022$  m – qəbul olunmuş boltun diametri;  $[\sigma]_b = 139,8$  MPa – 120 °C-də boltun materialı üçün buraxılan gərginlik.

Deməli, 
$$a_b = \frac{3,14}{4} (0,95 \cdot 0,022)^2 = 0,00034 \text{ m}^2$$

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 0,1379}{8 \cdot 0,00034} = 65,9 \text{ MPa.}$$

$\sigma = 65,9 \text{ MPa} < [\sigma] = 139,8 \text{ MPa}$  olduğundan boltun möhkəmliyi təmin edilir.

*Lövhnin qalınlığının hesabı.* Lövhnin büzmələrlə məhdudlanmış elementini ayıraq. Bu elementin eni, büzmələrarası addıma –  $b_b=18 \text{ mm}$ -ə bərabərdir. Elementin uzunluğu bərabərtərəfli üçbucağın hipotenuzu kimi (şəkil 2.70) hesablanır:



Şəkil 2.70. Lövhnin elementi

$$l = \frac{135}{\cos 30^\circ} = \frac{135}{0,86} = 157 \text{ mm.}$$

Perimetri boyu sərt bərkidilmiş düzbucaq düz divar üçün lövhnin qalınlığını aşağıdakı düsturla tapırlar [3,17]:

$$s = kb_b \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} + c$$

$p=0,6 \text{ MPa}$  – daxili hesabi izafi təzyiq (mühit partlayış və yanğın təhlükəli, eləcə də zəhərli olmadığından işçi təzyiqə bərabər görürülmüşdür);  $c = 0,3 \text{ mm}$  – korroziya və eroziyaya görə

edilən konstruktiv əlavə;  $k = f\left(\frac{l}{b_b}\right) = f\left(\frac{157}{18}\right) = f(8,72)$  – əmsal.

Qrafikdən [3]  $k = 0,5$  tapırıq.  $[\sigma] = \eta \sigma^* = 1 \cdot 149,6 = 149,6 \text{ MPa}$ . burada  $\eta = 1$  – düzəliş əmsalı [11];  $\sigma^* = 149,6 \text{ MPa} - 10X17H13M2T$  poladı üçün  $120^\circ\text{C}$ -də buraxılan gərginlik.

Deməli lövhnin qalınlığı:

$$s = 0,5 \cdot 0,018 \sqrt{\frac{0,6}{149,6}} + 0,0003 = 0,00086 \text{ m} = 0,86 \text{ mm.}$$

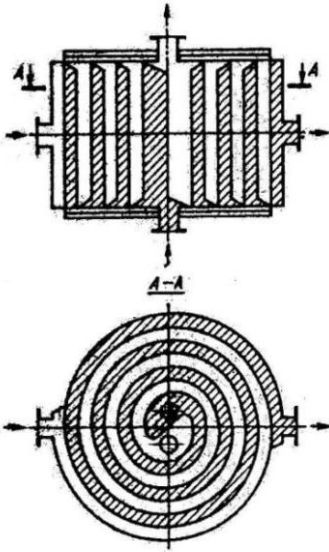
Lövhnin qəbul olunmuş  $1 \text{ mm}$  qalınlığı  $0,6 \text{ MPa}$  təzyiqdə onun möhkəmliyini təmin edir.

### 2.9.3. Spiral istilikdəyişdiricilər

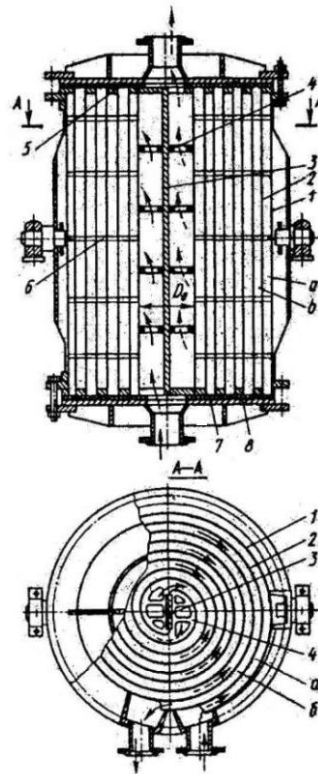
Spiral istilikdəyişdiricilərin istilik mübadiləsi səthləri  $10 - 100 \text{ m}^2$  arasında dəyişməklə, vakuüm altında və  $1 \text{ MPa}$ -a qədər təzyiqlərdə işçi mühitlərin temperaturları  $-20 \div 200^\circ\text{C}$

arasında dəyişdikdə işlədilir. Bu aparatlarda müxtəlif aqreçat halında olan işçi mühitlər arasında istilik mübadiləsi həyata keçirilə bilər. Spiral aparatlar hazırlanmasının sadəliyinə və konstruksiyasının yığcamlığına görə istehsalatda geniş yayılmışdır. Bu aparatda istilikdaşıyıcılardan biri (şəkil 2.71) aparatın kənar kanalına daxil olur və spiral üzrə hərəkət edərək, mərkəzi üst kanaldan çıxır.

Digər istilikdaşıyıcı mərkəzi alt kanala daxil olur və kənar kanaldan çıxır. Spiral istilikdəyişdiricilərdə istilik mübadiləsi səthi qalınlığı 3,5–6 mm və eni 400–1250 mm olan iki polad zolaqlarla (şəkil 2.72) yaradılır. Düzbucaq profilli *a* və *b* kanallarını əldə etmək üçün zolaqlar spiral şəkildə bükürlər.



Şəkil 2.71. Spiral istilikdəyişdiricilərdə istilikdaşıyıcıların hərəkət sxemləri



Şəkil 2.72. Spiral istilikdəyişdirici: 1,2-polad zolaqlar; 3-uzununa aralayıcı; 4-aralayıcı disk; 5-məsafə saxlayıcısı; 6-ştift; 7-araqatı; 8-qapaq; a,b-kanallar

Həmin kanallarla istilikdaşıyıcılar əksaxınla hərəkət edir. Aparatın mərkəzində spiralların birinci dolaqları uzununa ayırıcı lövhənin 3 kənarlarına qaynaq edirlər. Aparata sərtlik vermək üçün spiralların səthi boyu 70 – 100 mm addımla ştiftlər 6 qaynaq edilmişdir. Ştiftlərdən başqa spirali doladıqda onun dolaqları arasında məsafə saxlayıcı zolaqlar 5 yerləşdirilir. Həmin zolaqlar ştiftlərlə birlikdə dolaqlar arasında standart aparatlarda nəzərdə tutulan 8–12 mm araboşluğunu təmin edirlər. İstilikdəyişdirici yanlardan araqaqları 7 ilə təchiz edilmiş qapaqlarla 8 bağlanır.

Spiral kanalların yanlardan kipləşdirilmə üsulundan asılı olaraq üç əsas növünü fərqləndirirlər:

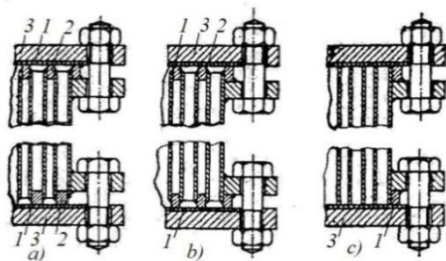
1) dalanlı kanallar (şəkil 2.73,a): hər bir kanal əks tərəflərdən zolaq taxmaların 2 köməyilə qaynaq edilərək qapanır. Bu üsulda hər iki kanalın təmizlənməsi imkanı saxlanılmaqla, istilikdaşıyıcıların qarışma mümkünlüyü tam istisna edilir;

2) kar kanal (2.73,b); istilikdaşıyıcılardan birinin sızmasının qarşısı tamamilə alınır. Kar kanalın təmizlənməsi qeyri-mümkündür;

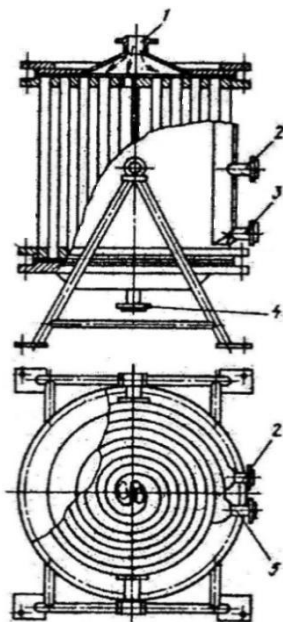
3) açıq kanallar (şəkil 2.73,c) yanlardan açıqdırlar və hər iki boşluğun asan təmizlənməsinə imkan verilir. Onların kipləşdirilməsi araqaqları 1 və ya U-varı manjetlərlə təmin edilir, ancaq istilikdaşıyıcıların qarışma mümkünlüyü aradan qaldırılmaz.

İstehsalatda qapaqsız, kanalları hər iki tərəfdən qaynaqla bağlanmış aparatlara da rast gəlinir. Dalanlı kanalları olan istilikdəyişdiricilər iki variantda hazırlanırlar: düz qapaqlı (maye və qazlar arasında istilik mübadiləsi üçün) və konus və ya sferik qapaqlı (buxarların kondensləşməsi və yüksək özlü mayelərin qızdırılması). Düz qapaqlı aparatlarda mühitlərin əksaxınlı hərəkəti təmin edilir, konus və ya sferik qapaqlı aparatlarda isə – çarpaz. Dalanlı kanalları olan konus qapaqlı kondensatorlar, adətən şaquli yerləşdirilirlər (şəkil 2.74). Kanalların şaquli yerləşdirilməsi kondensat tıxaclarının və

hidravliki zərbələrin yaranmasını aradan qaldırır. Konus qapağın sayəsində buxar-qaz qarışığı (işçi mühit) aparata yuxarıdan ştuser 1 vasitəsilə verilir. Əmələ gələn kondensat kanalın şaquli divarı boyu axır, aparatın aşağı hissəsində yığılır və ştuserlə 3 aparatdan kənarlaşdırılır. Kondensləşməyən qazlar bir neçə xarici dolaqlardan



Şəkil 2.73. Dalanlı (a), kar (b) və açıq (c) kanallı spiral istilikdəyişdiricilər: 1-araqatı; 2-zolaq taxma; 3-qapaq.



Şəkil 2.74. Spiral kondensator: 1-buxar-qaz qarışığı; 2- kondensləşməmiş qaz; 3-kondensat; 4,5-soyuducu axının çıxışı və girişi.

keçir, soyudulur və gövdədəki ştuserlə 2 çıxarılır. Soyuducu agent aparata 5 ştuseri vasitəsilə verilir və 4 ştuserilə aparatdan kənarlaşdırılır.

Spiral istilikdəyişdiricilərin kanallarında axınların hərəkət sürətlərinin məsləhət görülən qiymətləri cədvəl 2.9-da verilmişdir.

Kanalın en kəsik sahəsi kifayət qədər olmadıqda işçi mühiti eyni zamanda spiralların eni üzrə bir neçə kanala vermək və ya paralel olaraq bir neçə aparatdan istifadə edilməsi nəzərdə tutulur.

İstilikdəyişdiricinin dolaqlarını, flans birləşməsini və

Kanallarda axınların sürətlərinin məsləhət görülən sürətləri

İşçi mühit	Sürət, m/s
Qazvarı	15 – 30
Buxara oxşar	30 – 70
Maye (özlülüğü suya yaxın olan)	1– 3
Artırılmış özlüklü maye (məsələn sulfat turşusu)	1-ə qədər ≤ 0,01
Yüksək özlüklü (10 Pa·s-dan artıq)	

qapaqlarını möhkəmliyə və dayanıqlığa hesablayırlar.

Spiralın (gövdənin) xarici dolağının qalınlığı  $s$ , silindrik örtüklərin möhkəmliyə hesabında istifadə edilən düsturla tapılır [11]:

$$s = \frac{pD_s}{2[\sigma]\varphi - p} + c, \quad (2.75)$$

burada  $p$  – hesabi təzyiq,  $MPa$ ;  $[\sigma]$  – spiral materialı üçün hesabi temperaturda buraxılan gərginlik,  $MPa$ ;  $\varphi$  – qaynaq tikişinin möhkəmlilik əmsalı (bütöv vərəqdən hazırlanmış spiral üçün  $\varphi = 1$ );  $D_s = D_0 + [2\sqrt{(0,5D_0/t_{s.a.})^2 + L/(\pi t_{s.a.})} - D_0/t_{s.a.} - 1]t_{s.a.}$  – spiralın xarici dolağının daxili diametri ( $D_0$  – mərkəzi dolağın diametri – şəkil 2.72-yə bax,  $mm$ ;  $t$  – spiralın addımı,  $mm$ ;  $L$  – bir kanalın zolağının uzunluğu,  $mm$ ).  
 $c$  – konstruktiv əlavə,  $mm$ ;

Spiral istilikdəyişdiricilər əsasən poladlardan, bir sıra hallarda isə nikel, mis-nikel ərintisi və titandan hazırlayırlar.

Spiral istilikdəyişdiricilərin çatışmazlıqları:

- $1\ m^2$  istilik mübadiləsi səthinə xüsusi metal sərfi gövdəborulu və lövhəli istilikdəyişdiricilərdəkindən çoxdur;
- istilik mübadiləsi səthinin təmiri mümkün olmadığından, onların istismar müddəti azdır;
- spiral istilikdəyişdiriciləri təzyiq və temperaturların az fərqlərində ( $\Delta t = 30 - 50\ ^\circ C$ ) istifadə etmək mümkündür. Temperaturlar fərqlinin çox olması spiralların qeyri-bərabər



uzanmalarına gətirib çıxarır ki, bu da kanalların kipləşdirilməsini çətinləşdirir və qaynaq tikişlərində gərginlik yaradır.

### 2.9.4. Spiral istilikdəyişdiriciyə aid məsələ həlli

**Məsələ.** 25%-li xlorlu kalsium məhlulunu su ilə soyudulmasını həyata keçirən spiral istilikdəyişdiricini hesablamalı və seçməli. Aparatın hidravliki hesabını aparmalı.

*İlk verilənlər.* Soyudulan mühitin sərfi  $G_1=16000 \text{ kq/saat}=4,17 \text{ kq/s}$ , ilk və son temperaturları  $t_{b1}=100^\circ\text{C}$  və  $t_{s1}=30^\circ\text{C}$ -dir. Məhlulun orta temperatu:  $t_{or.1} = \frac{t_{b1}-t_{s1}}{\ln \frac{t_{b1}}{t_{s1}}} = \frac{100-30}{\ln \frac{100}{30}} = 58^\circ\text{C}$ -də onun xassələri

aşağıdakılardır:  $\rho_1 = 1240 \text{ kq/m}^3$ ; özlülüüyü  $\mu_1 = 0,0059 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ; xüsusi istilik tutumu  $c_1=3060 \text{ C}/(\text{kq}\cdot^\circ\text{C})$ ; istilikkeçiriciliyi  $\lambda_1=0,6 \text{ Vt}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ ; Məhlul üçün Prandtl kriteri  $Pr_1=c_1\mu_1/\lambda_1 = 3060\cdot 0,0059/0,6 = 30$ .

Soyuducu suyun başlanğıc və son temperaturları  $t_{b2}=20^\circ\text{C}$  və  $t_{s2} = 40^\circ\text{C}$ -yəbərabərdir. Suyun orta temperaturu  $t_{or.2}=(40+20)/2=30^\circ\text{C}$ -də onun xassələri belədir:  $\rho_2=1000 \text{ kq/m}^3$ ; özlülüüyü  $\mu_2=0,0008 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ; xüsusi istilik tutumu  $c_2= 4180 \text{ C}/(\text{kq}\cdot^\circ\text{C})$ ; istilikkeçiriciliyi  $\lambda_2 = 0,62 \text{ Vt}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ ; Su üçün Prandtl kriteri  $Pr_2=c_2\mu_2/\lambda_2 = 4180\cdot 0,0008/0,62 = 5,4$ . Suyun təzyiqi  $p_2 = 0,15 \text{ MPa}$ -dır.

*Həlli.* Standart aparatın ilkin seçilməsi üçün hesablamaları aşağıdakı ardıcılıqla aparırıq:

◆ aparatın istilik yükünü hesablayırıq

$$Q = G_1 c_1 (t_{b1} - t_{s1}) = 4,17 \cdot 3060 \cdot (100 - 30) = 892500 \text{ Vt};$$

◆ istilikdəyişdiricinin istilik balansından suyun sərfini tapırıq

$$G_2 = \frac{Q}{c_2(t_{s2}-t_{b2})} = \frac{892500}{4180(40-20)} = 10,68 \text{ kq/s};$$

◆ axınların temperaturlarının orta fərqi

$$\begin{array}{ccc} t_{b1} = 100^\circ\text{C} & \xrightarrow{\text{Məhlul}} & t_{s1} = 30^\circ\text{C} \\ t_{s2} = 40^\circ\text{C} & \xleftarrow{\text{Su}} & t_{b2} = 20^\circ\text{C} \\ \hline \Delta t_b = 60^\circ\text{C} & & \Delta t_k = 10^\circ\text{C} \end{array}$$

İstilikdaşıyıcıların temperaturlarının ortalaqarifmetik fərqi bərabərdir:

$$\Delta t_{or.} = \frac{t_b - t_k}{\ln \frac{\Delta t_b}{\Delta t_k}} = \frac{60-10}{\ln \frac{60}{10}} = 28^\circ\text{C}$$

- ◆ Cədvəl 2.5-dən istilikötürmə əmsalının təqribi qiymətini  $K_{təq.}=300 \text{ Vt/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  qəbul edərək, istilik mübadiləsi səthinin təqribi qiymətini tapırıq:

$$A_{təq.} = \frac{Q}{K_{təq.} \Delta t_{or}} = \frac{892500}{300 \cdot 28} = 106,2 \text{ m}^2.$$

Ədəbiyyatdan [3, (cədvəl 3.60)] ilkin olaraq, dalanlı kanalları olan aşağıdakı spiral istilikdəyişdiricini seçirik:

– istilik mübadiləsi səthi  $A_s=100 \text{ m}^2$ ;

– kanalın eni  $b_k = 12 \text{ mm}$ ;

– zolağın eni  $l_z = 1250 \text{ mm}$ .

Aparatın dəqiqləşdirilmiş istilik hesablamalarını aparaq. Öncə aşağıdakı kəmiyyətləri müəyyənləşdirək:

- ◆ məhlulun həcmi sərfi və istilikdəyişdiricinin kanalındakı sürəti bərabərdir:

$$V_1 = \frac{G_1}{\rho_1} = \frac{4,17}{1240} = 0,00336 \text{ m}^3/\text{s},$$

$$w_1 = \frac{V_1}{b_k \cdot l_z} = \frac{0,00336}{0,012 \cdot 1,25} = 0,224 \text{ m/s};$$

- ◆ suyun həcmi sərfi və aparatın kanalındakı sürəti bərabərdir:

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{10,68}{1000} = 0,01068 \text{ m}^3/\text{s},$$

$$w_2 = \frac{V_2}{b_k \cdot l_z} = \frac{0,01068}{0,012 \cdot 1,25} = 0,71 \text{ m/s};$$

- ◆ məhlul və su üçün  $Re$  kriterinin qiymətləri uyğun olaraq bərabərdir:

$$Re_1 = \frac{w_1 d_e \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,224 \cdot 0,024 \cdot 1240}{0,0059} = 1130,$$

burada  $d_e = 2b_k = 2 \cdot 0,012 = 0,024 \text{ m}$  – kanalın ekvivalent diametri.

$$Re_2 = \frac{w_2 d_e \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,71 \cdot 0,024 \cdot 1000}{0,0008} = 21300.$$

Məhlul üçün  $Nu$  kriterinin hesabı düsturunu seçmək üçün Qrasqof (Gr) kriterini tapaq:

$$Gr_1 = \frac{g l^3 \rho_1^2}{\mu_1^2} \beta \Delta t_{or} = \frac{9,81 \cdot 0,024^3 \cdot 1240}{0,059^2} \cdot 1,317 \cdot 10^{-4} = 22090,$$

burada  $l$  – müəyyənləşdirici ölçü:  $l = d_e$  götürülmüşdür;  $\beta$  – məhlulun həcmi genişlənmə əmsalı [18]:

$$\beta = \frac{\rho_{t_2}^2 - \rho_{t_1}^2}{2(t_2 - t_1) \rho_{t_2} \rho_{t_1}} = \frac{1240^2 - 1233^2}{2(58 - 15) \cdot 1240 \cdot 1233} = 1,317 \cdot 10^{-4},$$

burada  $\rho_{t_1}, \rho_{t_2}$  – məhlulun uyğun olaraq  $t_1 = 15^\circ\text{C}$  və  $t_2 = 58^\circ\text{C}$

temperaturalarda sıxlıqları,  $\text{kg/m}^3$ . Onda  $Gr_1 \cdot Pr_1 = 22090 \cdot 30 = 662700$ . Beləliklə, məhlul üçün  $Re_1 < 2300$ ,  $Gr_1 \cdot Pr_1 > 5 \cdot 10^5$  alınır. Bu halda Nu kriteri (1.35) düsturu ilə hesablanı bilər.

$$Nu_1 = 0,15(Re_1 \cdot Pr_1)^{0,33}(Gr_1 \cdot Pr_1)^{0,1} \left(\frac{Pr_1}{Pr_{div}}\right)^{0,25} =$$

$$= 0,15(1130 \cdot 30)^{0,33} 662700^{0,1} \cdot 1 = 17,9.$$

Onda (1.30) düsturuna əsasən məhlul tərəfdən istilikvermə əmsalı bərabərdir:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_e} = \frac{17,9 \cdot 0,6}{0,024} = 447 \frac{Vt}{(m^2 \cdot ^\circ C)}.$$

Su üçün  $Re > 10^4$ ,  $0,6 < Pr < 100$  olduğundan Nu kriterini tapmaq üçün (1.31) düsturundan istifadə edirik:

$$Nu_2 = 0,023 Re_2^{0,8} Pr_2^{0,4} \left(\frac{Pr_2}{Pr_{div}}\right)^{0,25}.$$

Suyun temperaturu azacıq dəyişir, ona görə də  $\left(\frac{Pr_2}{Pr_{div}}\right)^{0,25} = 1$  qəbul edirik. Onda:

$$Nu_2 = 0,23 \cdot 21300^{0,8} 5,4^{0,4} = 131$$

və su tərəfdən istilikvermə əmsalının qiyməti

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_e} = \frac{131 \cdot 0,62}{0,024} = 3384 \frac{Vt}{m^2 \cdot ^\circ C}.$$

Hesabi istilikötürmə əmsalı (2.18) düsturuna əsasən bərabərdir:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_1 + \frac{\delta_{div}}{\lambda_{div}} + r_2 + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{447} + 0,00023 + \frac{0,002}{16} + 0,00020 + \frac{1}{3384}} =$$

$$= 324 \frac{Vt}{(m^2 \cdot ^\circ C)}.$$

Spiral istilikdəyişdiricinin hesabi istilik mübadiləsi səthi bərabərdir:

$$A = \frac{Q}{K \Delta t_{or}} = \frac{892500}{324 \cdot 28} = 98,4 m^2.$$

Deməli, ilkin seçim düzgündür, yəni yekunda korroziyaya dayanıqlı 12X18H10T poladından hazırlanmış, dalanlı kanallı, istilik mübadiləsi səthi  $A = 100 m^2$ , kanalının eni  $b = 12 mm$ , zolağının eni  $l = 1250 mm$  olan spiral aparat seçirik.

*İstilikdəyişdiricinin hidravliki hesabı* hər iki axının aparatdakı təzyiqlərinin kifayət qədər olmasını, yəni aparatdakı hidravliki müqavimətləri dəf edə biləcəklərini yoxlamaq məqsədilə aparılır.

Axınlar üzrə təzyiqli itkisi (2.60) düsturu ilə hesablanır. Məhlul axınına aparatın yerli müqavimətlərini hesablamaq üçün onun ştuserlərdə sürətini tapırıq:

$$w_{1\text{ş}} = \frac{V_1}{\pi d_{\text{ş}}^2/4} = \frac{0,00336}{3,14 \cdot 0,15^2/4} = 0,19 \text{ m/s},$$

burada  $d_{\text{ş}}$  – ştuserin diametri;  $d_{\text{ş}} = 0,15 \text{ m}$  qəbul edirik. Onda yerli müqavimət əmsallarını cədvəl 2.6-dan  $\zeta_1 = 1,5$  və  $\zeta_2 = 1,5$  qəbul edərək, (2.62) düsturu ilə məhlulun istilikdəyişdiricinin girişində və çıxışında təzyiqli itkilərinin cəmini tapırıq:

$$\Delta p_{1y} = \Delta p_{1g} + \Delta p_{1\zeta} = (1,5 + 1,5) \frac{1240 \cdot 0,19^2}{2} = 67 \text{ Pa}.$$

(2.64)-ə uyğun olaraq  $Re_l = 1130$  olduqda (laminar rejim), düzxətli kanalda sürtünmə əmsalı bərabərdir:

$$\lambda_{1s} = \frac{64}{1130} = 0,057.$$

Bu hal üçün spiral kanalda sürtünmə əmsalının qiymətini tapaq:

$$\lambda_{1s.sp.} = 1,15 \lambda_{1s} = 1,15 \cdot 0,057 = 0,065.$$

Spiral kanalın  $L = 40 \text{ m}$  uzunluğunda hidravliki sürtünmədəki təzyiqli itkisi (2.63) düsturuna əsasən bərabərdir:

$$\Delta p_{1s} = \lambda_{1s.sp.} \frac{L}{2b} \frac{\rho_1 w_1^2}{2} = 0,065 \frac{40}{2 \cdot 0,012} \frac{1240 \cdot 0,224^2}{2} = 3370 \text{ Pa}.$$

Xlorlu kalsium məhlulu üzrə istilikdəyişdiricinin ümumi müqaviməti:

$$\Delta p_1 = \Delta p_{1y} + \Delta p_{1s} = 67 + 3370 = 3437 \text{ Pa}.$$

Nasos tərəfindən yaradılan təzyiqli bərabərdir:

$$\Delta p = \rho_1 g H = 1240 \cdot 9,8 \cdot 13 = 157976 \text{ Pa}.$$

Göründüyü kimi, tapılmış müqavimət  $\Delta p_1$  nasosun təzyiqlindən xeyli azdır.

Su axını üzrə istilikdəyişdiricinin müqavimətini hesablamaq üçün suyun ştuserlərdə sürətini hesablayaq:

$$w_{2\text{ş}} = \frac{V_2}{\pi d_{\text{ş}}^2/4} = \frac{0,01068}{3,14 \cdot 0,15^2/4} = 0,6 \text{ m/s}.$$

$\lambda_{2s}$  əmsalını  $d_d = 2b = 2 \cdot 0,12 = 0,24 \text{ mm}$  və mütləq kələ-kötrülyün  $\Delta = 0,25 \text{ mm}$  qiymətlərində hesablayaq. Onda:

$e = \Delta/d_d = 0,25/24 = 0,0104$  qiymətində (2.65) düsturuna əsasən:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{2s}}} = -2lg \left[ 0,27e + \left( \frac{6,81}{Re_2} \right)^{0,9} \right] = -2lg \left[ 0,27 \cdot 0,0104 + \left( \frac{6,81}{21300} \right)^{0,9} \right] = 4,91,$$

buradan  $\lambda_{2s} = \left( \frac{1}{4,91} \right)^2 = 0,041$  və  $\lambda_{2s.sp.} = 1,15 \cdot \lambda_{2s} = 1,15 \cdot 0,041 = 0,048$ .

İstilikdəyişdiricinin kanalında suyun sürəti  $w_2 = 0,71 \text{ m/s}$ -dir. Bu qiymətləri (2.60) düsturunda yazmaqla, suyun aparatdakı təzyiç itkisini alarıq:

$$\Delta p_2 = (\xi_1 + \xi_2) \frac{\rho_2 w_{2s}^2}{2} + \lambda_{2s.sp.} \frac{L}{2b} \frac{\rho_2 w_2^2}{2} = (1,5 + 1,5) \frac{1000 \cdot 0,6^2}{2} + 0,048 \frac{40}{2 \cdot 0,012} \frac{1000 \cdot 0,71^2}{2} = 20704 \text{ Pa},$$

Bu qiymət suyun aparatdakı təzyiqindən xeyli azdır.

Beləliklə, hidravliki müqavimət nöqtəyi-nəzərindən seçilmiş spiral istilikdəyişdirici iş şəraitinə uyğundur.

## 2.10. Qeyri-metaldan hazırlanan istilikdəyişdiricilər

Kimya istehsalında yeyici mühitlərin emalı geniş yayıldığından kimyəvi aparatların korroziyası ilə mübarizə ön plana çıxır. Bu aparatları, əsasən məsaməsiz süni qrafitdən və ya qrafit-plastlardan hazırlayırlar. Qrafit istənilən temperaturlarda xlorid, flüorid və fosfor turşularının sulu məhlullarında, qaynama temperaturuna qədər 70%-li sulfat turşusu məhlullarında yüksək dayanıqlığa malikdir; istənilən qatılıqlarda və temperaturlarda qələvilər qrafitə təsir etmirlər. Qrafit qüvvətli oksidləşdiricilər istisna olmaqla, əksər üzvi və qeyri-üzvi həlledicilərin təsirlərinə dayanıqlıdır. Qrafitin havada oksidləşməsi  $t = 400 - 500 \text{ }^\circ\text{C}$ -də başlayır. Qrafitin korroziyadayanıqlığı yüksək istilikkeçiriciliyi ilə müşahidə olunur. Onun istilikkeçiriciliyi korroziyaya dayanıqlı yüksək legirli poladinkindən 4 dəfə yüksəkdir. Qrafit kəskin temperatur dəyişmələrinin təsirinə dayanıqlıdır. Dağılmadan  $400-450 \text{ }^\circ\text{C}$  temperatur düşgüsünə davam gətirir. Buna səbəb yüksək istilikkeçiriciliyi və temperaturdan xətti genişlənmə əmsalının kiçik (poladdan 3 dəfə az) olmasıdır. Qrafit kəsici və pardaqlayıcı alətlə asan emal olunur.

Korroziyanın baş verməməsi və kiçik adgeziya xassəli olması sayəsində qrafit səthi metal səthilə müqayisədə az dərəcədə çöküntü və çirklənmələrin təsirlərinə məruz qalır.

Qrafitin bir sıra qiymətli xassələrə malik olmasına baxmayaraq, onu əlavə emal etmədən istifadə etmək mümkün deyildir. Qrafitin hazırlanmasının müasir texnologiyası maye və qazları keçirməyən tam məsaməsiz material almağa imkan vermir. Belə ki, süni qrafitin həcmi məsaməliliyi 20% təşkil edir. Süni qrafitin qiyməti nisbətən böyükdür və onu hava daxil olmadan antrasiti qızdırmaqla əldə edirlər.

Qrafitin emalı açıq məsaməliliyi aradan qaldırmaqdan ibarətdir. İstilikdəyişdiricilər üçün məsaməsiz qrafitin alınması üsulu qrafitə süni və ya təbii qatranların hopdurulması və onların sonrakı polimerləşdirilməsindən ibarətdir. Fenol-formaldehid qatranın köməyi ilə hopdurma texnologiyası tam işlənilmişdir. Furan qatranlarından da istifadə edilir.

Qatranlar hopdurulmuş qrafit materialları karbeyt, impervit (ABS); iqurit, korobon, diabon (Almaniya); tokabeyt (Yaponiya); delanium (İngiltərə); hopdurulmuş qrafit (Rusiya) adlanırlar.

Qatranların hopdurulması nəticəsində maye və qazın materialdan keçməzliyi əldə edilir. Bundan başqa, sıxılmada və dartılmada möhkəmlik həddi 1,5 – 2 dəfə artır və materialın bərkliyi çoxalır. Materialın istilikkeçiriciliyi dəyişmir və emal olunması yaxşıdır. Ancaq hopdurulmuş qrafitin termiki və kimyəvi dayanıqlığı işlədilmiş qatranın xassələri ilə müəyyənləşir; bu nöqtəyi-nəzərdən qatranlar qrafitin özündən geri qalırlar. Hopdurulmuş qrafitin çoxu 170–180°C temperatura qədər tətbiq olunurlar. 180°C-dən artıq temperaturda material qeyri-dayanıqlı hala keçir və  $t=250^{\circ}\text{C}$ -də partlayış təhlükəli dağılma başlayır. Bu, məsamələrdə qazın yaranması ilə müşahidə edilən qatranın qəflətən parçalanması ilə əlaqədardır. Qeyd etmək lazımdır ki, 170–180 °C temperatur həddləri istilikdaşıyıcıya deyil, divarın materialına aiddir. Məsələn iqurit 1000 °C-yə qədər qızdırılmış qazı su ilə soyutduqda müvəffəqiyyətlə işlədilə bilər, çünki qazdan istilikvermə əmsalı, sudakından xeyli kiçik olduğundan divarın temperaturu

suyun temperaturuna yaxın alınır və material üçün qorxulu temperatur həddini keçmir. Ona görə də, hopdurulmuş qrafitin istiliyə dayanıqlıq nöqtəyi-nəzərdən bu və ya digər şəraitlərdə istifadəsi istilik-texniki hesablamalar nəticəsində düzgün həll edilə bilər.

Qrafitə fenol-formaldehid qatranı hopdurulduqda materialın kimyəvi dayanıqlığı məhdudlaşır: qələviyə davam gətirmir. Ancaq uyğun hopdurulan maddəni seçməklə, materiala təsir etməyən yeyici mühitlərin əhatəsini genişləndirmək olar. Belə ki, iquirit istənilən qatılıqlı qələvilərin təsirinə davamlıdır. Qrafitə xüsusi qatran hopdurmaqla, onun hopdurulmamış qrafitə təsir edən oksidləşdirici maddələrin təsirinə həssaslığını azaltmaq olar.

Hopdurulmuş qrafiti metaldan kəskin fərqləndirən bir sıra mənfi xassələri mövcuddur. O dartılmada və əyilmədə alçaq möhkəmliyə malikdir. Müxtəlif markalı hopdurulmuş qrafitin dartılmada möhkəmlik həddi 10–40 MPa təşkil edir ki, bu da karbonlu poladınkindən 10 dəfə aşağıdır. Sıxılmada möhkəmliyi 70–150 MPa-dır. Qrafit kövrək olduğundan mexaniki zərbələrə həssasdır. Qrafit az möhkəm olması səbəbindən istilikdaşıyıcıları ayıran divarın qalınlığı, metal divarla müqayisədə xeyli çox alınır. Ancaq qrafitin istilikkeçiriciliyi yüksək olduğundan, bu istilik mübadiləsinə çox təsir etmir.

Hələlik hopdurulmuş qrafit hissələrin birləşdirilməsinin sadə üsulu mövcud deyildir. Məlum metodlar – yüksək təzyiqliq altında arqon mühitində elektrik-qövs üsulu ilə qaynaq və ya hissələrin qızdırılması və əridilməsi yolu ilə lehilməyə mürəkkəb və baha olduğundan sənayə miqyasında işlədilmirlər. Qrafit hissələrin birləşdirilməsinin əsas üsulu süni qatran əsasında hazırlanan xüsusi tərkibin köməyiylə yapışqanlanmadır. Bu üsul toxunan səthlərin diqqətlə uyğunlaşdırılmasını tələb edir.

Şüşə, keramika və çoxsaylı plastik kütlə kimi qeyri-metal

materiallar yeyici mühitlərdə yüksək korroziya dayanıqlığına malikdirlər. Şüşə istilikdəyişdiricilər spiral borulu, gövdə-borulu və suvarılan aparatlar kimi hazırlanırlar. Onlar qələvilər, duzlar, üzvi həlledicilər və turşular (flüorid turşusu və onun duzlarından və qaynar fosfor turşusundan başqa) kimi yeyici mayelər və qazlar üçün nəzərdə tutulurlar və yarımşənaye və laboratoriya qurğularında tətbiq tapmışlar. Bir sıra firmalar bor-silikat şüşədən və silisium karbiddən hazırlanmış spiral batırılmış borulu və gövdə-borulu tipli istilikdəyişdirici istehsal edirlər.

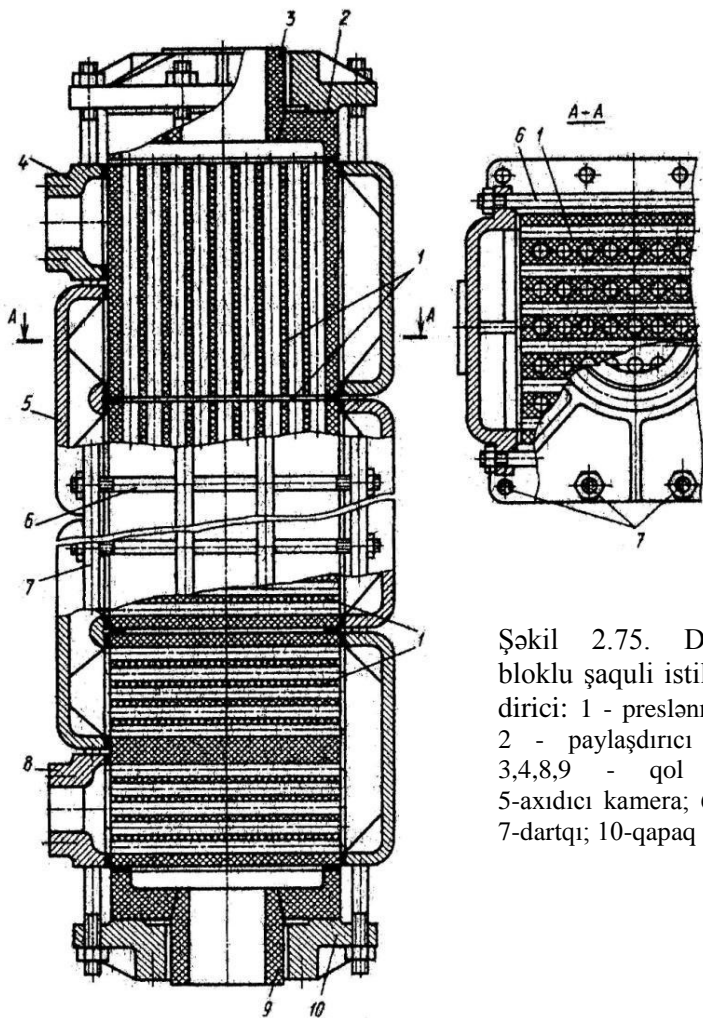
Kövrək olması, dartılmada və əyilmədə az möhkəmlikləri şüşədən hazırlanan aparatların əsas çatışmazlıqlarıdır.

Keramikadan hazırlanmış istilikdəyişdirici, əsasən qızmış tüstü qazı hesabına havanı qızdırmaq məqsədilə işlədilir. Keramika və farforun əsas çatışmazlığı, onların alçaq istilikkeçiriciliyidir.

### **2.10.1. Bloklı qrafit istilikdəyişdirici**

Bu tip istilikdəyişdirici aparatları mühitlərdən biri və ya ikisi də korroziyaedici olduqda soyuducular, qızdırıcılar və kondensatorlar kimi istifadə edirlər. İstilikdəyişdirici öz aralarında yapışqanla birləşdirilmiş ayrı-ayrı preslənmiş qabırğasının ölçüsü 350 mm olan kub, ölçüləri 350×350×700 mm olan düzbucaq və diametri 700 mm və hündürlüyü 350 mm olan silindrik bloklardan hazırlanırlar. Konstruksiyanın sökülməsini təmin etmək üçün blokların birləşdirilmə düyünləri termiki- və korroziyaya dayanıqlı rezinlərlə və ya ftoroplastlarla da kipləşdirilə bilər. Aparatda blokların 1 (şəkil 2.75) sayı 2-dən 6-ya qədər ola bilər. Hər bir blokda biri digərinə nəzərən 90° bucaq altında olan iki qrup kanallar dəşilmişdir. Şaquli kanalların diametrləri 12, 18 və ya 28 mm, üfüqi kanallarınkı isə 12 mm olur. Texnoloji mülahizələrə və möhkəmlik şərtlərinə görə qonşu kanallar arasındakı divarın





Şəkil 2.75. Düzbucaq bloklı şaquli istilikdəyişdirici: 1 - preslənmiş blok; 2 - paylaşdırıcı kamera; 3,4,8,9 - qol borular; 5-axıdıcı kamera; 6-sancaq; 7-dartqı; 10-qapaq

minimal qalınlığı 5 mm-dir. Yeyici mühitlərin aparata giriş və çıxışı üst və alt bloklara birləşdirilmiş paylaşdırıcı qrafit kameralarla 2 həyata keçirilir. İstilikdəyişdiricinin qrafit hissələri iki çuqun qapaqlar 10 arasında dartqıların 7 köməyilə sıxılırlar. Üfqi kanallar, öz aralarında sancaqlarla 6

bərkidirilmiş yan axıdıcı kameralarla 5 əlaqələndirilir. Bu halda, bir qayda olaraq, yeyici olmayan mühitin aparatın hündürlüyü boyu ziqzaqvarı hərəkəti əldə edilir. 3 və 9 qol boruları yeyici, 8 və 4 qol boruları isə neytral işçi mühitlərin verilməsi və çıxarılması üçün nəzərdə tutulmuşdur. Beləliklə, istilikdaşıyıcıların çarpaz-əksaxınlı hərəkət sxemi həyata keçirilir.

Bu tip istilikdəyişdiricilərin istilik mübadiləsi səthi 1,8 – 28,5 m<sup>2</sup>arasında dəyişməklə, 0,3 MPa işçi təzyiqdə və divarın temperaturu –18 ÷ 150°C olduqda istismar edilə bilərlər.

Rusiyada istehsal edilən aparatların əksəriyyəti ATM-1 materialından hazırlanır. ATM-1 korroziyaya davamlı istilikkeçirici material olmaqla, doldurucu kimi xırda dispers süni qrafitdən istifadə edilmiş fenol-formaldehid əsaslı plastik kütlədir. ATM-1-in yeyici mühitlərə dayanıqlığı təqribən qatran hopdurulmuş qrafitin dayanıqlığına uyğundur, ancaq termiki dayanıqlığı azdır. Buna baxmayaraq, ATM-1 materialından diametri 42 mm və uzunluğu 3 m olan borular da buraxılmaqla, gövdə-borulu istilikdəyişdiricilərin hazırlanmasında işlədilir.

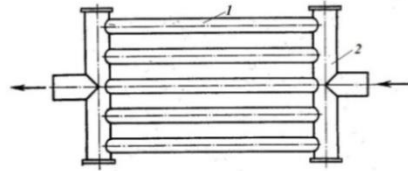
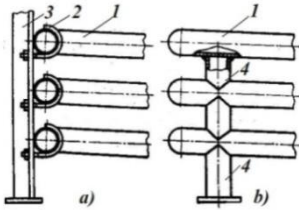
## 2.11. Aparatların istilikdəyişdirici quruluşları

Bir çox kimyəvi və fiziki-kimyəvi proseslər istilik mübadiləsilə müşaiyyət olunduqlarından, aparatlarda tez-tez istilik mübadiləsi quruluşları yerləşdirirlər. Bu quruluşları iki yerə bölmək olar:

- əlavə olunmuş istilik mübadiləsi elementləri,
- divarları qızdırmaq (soyutmaq) üçün quruluşlar.

**Əlavə olunmuş istilik mübadiləsi elementləri** kimi U–varı borulu istilikdəyişdiricilərin boru dəstindən heç nə ilə fərqlənməyən U–varı istilik mübadiləsi elementləri və spiral borular istifadə edilir. Spiral boruları qabın dibində yerləşdirməklə, əsasən silindrik spiral şəklində, nadir hallarda

isə yastı hazırlayırlar. Spiral borular xeyli istilik mübadiləsi səthini təmin edirlər, ancaq aparata nəzarəti, onun təmirini və təmizlənməsini çətinləşdirirlər. Spiralın dolaqları 1 bəndlərlə 2 şaquli dayaqlara 3 bərkidilir (şəkil 2.76,a), ya da öz aralarında boru hissələrilə 4 və ya zolaqlarla qaynaq edirlər (şəkil 2.76,b). İstilik mübadiləsi səthinin artırılması lazım gəldikdə iki-, üç-, hətta dörd spiral boru, yəni konsentrik yerləşdirilmiş bir neçə spiral boru işlədilir. Ancaq çoxcərgəli spiral boru aparatda durğunluq zonaları yaradır. Spiral borular istənilən yaxşı istilikkeçiriciliyi olan materiallardan: polad, mis, alüminium, titan və qurğuşun, eləcə də emalla örtülmüş poladdan hazırlanırlar. Boruların diametri  $50 \div 80$  mm,

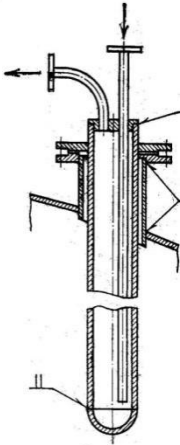


Şəkil 2.76. Spiral boru dolaqlarının birləşdirilmə üsulları: 1-spiralın dolağı; 2-bənd; 3-şaquli dayaq; 4-boru hissəsi. Şəkil 2.77. Qaynaq edilmiş istilik mübadiləsi elementi: 1 - boru; 2 - kollektor.

dolaqların addımı isə  $\geq 2d$  qəbul olunur, çünki addım az olduqda spiral borunun maye ilə yuyulması pisləşir. Spiral borunun uzunluğu həddən artıq çox olduqda, sonuncu dolaqlar praktiki olaraq, istilik mübadiləsi prosesində iştirak etmirlər.

Spiral borularla yanaşı, bir sıra paralel borularla 1 birləşdirilən iki kollektordan 2 hazırlanmış, qaynaq edilmiş istilik mübadiləsi elementlərindən (şəkil 2.77) də istifadə edilir. Onları həm şaquli, həm də üfqi vəziyyətdə yerləşdirmək olar.

Bəzən ikiqat istilik mübadiləsi boruları şəklində olan elementlər də (*Fild boruları*) (şəkil 2.78) işlədilir.



Şəkil 2.78. İkiqat istilikmübadiləsi borusu

İstilikdaşıyıcını vermək və kənarlaşdırmaq üçün kollektorlar sistemi tələb olduğundan, Fild borularının konstruksiyası mürəkkəb alınır. Ona görə də, onları nadir hallarda, digər konstruksiyalı elementlərin tətbiqi mümkün olmadıqda istifadə edirlər.

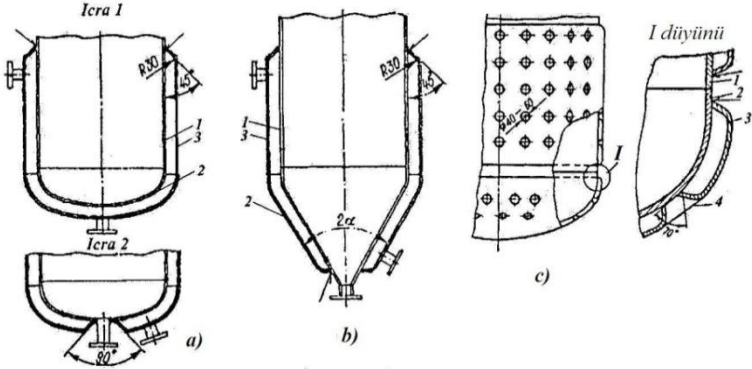
**Divarı qızdırmaq (soyutmaq) üçün quruluşlar** kimi köynəklərdən və ya qaynaq edilmiş istilik mübadiləsi elementlərindən istifadə edilir. Divar vasitəsilə istilik ötürüldükdə, istilik mübadiləsi səthi aparatın xarici səthinin 60÷70%-indən artıq olmur. Ona görə

də köynək vasitəsilə çoxlu miqdarda istilikötürmək mümkün deyildir. Köynəklər şaquli və üfqi silindrik aparatlarda yerləşdirilirlər.

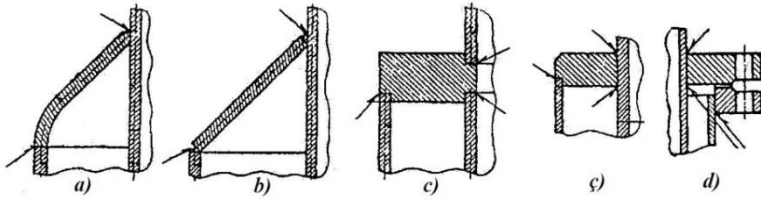
Konstruksiyalarına görə köynəklər *sökülməyən* (aparatın gövdəsinə qaynaq olunmuşlar) və *sökülən* olurlar. Qaynaq olunmuş köynəklər daha etibarlı və sadədirlər. İstismar şəraitinə görə köynəklə bağlanmış gövdəni dövrü olaraq təmizləmək və ona nəzarət etmək lazım gəldikdə, eləcə də köynəyi qaynaq etmək mümkün olmadıqda (məsələn, çuqun və ya əlvan metaldan olan aparatlarda) köynəklər sökülən hazırlanırlar. Şəkil 2.79-da standart sökülməyən köynəklərin konstruksiyaları göstərilmişdir.

Şəkil 2.80-da köynəklərin aparatın gövdəsinə birləşdirilən elementlərinin konstruksiyaları verilmişdir. Torokonus və konus (şəkil 2.80,a,b) ətəklərin köməyi ilə köynəklərin aparata qaynaq edilməsinə üstünlük verilir.

İstilikdaşıyıcının sürətinin artırılması məqsədilə gövdə və köynək divarları arasındakı araboşluğunun minimal olmasına çalışırlar. Adətən köynəyin diametri aparatın diametrindən



Şəkil 2.79. Şaquli aparatların sökülməyən köynəklərinin konstruksiyaları: a-elliptik dibli və məhsulun yuxarıdan (icra 1) və aşağıdan (icra 2) boşaldılması; b-konus dibli,  $2\alpha=60^\circ$ ; c-«çökəkli» köynək; 1-gövdə; 2-dib; 3-köynək; 4-ətəklənmiş qıraq



Şəkil 2.80. Köynəyin aparatın gövdəsinə birləşdirilən elementlərinin konstruksiyaları: a-torokonus; b-konus; c-hələqi;ç-konstruktiv birləşmə; d- sökülən

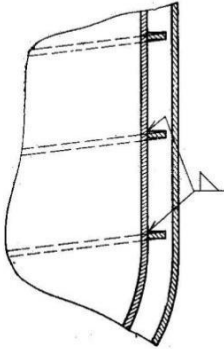
50÷100 mm (böyük tutumlu aparatlarda isə 200 mm) artıq hazırlanır. Bir qayda olaraq, köynək gövdə ilə qapaq birləşməsindən 80÷150 mm aşağıda qaynaq edilir, aparatın dolma əmsalı kiçik olduqda və onun dolmamış yuxarı hissəsinin qızdırılması məqsədəuyğun olmadıqda isə köynəyi az hündürlüklü hazırlayırlar. Buxar köynəyə yuxarıdakı ştuserlə verilir, kondensat isə aşağıdakı ştuserlə kənarlaşdırılır. Maye istilikdaşıyıcı isə, bir qayda olaraq, aşağı ştuserlə verilir, yuxarı ştuserlə çıxarılır.

Köynəyin diametri və ondakı təzyiq artdıqca, xarici təzyiqlə

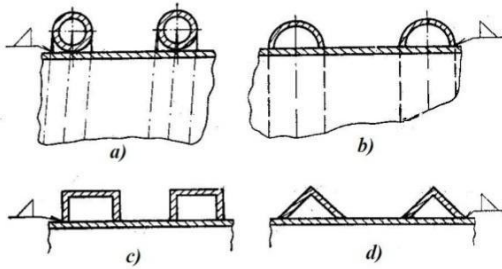
yüklənmiş aparat divarının qalınlığı olduqca çox alınır. Bu halda metal sərfini azaltmaq məqsədilə, divarın hər hansı bir sərtlik elementləri ilə möhkəmləndirilməsi məqsədəuyğundur. Belə konstruksiyalara «çökəkli» köynəklər və aparatın gövdəsinə sərtlik qabırğalarının qaynaq edilməsi aiddirlər.

«Çökəkli» köynəklərdə (şəkil 2.79,c) açılmış deşiklərin qıraqları əyilərək, aparatın gövdəsinə qaynaq edilir. Nəticədə aparatın divarının nisbətən az qalınlığında gövdə 1 və köynək 3, xeyli təzyiqli qəbul edən sərt fəza konstruksiyası əmələ gətirir. Çökəklərin diametrləri  $40 \div 60$  mm, çökəklərarası addım isə  $120 \div 250$  mm arasında dəyişir. Bəzən deşiklərin kənarlarının atəklənməsi əvəzinə köynəklərə boru parçaları qaynaq edilir.

Xarici təzyiqlə yüklənmiş müxtəlif örtük divarının qalınlığını azalmaq üçün sərtlik qabırğaları ilə möhkəmləndirmədən [11] geniş istifadə edilir. Sərtlik qabırğaları aparatın gövdəsinə qaynaq edildikdə nəzərə almaq lazımdır ki, qabırğaların hündürlükləri köynəkdəki araboşluğundan az olmalıdır. Adətən qabırğa gövdəyə spiral üzrə (şəkil 2.81) qaynaq edilir. Bu halda divarın sərtliyi təmin edilməklə yanaşı, maye istilikdaşıyıcının hərəkət sürətinin



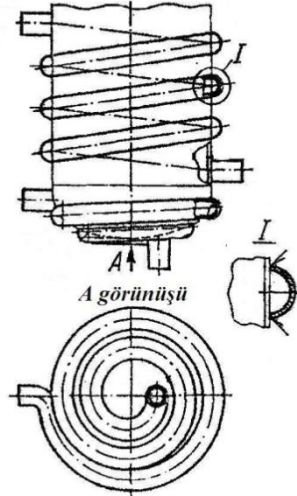
Şəkil 2.81. Qabırğaların köynəyin boşluğunda yerləşdirilməsi



Şəkil 2.82. Qaynaq edilmiş istilik mübadiləsi elementləri: a-boru; b-yarıboru; c-şveller; d-bucaqlı

artması hesabına, həmin axından divara istilikvermə əmsalı da xeyli yüksəlir.

Qaynaq edilmiş istilik mübadiləsi elementləri borudan (şəkil 2.82,a), yarıborudan (şəkil 2.82,b), şvellerlərdən (şəkil 2.82,c), və yabucaqlıdan (şəkil 2.82,d) hazırlanırlar. Profil prokat elementləri istilikdaşıyıcının təzyiqi az olduqda tətbiq edilə bilər. Qaynaq edilmiş elementlər arasındakı məsafə onların rahat qaynaqedilməsinə imkan verməlidir. Onlar aparatın silindrik gövdəsinə spiral şəkildə dolanmış (şəkil 2.83) və silindrin doğurarı üzrə ziqzaqvarı yerləşdirilmiş, iki həlqəvi kollektora birləşdirilmiş halda yerləşdirilir. Köynəklər konstruksiya edildikdə temperatur gərginlikləri də nəzərə alınmalıdır. Lazım gələrsə, köynəkdə kompensator nəzərdə tutula bilər.



Şəkil 2.83. Yarıboru köynəkli aparat

## 2.12. Regenerativ tipli istilikdəyişdiricilər

Regenerativ istilikdəyişdiricilərdə də istiliyin bir mühitdən digərinə ötürülməsində istilik mübadiləsi səthindən istifadə edilir. Ancaq bu səth, daha dəqiqi istilik mübadiləsi səthini yaradan doldurma, aralıq *istilik yığıcı* rolunu oynayır. Öncə, doldurma öz səthi vasitəsilə müəyyən vaxt (bir neçə dəqiqədən 2–3 saata qədər) ərzində qızdırıcı axından müəyyən miqdarda istilik udur. Sonra istilikdaşıyıcı axınlar yerlərini dəyişirlər və doldurmanın səthi ilə soyuq axın buraxılır. Bu mərhələdə doldurma udduğu istiliyi soyuq axına verir və özü soyuyur. Göründüyü kimi, regenerativ tipli aparatlarda qaynar

istilikdaşıyıcıdan soyuğa istiliyin ötürülməsi prosesi növbə ilə qızan və soyuyan doldurma səthi vasitəsilə həyata keçirilir.

Bir qayda olaraq, hər iki mühit qazvarı olur. Bu tip istilikdəyişdiricilər çox vaxt çıxan qazların istiliyinin regenerasiyası üçün tətbiq edirlər. Onlar yüksək temperaturlu texnoloji qurğularda yanmaya verilən qazvarı komponentləri qızdırmaq üçün, qaz-turbin qurğularında, havaayırcı qurğularda, qazların alçaq temperaturlu ayrılma qurğularında, soyuducu-qaz maşınlarında, kriogen texnikasında və s. istifadə olunurlar.

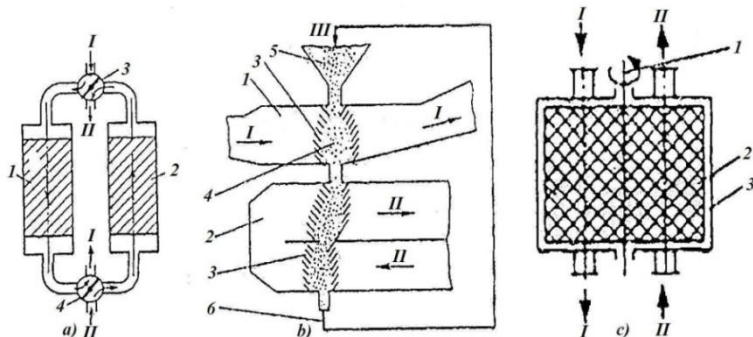
Tətbiq sahəsi və istilikdaşıyıcıların temperaturları regenerativ istilikdəyişdiricilərin konstruksiyasını və onun doldurmasının tipini müəyyənləşdirir. Bununla əlaqədar olaraq, *yüksək* ( $800 \div 1000^{\circ}\text{C}$  və daha yüksək), *orta* ( $250 \div 400^{\circ}\text{C}$ ) və *dərin alçaq* [ $-270 \div (-100^{\circ}\text{C})$ ] temperaturlarda işləyən aparatları fərqləndirirlər.

Regenerativ istilikdəyişdiricilər üçün xarakterik amil növbə ilə qaynar və soyuq istilikdaşıyıcılarla görüşən bərk cisimlərin (doldurmanın) olmasıdır. Doldurma kimi böyük istilik tutumlu müxtəlif formalı odadavamlı kərpic parçaları, büzməli nazik metal vərəqlər, çöp büzməli nazik metal zolaqdan düzəldilən paketlər, çuqun və polad kürələr, maqnezium oksidi və s. işlədilir.

İş prinsipinə görə regenerativ istilikdəyişdiricilər *dövri* və *fasiləsiz* işləyənlərə bölünürlər. Bu qruplardan hər birinin öz üstünlükləri və çatışmazlıqları vardır.

Dövri işləyən istilikdəyişdiricilər içində doldurma yerləşdirilmiş iki aparatdan 1,2 (şəkil 2.84, a) ibarət olurlar. Hər bir aparatda doldurmalar növbə ilə qaynar qazla (I axını) qızdırılır, sonra isə istiliyini soyuq qaza (II axını) verərək soyudulur, yəni eyni zamanda aparatlardan birinə 1 qaynar axın verilərək doldurma qızdırılır, digərindən 2 isə soyuq axın keçərək, öncəki mərhələdə qızdırılmış doldurmadan istiliyi alaraq qızır. Deməli, hər bir aparatda ardıcıl olaraq,

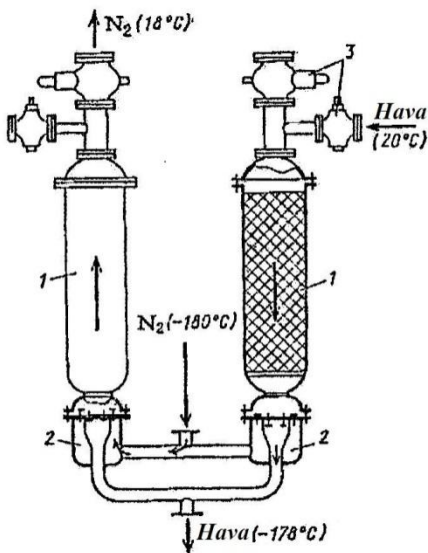




Şəkil 2.84. Regenerativ tipli istilik mübadiləsi aparatlarının sxemləri: a – tərpənməz doldurmalı dövrə işləyən istilikdəyişdiricilər: 1 və 2 – doldurmalı aparatlar; 3 və 4 – klapanlar; b – tökülən doldurmalı fasiləsiz işləyən aparatın sxemi: 1 və 2 – doldurmanı qızdırma və soyutma kameraları; 3 – jalüzlü şəbəkələr; 4 – doldurma; 5 – tutum; 6 – qaldırıcı; c – fırlanan rotorlu fasiləsiz işləyən istilikdəyişdirici: 1 – aparatın valı; 2 – doldurma; 3 – gövdə; I və II – qaynar və soyuq istilikdaşıyıcılar; III – doldurma xətti

doldurmanın qızdırılması və qızmış doldurmanın soyudulması nəticəsində qaynar və soyuq axınlar arasında istilik mübadiləsi baş verir. Aparatların, adətən bir neçə dəqiqə davam edən bir mərhələdən digərinə keçməsi avtomatik olaraq, klapanlar 3,4 vasitəsilə həyata keçirilir.

Şəkil 2.85-də havanın komponentlərə ayrılması qurğusunda alınan azotun soyuqluğu hesabına qurğuya verilən havanı soyudan dövrə işləyən regenerativ istilikdəyişdirici göstərilmişdir. O doldurma doldurulmuş diametri 1 m-ə qədər olan və işçi zonasının hündürlüyü 3 m-ə çatan iki silindrik aparatdan 1 ibarətdir. Doldurma elementi hündürlüyü 30 – 35 mm, qalınlığı 0,2–0,4 mm və büzməsinin hündürlüyü 4 mm olan büzməli alüminium zolağın dolanmasından düzəldilir. 1 m<sup>3</sup> belə doldurmanın səthi 1000–2000 m<sup>2</sup> təşkil edir. İstilikötürmə iki mərhələdə həyata keçirilir. Soyutma mərhələsində soldakı aparatdan temperaturu –180°C olan



Şəkil 2.85. Dövri işləyən regenerativ istilikdəyişdirici: 1-aparatlar; 2-klapanlar qutusu; 3-siyirtmə

soyuducu axın olan azot buraxılaraq doldurma soyudulur, azotun özü isə  $18^{\circ}\text{C}$  -yə qədər qızır. Qızma mərhələsində sağdakı aparatdan temperaturu  $20^{\circ}\text{C}$  olan soyudulan hava keçərək doldurmanı qızdırır, özü isə  $-178^{\circ}\text{C}$  -yə qədər soyuyur. Axınlar siyirtmələrin 3 və klapanlar qutularındakı 2 klapanların köməyiylə yerlərini dəyişirlər.

Dövri işləyən istilikdəyişdiricilər qeyri-stasionar, ancaq sinxron təkrar olunan istilik

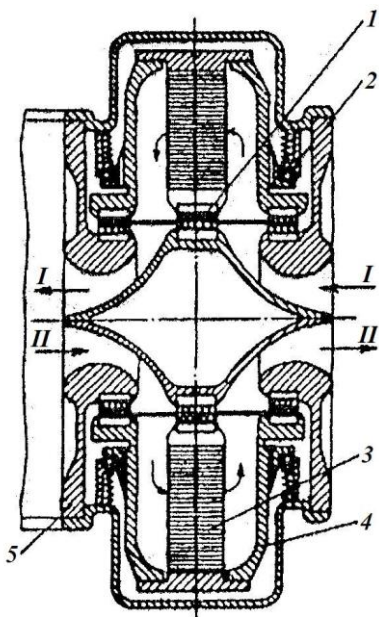
proseslərinə aiddirlər. Fasiləsiz işləyən regenerativ istilikdəyişdiricilər *hərəkət edən kip doldurmalı* (şəkil 2.84,b) və *fırlanan rotorlu* (şəkil 2.84,c) olmaqla, iki qrupa bölünürlər.

Rekuperativ istilikdəyişdiricilərin hazırlanıqları konstruksiya materiallarının termiki dayanıqlığı kifayət qədər olmadıqda, sənayenin müxtəlif sahələrində sıx dənəvar doldurma qatının aşağı hərəkəti ilə fasiləsiz işləyən istilik mübadiləsi aparatları (şəkil 2.84,b) tətbiq edirlər. Belə aparatlarda su və üzvi mayelərin buxarları, hava və qazlar  $2000^{\circ}\text{C}$ -yə qədər qızdırılırlar. Onlar bəzən qazanlardan çıxan tüstü qazlarının dərin soyudulmasında da işlədirlər. Bu istilikdəyişdiricilərdə bərk doldurma çalovlu elevatorların, titrəyən qaldırıcıların və ya pnevmatik quruluşların köməyiylə aşağıdan yuxarı qaldırılırlar. Regeneratorun qızdırma 1 və soyutma 2 kameraları vardır. Kameraların jalüz şəbəkələri 3,

səpələnən doldurma tutumuna 5 birləşdirilmiş, axının hərəkəti istiqamətində şaquli genişlənən kanal 4 əmələ gətirirlər. Qızdırıcı qaz I istiliyini tutumdan 5 gələn doldurmaya verərək, şəhdüsmə nöqtəsindən yuxarı temperatura, yəni korroziya təhlükəsizliyi səviyyəsinə qədər soyuyur. Qızmış doldurma syutma kamerasına 2 tökülərək, istiliyini soyuq axına II verir vəqaldırıcı vasitəsilə yenidən tutuma qaytarılır. Qazların soyutma kamerasından qızdırma kamerasına və əksinə keçməsinin qarşısını almaq üçün istilikdəyişdiricinin doldurma və boşaltma ştuserləri həmişə doldurma ilə dolu olmalıdırlar. Səpələnən doldurmanın kameralarda qalma vaxtını artırmaq üçün onlarda müxtəlif bucaq altında rəflər düzəldirlər.

Fırlanan rotorlu regenerativ istilikdəyişdiricilər *şaquli* və *üfqi* rotorlu aparatlara bölünürlər. Ortatemperaturlu proseslərdə fasiləsiz işləyən fırlanan rotorlu havaqızdırıcılar (şəkil 2.84,c) daha geniş yayılmışlar. Onlar istilik elektrik stansiyalarının qazanlarından çıxan tüstü qazlarının istiliyi hesabına yanacağın yandırılmasına verilən havanı qızdırmaq üçün istifadə olunurlar. Onlarda doldurma 2 kimi vala 1 bərkidilmiş nazik düz və büzməli vərəqlər işlədilir. Gövdənin 3 içində rotor şəklində olan doldurma şaquli val ətrafında (2 – 6) dövr/dəq. tezliklə fırlanır və növbə ilə gah qaynar qazla (bu halda qızır), gah da soyuq hava ilə (bu halda soyuyur) görüşür. Bu tip şaquli rotorlu havaqızdırıcının üzərində 3-cü bölmədə daha ətraflı dayanılır.

İri qaz–turbın qurğularında havanın qızdırılması üçün «Yunqstrem» firmasının üfqi rotorlu regenerativ istilikdəyişdiricisi (şəkil 2.86) tətbiq tapmışdır. İçində 0,3–0,4 mm diametrlı korroziyadayanıqlı məftil torlar yığıcı şəklində olan doldurma 3 yerləşdirilmiş rotor 4 statorun 5 içində fırlanır. Radial arakəsmələrin köməyi ilə rotor sektorlara bölünmüşdür. Bununla da, qaz və hava axınlarının ayrılması əldə edilir. Hər bir mühit öncə oxboyu, sonra isə radial istiqamətlərdə hərəkət etmələrinə baxmayaraq, qaz və havanın



Şəkil 2.86. Üfqi rotorlu istilikdəyişdirici: I, II – qaynar və soyuq axınlar; 1, 2 – daxili və xarici kipləşdirmə; 3 – doldurma; 4 – rotor; 5 – stator

hərəkət sxemləri əksaxınlıdır. Onlar rotorun içindəki doldurmaldan keçərək, onu ya qızdırır, ya da onda yığılmış istiliyi udaraq soyudur. Axınların yolunun belə uzadılması sayəsində doldurma kanallarında sürət artır, rotorun 20–30 dövr/dəq. fırlanma tezliyində istilikvermə əmsalının qiyməti 300 – 400  $Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)$ -yə çatır. Hava və qaz axınlarının sızmalarının qarşısını almaq üçün konstruksiyada daxili və xarici kipləşdirmələr nəzərdə tutulmuşdur. Baxılan aparatların tərpənməz doldurmalı aparatlarla müqayisədə

üstünlüklərinə fasiləsiz iş rejimini, qızdırılan qaz axınının praktiki olaraq sabit orta temperaturunu və yığcamlığını aid etmək olar.

Çatışmazlıqlarına isə əlavə elektrik enerjisi sərfi, konstruksiyasının mürəkkəbliyi, qızdırma boşluğunun soyutma boşluğundan kip təcrid edilməsinin mümkünsüzlüyü aiddirlər.

### 2.13. Qarışdırıcı tipli istilikdəyişdiricilər

Hal-hazırda sənayedə qarışdırıcı istilikdəyişdiricilər (və ya kontakt istilikdəyişdiriciləri) geniş tətbiq edirlər. Bu aparatlarda istilik mübadiləsi prosesi istilikdaşıyıcıların

bilavasitə görüşmələri ilə baş verir, yəni onlar arasında ayırıcı səth olmur.

İş prinsipinə görə bu aparatların böyük əksəriyyəti fasiləsiz işləyirlər. Bu tip istilikdəyişdiricilər tətbiq sahələrinə görə adlandırılırlar.

**Skrubberlər** hava və ya qazları tozdan, küldən, qatranlardan və digər qatışıqlardan maye vasitəsilə təmizləmək üçün işlədilir. Məsələn, bitum istehsalı qurğusunun reaktorundan çıxan qazların skrubberdə su ilə təmizlənməsini göstərmək olar.

Elektrik stansiyalarının buxar turbinləri kondensatorlarından alınan böyük miqdarda dövr edən suyun soyudulması onun **qradirnilərdə (soyuducu qurğularda)** hava ilə istilik- və kütlə mübadiləsi hesabına əldə edilir.

**Kondensatorlar** buxarın, **qızdırıcılar isə** havanın və ya qazın istiliyi hesabına mayeni qızdırmaq üçün işlədilir.

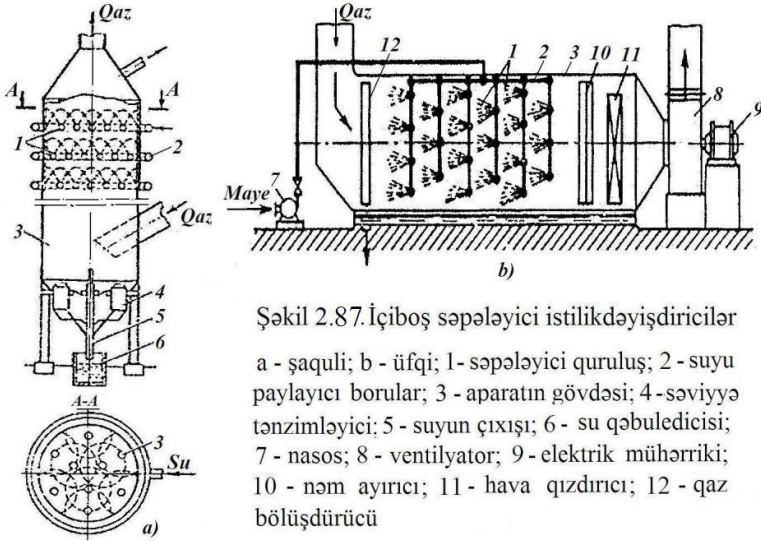
Qızdırıcı istilikdəyişdiricilər müxtəlif temperaturu eyni və müxtəlif cinsli maddələrin qarışmasına yol verildiyi və ya bu qarışma texnoloji şərtlərlə müəyyənləşdiyi hallarda istifadə edilir.

Səthli istilikdəyişdiricilərlə müqayisədə qarışdırıcı aparatlar istilik mübadiləsi prosesinin yüksək intensivliyi, avadanlıqların əhəmiyyətli dərəcədə az korroziyası, qızma səthində çöküntülərin yaranmasının aradan qaldırılması, texnoloji proseslərin temperatur səviyyəsinin yüksəldilməsinə imkan verməsi, konstruksiyasının sadəliyi və defisit materiallar sərfinin azaldılması və i.a. kimi üstün cəhətlərlə fərqlənirlər.

Onların çatışmazlıqlarına istilikdaşıyıcılardan birinin digəri ilə çirklənməsini, mühitlərin soyuma və qızma temperaturlarının məhdudluğunu, axınlar arasında sıx kontakt yaradılmasının mürəkkəbliyini və s. aid etmək olar.

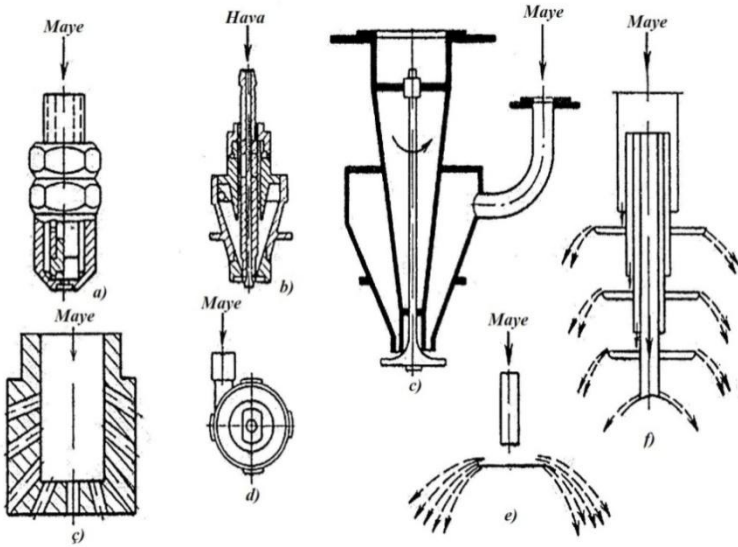
Konstruktiv quruluşlarına görə qarışdırıcı istilikdəyişdiricilər *çıboş səpələyici, arakəsməli, doldurmalı, təbəqəli, şırnaqlı, siklon, köpüklü* və s. tiplərə bölünürlər.

**İçiboş səpələyici** istilikdəyişdiricilər şaquli (şəkil 2.87,a) və üfqi (şəkil 2.87,b) yerləşdirilməklə, onlarda maye qaz mühitinə



xırda hissəciklər halında püskürülür. Bu halda qazla mayenin kontaktı, yaranan damcılardan səthində baş verir, yəni fazaların görüşmə səthi damcılardan ölçülərindən və suvarma sıxlığından (vahid zamanda aparatın vahid en kəsik sahəsindən keçən mayenin sərfindən) asılıdır. Damcılardan diametrləri kiçildikcə, kontakt səthi artır; bir sıra hallarda aparatın vahid həcmindəki kontakt səthi doldurmanın uyğun göstəricisindən çox alınır. Mayenin aparatın içində bərabər paylanması üçün müxtəlif püskürücü və səpələyici quruluşlar (şəkil 2.88) işlədirlər.

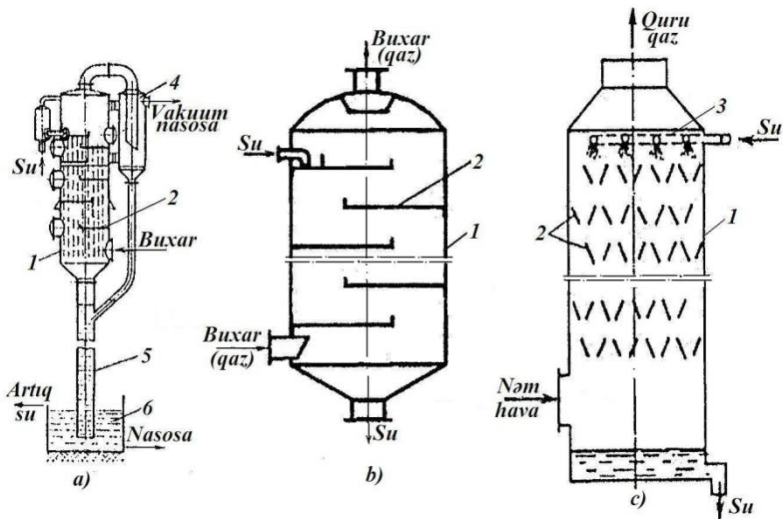
Maye damcılarının aparatın en kəsiyi üzrə bərabər paylanması üçün səpələyiciləri müxtəlif səviyyələrdə yerləşdirirlər. İçiboş səpələyici aparatlar qaz axınına az müqavimətilə fərqlənir, çox çirkli qazların təmizlənməsində işlədilər bilərlər, soyuducu suyun sərfinə görə sərfəlidir. Bununla yanaşı, suyun səpələnməsi üçün çox enerji tələb olunur və iri ölçülüdür.



Şəkil 2.88. Qarışdırıcı tipli istilikdəyişdiricilər üçün püskürücü və səpələyici quruluşları: a-mexaniki püskürücü; b-pnevmatik püskürücü; c-mərkəzdənqaçma səpələyici püskürücü; ç-səpələyici; d-siklon tipli səpələyici; e-birboşqablı səpələyici; f-çoxboşqablı səpələyici

**Arakəsməli** aparatların içində seqment (şəkil 2.89, a, b), həlqəvi, konus (şəkil 2.89,c) və s. arakəsmələr yerləşdirilir. Aparatların yuxarisından soyuducu maye, aşağısından isə buxar (qaz) verilir. Maye arakəsmələrin 2 deşiklərindən və ətəklərindən axaraq, buxar (qaz) axını ilə kontaktda olan çoxsaylı şırnaqlara və damcılara bölünürlər.

Barometrik kondensatorda buxar soyuducu maye axını ilə qarışaraq kondensləşir və hündürlüyü təqribən 10 m olan barometrik boru 5 ilə qəbul tutumuna 6 tökülür. Bu halda barometrik borudakı maye sütununun hidrostatik təzyiği hesabına, tutumdakı maye səthi (adətən atmosfer təzyiği) və aparatın gövdəsi arasında təzyiqlər fərqi yaranır. Tutumdakı maye sütununun içində yerləşdirilmiş barometrik boru aparata



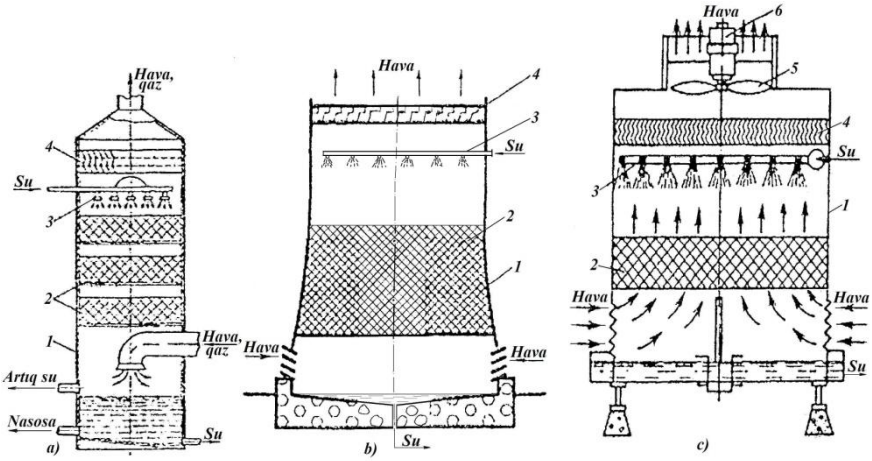
Şəkil 2.89. Arakəsməli qarışdırıcı istilikdəyişdiricilərin sxemləri:  
 a-barometrik kondensator; b-seqment arakəsməli; c-kaskadlı;  
 1-aparataın gövdəsi; 2-arakəsmə; 3-su paylayıcı boru; 4-separator;  
 5-barometrik boru; 6-maye-kondensat qarışığı üçün tutum

atmosfer havasının sorulmasının qarşısını alan hidravliki qıfıl rolunu oynayır. Aparata maye və buxarla daxil olmuş müəyyən miqdarda kondensləşməmiş qazlar vakuum nasosun köməyiylə separatoradan 4 kənarlaşdırılır. Belə aparatlar neftin ilkin emalı qurğusunun vakuum bölməsində, çoxgövdəli buxarlandırıcı qurğularda vakuum yaratmaq və buxarları kondensləşdirmək məqsədilə tətbiq edirlər.

Fazalararası görüşmə səthini artırmaq məqsədilə aparatlarda müxtəlif sayda arakəsmələr yerləşdirirlər. Axınların əksaxınlı hərəkətlərində kondensləşən buxarla çıxan suyun temperaturları arasındakı fərq 1–3°C olur.

**Doldurmalı** aparatlarda (şəkil 2.90) adətən maye paylaşıdırıcı quruluş 3 vasitəsilə aparatın en kəsiyi boyu bərabər paylanır və doldurmanın səthi boyu təbəqə şəklində axır. Qazla maye arasında istilik-kütlə mübadiləsi doldurmanın isladılmış səthində baş verir.





Şəkil 2.90. Doldurmalı qarışdırıcı tipli istilidəyişdiricilərin quruluşları: a-çoxpilləli; b-təbii sorma; c-məcburi sorma; 1-aparata gövdəsi; 2-doldurma; 3-su paylaşdırıcısı; 4-damcıayırıcı; 5-ventilyator; 6-elektrik mühərriki

Belə şəraitlərdə aparatın effektivliyi, əsasən doldurmanın 2 səthindən asılıdır. Doldurmanın vahid həcmində kontakt səthi artdıqca, istilik və kütlə mübadiləsi aparatının effektivliyi də yüksəlir.

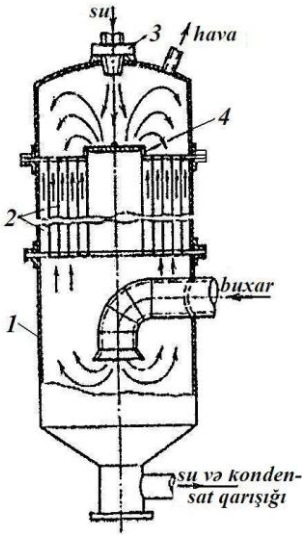
İstehsalatda müxtəlif həndəsi formalı doldurmalarından istifadə edilir (doldurmalar üzərində kütlə mübadiləsi aparatları bölümündə geniş dayanılır). Doldurmanı, sərbəst en kəsiyi doldurmanınkindən çox olan dayaq şəbəkəsinin üstünə düzür və ya tökülür.

Lazım olan fazalararası kontakt səthindən asılı olaraq, doldurmalar hündürlüyü  $1 \div 2$  m olan bir (şəkil 2.90,b,c) və ya bir neçə (şəkil 2.90,a) kontakt pillələri şəklində yerləşdirilə bilər. Mayenin doldurmanın kəsiyi üzrə təkrar paylaşılması kontakt pillələri arasında yerləşdirilmiş müxtəlif konstruksiyalı paylaşdırıcı quruluşlarla həyata keçirilir. Qazla aparılan maye damcılarını ayırmaq üçün doldurmalı aparatlarda damcıayırıcı (qaytarıcı) 4 nəzərdə tutulur.

Şəkil 2.90, b,c-də dövr edən suyu hava ilə soyudan aparatların sxemləri verilmişdir. Onlar *təbii* (şəkil 290,b) və *məcburi* (şəkil 2.90,c) sorma ilə işləyənlərə bölünürlər. Təbii sorma ilə işləyən soyuducu qurğunun (şəkil 290,b) suvarıcı quruluşu 3 və doldurması 2 yuxarıya doğru daralan (adətən hiperbola formasında) dairəvi gövdədə yerləşirlər. Hava qüllənin aşağı hissəsinə daxil olur və təbii sormanın təsiri ilə tökülən suya qarşı hərəkət edir. Havanın məcburi hərəkətindən istifadə edildikdə (şəkil 2.90,c), aparatın soyutma effekti yüksəlir. Belə soyuducu aparatın hündürlüyünü azaltmaq lazım gəldikdə, üfqi aparatlardan (şəkil 2.87,b) istifadə edilir.

Doldurmalı qarışdırıcı aparatların konstruksiyası sadə olmaqla, doldurma kimi istənilən tikinti materialları – beton, keramika, şüşə, farfor işlədilə bilər. Bununla yanaşı, onlar xeyli kütləyə, qaz axınına böyük hidravliki müqavimətə malikdirlər, çox tozlu qazların emalı (təmizlənməsi) üçün az yararlıdırlar və mayenin az sərfərində, lazımi suvarma sıxlığının yaradılması mümkün olmadığından tamamilə yararsızdırlar.

**Təbəqəli** buxar-su qızdırıcısının (şəkil 2.91) içində koncentrik yerləşdirilmiş silindrlərin səthilə 2 aşağı istiqamətdə maye, silindrlərarası boşluqla isə əksaxınla buxar hərəkət edir. Maye şırnağı ucluqlu quruluş 3 vasitəsilə 5 – 6 m/s sürətlə qaytarıcı boşqab 4 istiqamətində səpələnir. Qaytarıcı boşqab əsas şırnağı daha xırda şırnaqlara və damcılara bölür və onlar silindrlərin səthi boyu təbəqə halında aşağı axırlar. Axınların ehtimal olunan hərəkətləri oxlarla göstərilmişdir. Buxar kondensləşdikdə və su qızdıqda ayrılan hava və başqa qazlar aparatın ən soyuq olan hissəsində yerləşdirilmiş qol boru vasitəsilə çıxarılır. Qızdırıcı mühit kimi adətən alçaq təzyiqli işlənmiş buxar istifadə edilir. Belə qızdırıcılar yığcamdırlar, [aparatda izafi təzyiq  $\Delta p = 0 \div 6900 Pa$  arasında dəyişdikdə  $K = 4500 \div 17500 Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)$  -ə bərabər olur] onlarda istilikötürmə əmsalının qiyməti silindrlərin səthlərinin vəziyyətindən asılı deyildir.



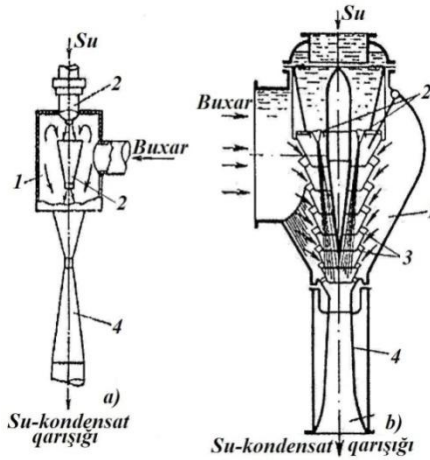
Şəkil 2.91. Təbəqəli buxar-su qızdırıcısı: 1-gövdə; 2-konsentrik silindrlər; 3-ucluqlu quruluş; 4-qaytarıcı boşqab

Bununla bərabər, su və buxarda xeyli miqdarda oksigen olduğundan, onlar intensiv korroziyaya məruz qalırlar. Aparatı korroziyadan qorumaq üçün onun işçi zonasında müəyyən qədər izafi təzyiq ( $0,001 \div 0,005$ ) MPa saxlamaq, suyu  $100-100,5$  °C -yə qədər qızdırmaq, silindrləri və aparatın gövdəsini korroziyaya dayanıqlı materiallardan hazırlamaq məsləhət görülür.

Suyun sorulan buxarla qızdırılması baş verən şırnaqlı aparatların prinsipial sxemləri şəkil 2.92-də göstərilmişdir. Onlar *bir-* (şəkil 2.92,a) və *çoxucluqlu* (şəkil 2.92,b) olurlar. Ucluqdan 2 (şəkil 2.92,a) böyük sürətlə çıxan su, buxarı

və onu soyudaraq kondensləşdirir. Çoxucluqlu aparatda (şəkil 2.92,b) isə su gövdənin yuxarı hissəsində yerləşdirilmiş bir neçə ucluğa 2 verilir və böyük sürətlə konsentrik paylaşdırıcı konuslar sisteminə daxil olur. Suyun sürətinin təsiri nəticəsində buxar konuslar arasındakı həlqəvi yarıqlardan kondensatorun mərkəzi fəzasına sorularaq kondensləşir. Soyudan su, kondensat və hava sonradan diffuzora 4 daxil olur və burada su şırnağının kinetik enerjisinin təsiri altında qarışığı sıxılır.

İstilik-kütlə mübadiləsinin yüksək intensivliyi, aparatın ölçülərinin əhəmiyyətli dərəcədə kiçildilməsinə kömək etməklə yanaşı, sadə konstruksiyalı aparat yaratmağa imkan verir. Suyun ucluqdakı sürəti  $5 \div 30$  m/s arasında dəyişir. Axma sürət artdıqca şırnaqlı aparatın ejetor kimi göstəriciləri yaxşılaşır, ancaq istilikdəyişdirici kimi pisləşir.



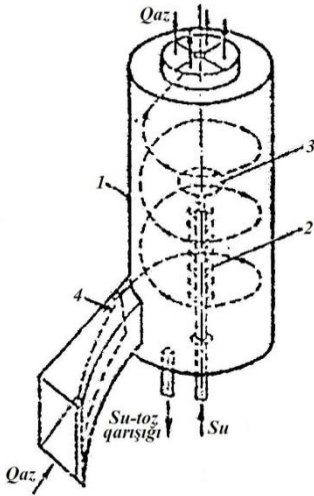
Şəkil 2.92. Şırnaqlı istilikdəyişdiricilərin prinsipial sxemləri:  
a-birucluqlu; b-çoxucluqlu; 1-qarışma kameri; 2-ucluq;  
3-paylaşdırıcı konuslar; 4-diffuzor

Şırnaqlı qarışdırıcı kondensatorlar buxarın su ilə qarışmasına yol verildiyi, kondensatın zəhərsiz qatışıqlarla çirkləndiyi və ya kondensat-buxar generatorlarında qidalandırıcı su kimi işlədilmədiyə hallarda tətbiq edirlər.

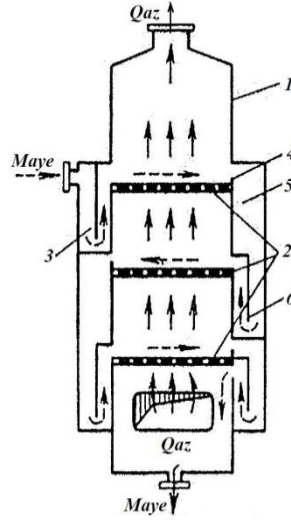
**Siklon** skrubberlərində (şəkil 2.93) qaz axını tangensial istiqamətdə verildiyindən spiralvarı hərəkət edərək, içində qaz axınını bərabərləşdirmək üçün yönəldici kürəklər nəzərdə tutulmuş yuxarı qol borusundan çıxır. Qaz axınının girişində tənzimləyici-yönəldici kürək 4 yerləşdirilir; onun köməyiylə axın nəm səthlə sıxılır; bununla da, axının sürəti artır və tozun tutulmasının effektivliyi yüksəlir.

Skrubberin oxu üzrə suyu aparatın içinə xırda şırnaqlar halında səpələmək üçün bir neçə səviyyədə ucluqları olan boru 2 yerləşdirilmişdir. Su damcılarını qaz axını ilə aparılaraq skrubberin gövdəsinə sıxılır və qazdakı toz hissəciklərini tutaraq aşağı tökülür.

Maye və qaz axınlarının bu üsulla qarşılıqlı təsirdə olmaları, fazaların fasiləsiz yenilənən görüşmə səthlərinin



Şəkil 2.93. Siklon skrubberin sxemi: 1 - gövdə; 2 - səpələyici quruluş; 3 - səpələyici borunun şaybası; 4 - tənzimləyici klapın



Şəkil 2.94. Köpüklü aparatın sxemi: 1-gövdə; 2-şəbəkə; 3-qəbul edici qutu; 4 - astana; 5 - axıdıcı qutu; 6 – hidravliki qıfıl

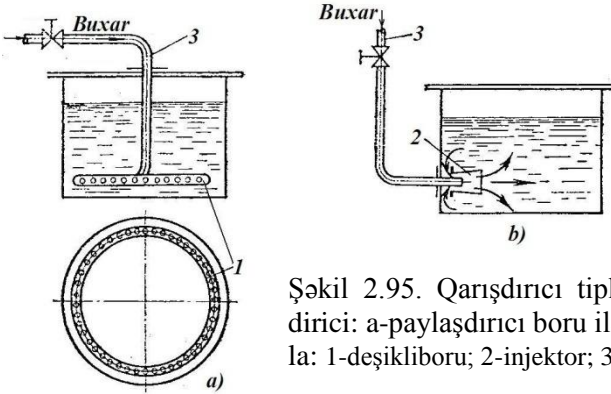
yanarmasını təmin edir. Siklon aparatları qaz soyuducuları kimi olduqca effektiv aparatdırlar, çünki 400°C-yə qədər başlanğıc temperaturu olan qazı aparatdan çıxan suyun temperaturuna qədər soyutmağa imkan verir. Bu halda qazın tozdan yaxşı təmizlənməsi də baş verir.

**Köpüklü** aparatlar pis isladılan (hidrofob) tozları qazlardan ayırmaq üçün tətbiq olunurlar. Üç arakəsməli köpüklü aparatın prinsiplial sxemi şəkil 2.94-də verilmişdir. Şəbəkəyə yönələn qazın sürəti adətən 2–2,5 m/s olur. Sürət az olduqda köpüklənmə azalır və maye arakəsmədəki dəşiklərdən tökülür, böyük sürətlərdə isə mayenin damcılar şəklində aparılması artır. Normal iş şəraitində mayenin yarısı axma astanasından, yarısı isə arakəsmədəki dəşiklərdən tökülür.

Köpüklü aparatda qazların təmizlənmə dərəcəsi 90–95 %-ə çatır. İstehsalatda siklon tipli köpüklü aparatlar da tətbiq

edilirlər.

Bir sıra hallarda, buxarın kondensləşməsi ilə mayeləri qızdırmaq üçün aparatın dibində çoxsaylı xırda deşikləri olan dairəvi və ya spiral üzrə əyilmiş boru ilə mayenin içinə buxar (şəkil 2.95,a) verilir. Buxar injektorla verildikdə, (şəkil 2.95,b) mayenin dövr etməsi nəticəsində proses daha intensiv gedir.



Şəkil 2.95. Qarışdırıcı tipli istilikdəyişdirici: a-paylaşdırıcı boru ilə; b-injektorla: 1-deşikliboru; 2-injektor; 3-buxar xətti

İstilikdaşıyıcıların qarışmaları ilə baş verən istilik və kütlə mübadiləsi aparatlarında istilikötürmə  $K$  və istilikvermə  $\alpha$  əmsallarının qiymətləri eynidir ( $K=\alpha$ ), çünki bu halda ayırıcı divar yoxdur. Hesablama düsturlarında həm  $K$ -dan, həm də  $\alpha$ -dan istifadə edilir. Bu tip aparatların istilik mübadiləsi səthinin tapılması çətin olduğundan, bir sıra hallarda onların hesabını həcmi istilikötürmə əmsalı ilə aparırlar. Bu halda istilikötürmə tənliyi aşağıdakı şəkildə yazılır:

$$Q = K_h \Delta t V_{a.h.} \quad (2.76)$$

burada  $K_h$  – aparatın 1  $m^3$  aktiv həcminə aid edilmiş istilikötürmə əmsalı,  $Vt/(m^3 \cdot ^\circ C)$ ;  $V_{a.h.}$  – görüşmə zonasının faydalı və ya aktiv həcmi,  $m^3$ ;

Təcrübi yolla həcmi istilikötürmə əmsalının qiyməti tapılırsa, prosesi (2.76) düsturu ilə hesablamaq olar.

## 2.14. İstilik mübadiləsinin intensivləşdirilməsi

İstilikdəyişdirici aparatların effektivliklərinin yüksəldilməsi və yeni yüksək effektivli aparatların yaradılması çox böyük iqtisadi əhəmiyyət kəsb edir.

### 2.14.1. İstilikdəyişdiricilərin effektivliklərinin müqayisəsi

İstilik mübadiləsinin intensivləşdirilməsinin müxtəlif metodlarının və quruluşlarının effektivliklərinin müəyyənləşdirilməsi çoxlu sayda kriterilərdən asılı olduğundan kifayət qədər çətin və mürəkkəb məsələdir.

İntensivləşdirilmənin effektivliyinin qiymətləndirilməsinin ən sadə metodu istilik mübadiləsinə intensivləşdirən səthli və onsuz hazırlanmış eyni istilik yüklü və istilikdaşıyıcıların nəql edilmələrinə eyni güc sərf olunan iki istilikdəyişdirici aparatın həcmələrinin və ya səthlərinin müqayisəsidir [18].

İstilikdəyişdirici aparatların və istilik mübadiləsi intensivləşdiricilərinin effektivliklərinin qiymətləndirilməsi metodlarının mütləq əksəriyyəti effektivlik parametri kimi aşağıdakı ifadəyə istinad edirlər [19] :

$$E = Q/N \quad (2.77)$$

burada  $Q$  – aparatın istilik yükü,  $Vt; N$  – istilikdaşıyıcıları nəql etmək üçün sərf edilən güc,  $Vt$ .

İstilikdəyişdiriciləri üç əsas parametr –  $Q$ ,  $N$  və  $A$  xarakterizə edir. Mümkün qədər az miqdarda hidravliki itki  $N$  ilə, daha çox istilik  $Q$  verilməsi aparatın maksimal mümkün olan istilik-hidravliki mükəmməliyində, yəni  $E=\max$  olduqda təmin edilir. Bundan başqa, istilik mübadiləsinə intensivləşdirən quruluşlardan istifadə edilmiş aparatla, seriyalarla hazırlanan hamar divarlı (0 indeksi) aparat müqayisə edildikdə, bir sıra xarakterik parametrlərin əlverişli nisbətlərinin əldə edilməsinə çalışmaq lazımdır. Adətən

istilikdəyişdiricinin ölçüləri  $A/A_0$ , onların həcmliəri  $V_a/V_{a0}$ , istilik yükləri  $Q/Q_0$ , nəqlətmə gücü  $N/N_0$  və bəzi digərləri müqayisə olunur.

Bir sıra hallarda, effektivlik parametrini aşağıdakı ifadə ilə hesablayırlar:

$$E' = \frac{Q}{N\Delta t'} \quad (2.78)$$

burada  $\Delta t$  – temperatur düşgüsü, °C.

Bu ifadəni,  $\Delta t$  – nin təsirini istisna edən formada da yazmaq olar [19]:

$$E' = \frac{Q}{N\Delta t} = \frac{\alpha}{N/A} = \frac{\alpha}{N/(P \cdot l)} \quad (2.79)$$

burada  $A = P \cdot l$ ;  $P$  – kanalın en kəsiyinin perimetri,  $m$ ;  $l$  – kanalın uzunluğu,  $m$ .

$E'$  parametrindən və ya onun nisbi forması olan  $\bar{E}' = E'/E'_0$  -dən səmərəli istifadə etmək lazımdır. Gövdə-borulu istilikdəyişdiricilərin müxtəlif intensivləşdiricilərinin (və ya hamar kanallarla) müqayisəsini bütün aparatlar üçün aşağıdakı eyni şəraitlərdə aparmaq məqsədəuyğundur:

$$Re; l; d; N_b(A; G; V) = idem \quad (2.80)$$

burada mətərizədəki parametrlərin bərabərliyi (2.80)-ə daxil olan digər kəmiyyətlərin eyniliyinin nəticəsidir;  $d$  – borunun hamar hissəsinin diametri,  $m$ ;  $N_b$  – aparatdakı boruların sayı;  $G, V$  – istilikdaşıyıcıların kütlə və həcmi sərfliəri,  $kq/s$ ,  $m^3/s$ .

Onda  $\alpha/\alpha_0$  nisbəti intensivləşdirilmiş və hamardıvarlı kanalların istilik yükləri ( $\Delta t = idem$  olduqda) bərədə (2.80) şərtlərində mühakimə yürütməyə imkan verir. Eyni zamanda  $\alpha/\alpha_0$  nisbəti intensivləşdirici quruluşlu kanalın və ya aparatın səthinin  $A$ , hamar səthə  $A_0$  nisbətən azaldılması mümkünlüyünü göstərir.  $Q = idem$  olduqda, müqavimət əmsallarının nisbəti  $\xi/\xi_0$  nəqlətmə güclərinin nisbətini  $N/N_0$  xarakterizə edir. Deməli,  $E'$  parametri və onun tərifinə uyğun olan hesabi qiymətlər müxtəlif istilik mübadiləsini intensivləşdirən quruluşlu və ya onlarsız kanallar və ya aparatlar üçün (2.80) şərtlərində bütün əsas parametrlərin –  $Q$ ,  $N$ ,  $A$  müqayisə



olunması mümkünlüyünə təminat verir, yəni müxtəlif intensivləşdiricilərin və istilikdəyişdirici aparatların öz aralarında mükəmməl müqayisəsi təmin edilir. Ona görə də,  $E'$  parametrini intensivləşdiricilərin, kanalların, aparatların effektivliklərinin qiymətləndirilməsinin sadə və fiziki aydın, əsas kriteri kimi qəbul etmək lazımdır.  $E' = \max$  səviyyədə keyfiyyətə malik istilikdəyişdirici və bu keyfiyyəti təmin edən intensivləşdirici quruluş maksimal effektivdirlər, yəni optimaldırlar.

Bur sıra hallarda, istilik mübadiləsinin intensivləşdirilməsinin effektivliyini qiymətləndirmək üçün:

$$\eta = (\text{Nu}/\text{Nu}_0)/(\xi/\xi_0) \quad (2.81)$$

əmsalı məsləhət görülür. Həmin əmsalı  $\eta = E'/E'_0$  şəklində, yəni intensivləşdiricisi olan və adi hamardıvarlı aparatlar üçün  $E'$  parametrlərinin nisbəti kimi təqdim etmək olar.  $E'$  ideyasının təkrarlanması  $\eta$  əmsalının mahiyyətində açıq-aydın görünür.  $\eta = E'/E'_0$  forması daha üstündür, çünki o aydın və tam olaraq fərdi mükəmməlliliyi və intensivləşdirilmiş və adi istilikdəyişdiricilərin keyfiyyətləri nisbətini nümayiş etdirir.

Hesabi xərclər metoduna görə (ən sadə izahda) ən effektiv aparat aşağıdakı şərtə uyğun olandır:

$$X = H + \dot{I} = \min, \quad (2.82)$$

burada  $X$  – ümumi xərclər, manat;  $H$  – aparatın hazırlanmasına çəkilən xərclər, manat;  $\dot{I}$  – müəyyən vaxt ərzində istilikdəyişdiricinin istismarına çəkilən xərclər, manat.

$H$ -ın miqdarı, çox hallarda aparatın işçi səthi  $A$ -nın ölçülərilə,  $\dot{I}$  parametri isə axının nəql olunmasına sərf edilən  $N$  gücü ilə müəyyənləşir.  $A$  səthi (digər bərabər şərtlərdə)  $Q$ -nün ekvivalenti rolunu oynaya bilər. Onda ən sərfəli aparatı müəyyənləşdirən şərt  $Q + N = \min$  formasında (bir sıra istilikdəyişdiricilər üçün tələb olunan müəyyən edilmiş istilik gücü  $Q = idem$ -də) yazılır. Deməli, hesabi xərclər metodunda,  $E'$  parametrindən istifadə edildiyi kimi optimal istilikdəyişdirici  $Q$  və  $N$  kəmiyyətlərinin ən əlverişli

nisbətinə uyğun gəlir. Məhz buna görə də, istilikdəyişdirici aparatın  $X$  və  $E'$  parametrlərinə görə optimallaşdırılması çox hallarda üst-üstə düşür. Qeyd etmək lazımdır ki,  $E'$  parametri  $X$  ilə müqayisədə daha yığcam və rahatdır.

İstilik mübadiləsini intensivləşdirən quruluşların yenidən layihələndirilən istilikdəyişdirici aparatlarda istifadə edilməsi, ancaq  $\alpha > \alpha_0$ ,  $E > E_0$  şərtlərinin təmin edilməsində məqsəduyğundur. Bu şərtlərin yerinə yetirilməsi, heç olmazsa istilikdəyişdiricinin baş parametrlərindən –  $Q$ ,  $N$ ,  $A$  birinin yaxşılaşması ilə müşahidə olunmalıdır.

Çoxlu sayda yayılmış metodların analizi obyektiv olaraq göstərir ki, istilikdəyişdiricilərin effektivliklərinin qiymətləndirilməsinin ən əsaslandırılmış və aydın metodu  $E$  və ya  $E'$  parametridir.

Qeyd etmək lazımdır ki, praktikada istilik mübadiləsinin intensivləşdirilməsinin bu və ya digər metodu seçilərkən, səthin özünün effektivliyi ilə yanaşı, onun müxtəlif birləşməli və ikifazlı istilikdaşıyıcılar üçün universallığı, səthin hazırlanmasının və istilikdəyişdirici aparatın yığılmasının texnolojiliyi, möhkəmlik tələbləri, səthin çirklənməsi, istismarı xüsusiyyətləri və i.a nəzərə alınmalıdır. Bütün bu tələblər tədqiq olunmuş çoxsaylı intensivləşdirmə metodlarından birinin seçilməsi mümkünlüyünü əhəmiyyətli dərəcədə azaldır.

### **2.14.2. Aparatların effektivliklərinin yüksəldilməsi metodları**

İstilikdəyişdirici aparatların kütlə və qabarit ölçülərinin azaldılması aktual problem olmaqla, müxtəlif sənaye sahələri üçün böyük əhəmiyyətə malikdir. Bu problemin ən perspektiv həlli yolu – istilik mübadiləsinin intensivləşdirilməsidir.

İstilik mübadiləsi aparatlarında konvektiv istilik mübadiləsinin intensivləşdirilməsinin əsas üsulları bunlardır:  
– çöküntülərin qarşısının alınması;

- axının süni turbulənləşdirilməsi;
- istilik mübadiləsi səthinin qabırğalanması;
- istilikdaşıyıcıya bərk hissəciklərin və ya qaz qabarcıqlarının əlavə edilməsi;
- axına elektrik, maqnit və ultrasəs sahələrilə təsir edilməsi.
- boru və borulararası fəzalardan təsirsiz qazların üfürülməsi;

Ümumiyyətlə, istilik mübadiləsinin intensivləşdirmək üçün on altı müxtəlif metodlar [20] təklif olunmuşdur. Onlar *passiv* (intensivləşdirmə üçün kənardan enerji verilməsi tələb olunmayan), *aktiv* (kənardan enerji verilməsi tələb olunan) və *mürəkkəb* metodlara bölünürlər.

Passiv metodlara səthlərin işlənməsi, nahamar səthlər, artırılmış səthlər, qarışdırıcı quruluşlar, axının burulması, spiral borular, maye və qaz üçün əlavələr aid edilir.

Aktiv metodlar mexaniki qarışdırma, səthin titrəyişləri, axının döyünməsi, elektrostatik sahə, injeksiya, sərhəd qatının sorulması, şırnaqlı aparatlardan ibarətdir.

Mürəkkəb metodlar isə eyni zamanda iki və daha çox passiv və (və ya) aktiv metodlardan ibarət olur.

#### **2.14.2.1.Çöküntülərin qarşısının alınması.**

(2.18) tənliyinin analizi göstərir ki, istilikötürmə əmsalı və ya istilik mübadiləsinin intensivliyi xeyli dərəcədə termiki müqavimətlərin böyüyündən asılıdır. Buna görə də, istilikötürmə prosesini intensivləşdirmək üçün, hər şeydən öncə daha çox termiki müqaviməti azaltmaq lazımdır. Adətən ən çox termiki müqavimət  $1/\lambda_1$  və ya  $1/\lambda_2$  hədləridir, yəni divarlarda yaranan çöküntülərin və korroziya məhsullarının qalınlıqlarıdır.

Çöküntülər, əsasən işçi mayelərin çirкли olması, səthlərin yaxşı emal edilməməsi və istilik mübadiləsi səthlərində nahamarlıqların yaranması səbəblərindən yaranır. Konstruksiya materiallarının düzgün seçilməməsinin və işçi mühitin

yeyiciliyinin nəticəsində isə korroziya baş verir.

Çirklənmələrin yaranmasını və istilikdəyişdirici aparatların səthinin korroziyasını azaltmaq məqsədilə aşağıdakı tədbirlər məsləhət görülür:

– işçi mühitlərin təmizlənməsi, suyun maqnitlə emalı və ya ona müxtəlif əlavələrin edilməsi;

– işçi səthlərin vaxtaşırı mexaniki, kimyəvi və ya hidromexaniki üsullarla təmizlənməsi;

– səthlərin emalı və xüsusi örtüklərin istifadəsi.

Çöküntülərin yaranmasının və korroziyanın qarşısının alınmasının perspektiv üsullarından biri ingibitorlardan istifadə edilməsidir. İşçi mühitin turbulənləşdirilməsi də çöküntülərin yaranmasını azaldır. Belə ki, axınının burulğanlaşması ilə çöküntülərin yuyulması baş verir.

#### **2.14.2.2. Axının süni turbulənləşdirilməsi.**

Alçaq sürətlə, yəni Reynolds ədədinin alçaq qiymətlərində hərəkət edən axını süni turbulənləşdirməklə (axının sürətini artırmaqla, süni nahamarlıqlarla, titrəyişlər yaratmaqla, axının burulması ilə və i.a.) istilikvermə əmsalının qiymətini yüksək turbulənt rejimə uyğun qiymətə qədər artırmaq olar.

*Axınların sürətlərinin artırılması.* İstilik mübadiləsinin intensivləşdirilməsinin sadə və məlum üsulu işçi mühitlərin kanallardakı hərəkət sürətlərinin artırılmasıdır. Ancaq bu üsulda hidravliki müqavimətlər, deməli, nasosa sərf edilən enerji sərfi sürətlə artır və işçi mühitlərin sürətlərinin artırılması ilə istilik mübadiləsinin sonrakı intensivləşdirilməsi iqtisadi cəhətdən sərfəli olmur. Buna əmin olmaq üçün borulu istilikdəyişdiricidə istilikvermənin (1.31 düsturu və hidravliki müqavimətlərin tənliklərini (2.62 və 2.63 ifadələri) araşdıraraq [21]:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

$$\Delta p = \frac{\lambda_s \cdot l}{d} \cdot \frac{\rho w^2}{2} + \frac{\sum \xi_y \cdot \rho \cdot w^2}{2}$$

İlkin verilənlərin sabit qiymətlərində işçi mühit axınının kanaldakı sürətinə, müxtəlif qiymətlər verməklə, bu düsturlardan tapırıq:

$$\alpha_1 = A_1 \cdot w^{0,8} \quad (2.83)$$

$$\Delta p = A_2 \cdot w^{1,75} \quad (2.84)$$

burada  $A_1$  və  $A_2$  – mütənasiblik əmsalları.

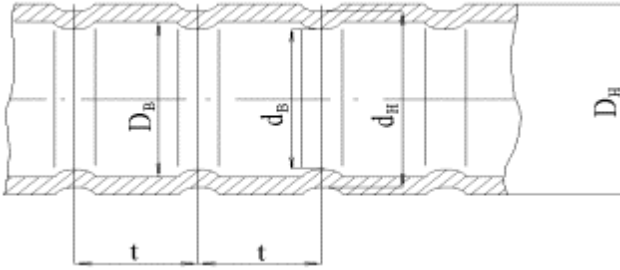
Deməli, axının sürətinin 2 dəfə artması istilikverməni 1,75 dəfə, hidravliki müqaviməti isə 3,4 dəfə artırır.

Yuxarıda qeyd edilənlərdən belə nəticə çıxarmaq olar ki, istilik mübadiləsinin intensivləşdirilməsinə tələb olunan enerji sərfindən ayrılıqda baxmaq olmaz. İşçi mühitləri aparatda nəql etmək üçün sərf olunan enerji sərfinin verilmiş səviyyəsində optimallaşdırmanın müəyyən edici kriteri istilik mübadiləsi prosesinin effektivliyidir.

*Nahamar səthlər.* Burada dünya praktikasında geniş yayılmış istilik mübadiləsinin passiv intensivləşdirilməsi metodları üzərində dayanılır.

Səthlərin formasının dəyişdirilməsi istilik mübadiləsi səthinin sahəsini əhəmiyyətli dərəcədə çoxaltdan istilikdaşıyıcı axınların turbulentliyinin artırılmasına kömək edir. Verilmiş səthlərin həndəsi xarakteristikaları nahamarlıqların geniş diapazonunu – dumur-dumurdan diskret üçölçülü səthi oyuqları və (və ya) çıxıntıları əhatə edir. İstifadə olunan nahamar səthlərin həndəsi parametrlərindən asılı olaraq, birfazlı turbulent axında istilikvermə 2,5 – 3,5 dəfə artır.

Çoxsaylı nəticələr göstərir ki, borularda istilik mübadiləsinə intensivləşdirmək üçün bütün məlum metodlardan effektivliyi, texnologiyı və reallaşdırılmasının mümkünlüyü ilə fərqlənən metod axının *diskret həlqəvi qanovcuqlarla* (şəkil 2.96) süni turbulentləşdirilməsidir. Bu metodun mahiyyəti ondan ibarətdir ki, boruların xarici səthində diyirlətmə ilə dövrü yerləşən həlqəvi qanovcuqlar çəkilir. Bu halda borunun iç tərəfində səlis konfigurasiyalı çıxıntı yaranır. Həlqəvi qanovcuqlar və çıxıntılar axını sərhəd qatında turbulentləşdirir və borunun



Şəkil 2.96. Həlqəvi diskret qanovcuqlu boru

daxili və xarici səthlərində istilik mübadiləsini intensivləşdirir. Bu halda boruların xarici diametrləri artmır, deməli verilmiş boruları sıx boru dəstində istifadə etmək mümkündür və istilikdəyişdirici aparatların mövcud yığılma texnologiyasında dəyişiklik etməyə ehtiyac yoxdur.

Həlqəvi turbulənləşdiricili borular qaz və maye mühitlərdə, istilikdaşıyıcıların qaynaması və kondensləşməsində işlədilər.

bilərlər, yəni praktiki tətbiqi üçün lazımi universallığa malikdirlər. Bundan başqa, bu boruların səthi az çirklənir.

Beləliklə, həlqəvi turbulentləşdirici borular, onların geniş praktiki tətbiqi üçün lazım olan bütün tələbləri ödəyir.

İstilik mübadiləsinin intensivləşdirilməsinin bu metodunun tətbiq edilməsi istilik yükünün və istilikdaşıyıcıların nəqli gücünün dəyişməz qiymətlərində istilikdəyişdirici aparatın həcmi 1,5 – 2,0 dəfə azaltmağa imkan verir.

Hydrodinamik sərhəd qatı nəzəriyyəsinə görə maye və ya qazdan bərk divara və əksinə istilikvermə divara bitişik nazik sərhəd qatında istilikkeçiricilik yolu ilə baş verir, yəni istilik ötürülməsi əsasən bu qatda zəifləyir. Nahamarlıq elementləri, yəni qanovcuqlar və çıxıntılar məhz axının divara bitişik zonalarını turbulentləşdirir və divar yanında istiliyin ötürülməsinə təkan verir.

Çıxıntıların optimal addımları kifayət qədər böyükdürlər:  $t/h = 50 - 100$ , onların hündürlükləri isə kiçikdir:  $h/D = 0,01 - 0,02$  ( $h$ ,  $t$  – çıxıntıların hündürlüyü və addımı;  $D$  – kanalın hamar hissəsinin daxili diametri).

Yuxarıda qeyd edildiyi kimi, istilik mübadiləsi səthinin çirklənməsinin azaldılması problemi olduqca aktualdır. Son illər suni turbulentləşdirmə ilə istilik mübadiləsi səthinin çirklənməsinin azaldılması mümkünlünün tədqiqinə maraq xeyli artmışdır. Xüsusi təcrübələrlə təsdiqlənmişdir ki, həlqəvi turbulentləşdiricili borular səthlərdə yaranan çöküntülərin azaldılmasında olduqca effektivdirlər. Turbulentləşdiricilərin olması borunun hər iki səthində çirklənməni 3-5 dəfə azaldır, özü də termiki müqavimətin vaxtdan asılılığı asimptotik xarakter daşıyır və 100-150 saatdan sonra termiki müqavimət dəyişməz qalır.

Çıxıntıların hündürlükləri və ya qanovcuqların dərinlikləri artdıqca və onların yerləşmə addımı azaldıqca, turbulentləşdiricili borularda çöküntülər azalır [22]. Belə ki, codluğu artırılmış su (20 mq ekv/l) həlqəvi qanovcuqlu

boruda 100 saat ərzində axdıqda istilikötürmə əmsalı 10%-dən çox olmayaraq azalmış, hidravliki müqavimət isə demək olar ki, dəyişməz qalmışdır. Hamar boru üçün həmin vaxtda istilikötürmə əmsalı 30% azalmış, müqavimət isə 25% artmışdır. Ona görə də, çöküntülər olduqda turbulənləşdiricili boruların effektivliyi artır. Əgər çöküntülər olmadıqda, istilikötürmə əmsalı 1-2,5 dəfə artırdısa, 300 saat işlədikdən sonra çöküntülü boruda bu nisbət 3,5-5 dəfəyə qədər çoxalır.

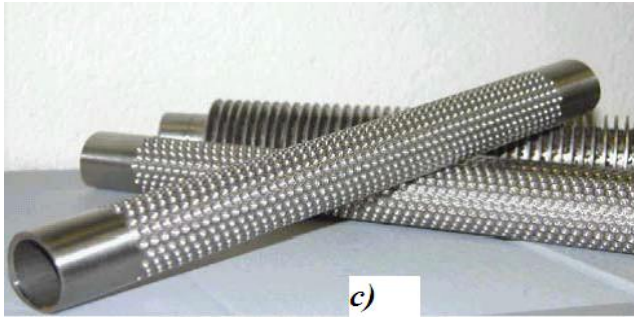
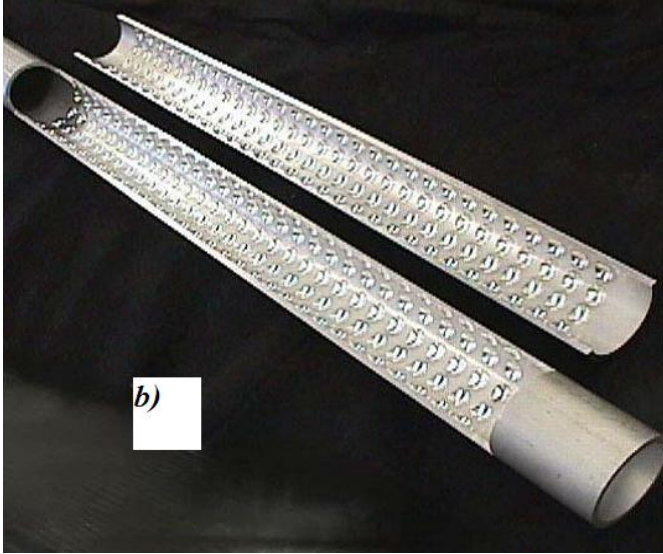
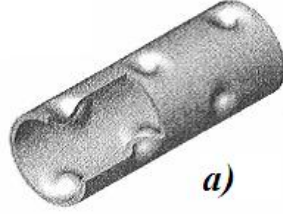
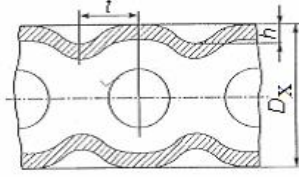
Aparılmış təcrübələr göstərir ki, turbulənləşdiricili borunun xarici və daxili səthlərində hamar boru ilə müqayisədə xeyli az çöküntü alındığından, belə borulardan istifadə edildikdə, səthlərin təmizlənməsi məqsədilə xüsusi tədbirlər görmədən, istilikdəyişdirici aparatların dayanıqlı işinin təmin edilməsi imkanı yaranır.

Qeyd etmək lazımdır ki, həlqəvi qanovcuqların tədqiqinə 95 il bundan qabaq [23] başlanmasına baxmayaraq, indiyə qədər onların istilik-hidravliki xassələri hərtərəfli öyrənilməmiş və onlar istehsalatda geniş tətbiq edilmirlər.

İstilik mübadiləsi avadanlıqlarında diskret həlqəvi qanovcuqların tətbiqi tez xərcini çıxaran metoddur. Bu halda elektrik enerjisinin 4 dəfəyə və konstruksiya materiallarının 7 dəfəyə qədər azalması təmin edilir, eyni zamanda texnoloji avadanlıqların təmizlənmə və ətraf mühitin qorunma xərcləri azalır.

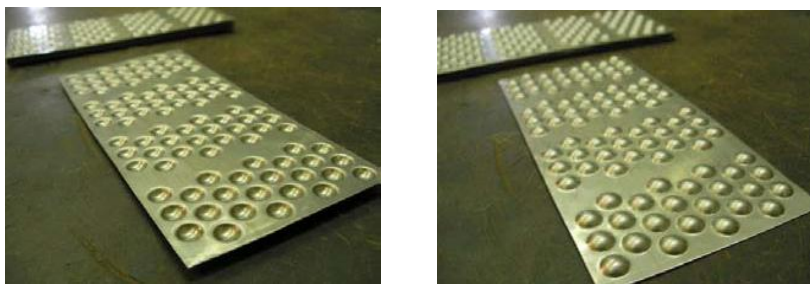
*Sferik oyuqlar* da diskret həlqəvi qanovcuqlar kimi axının divara bitişik qatlarını turbulənləşdirməklə, istilik mübadiləsini intensivləşdirir. Bu tip turbulənləşdiricilər gövdə-borulu istilikdəyişdiricilərdə də tətbiq edilə bilirlər. Oyuqlu borunun uzununa kəsiyi şəkil 2.97,a-da verilmişdir. Oyuqlar boruların daxili (şəkil 2.97,b) və ya xarici (şəkil 2.97, c) səthlərində yerləşdirilə bilirlər. İstilik mübadiləsi səthlərində sferik oyuqlar yaradıldıqda, əks tərəfində sferik çıxıntılar əmələ gəlir. Təcrübələr göstərir ki, sferik çıxıntılı kanallarda istilikvermə oyuqlu kanallarla müqayisədə daha yüksəkdir və





Şekil 2.97.Sferik oyuqlu isticlik mübadiləsi boruları: a-oyuqlu borunun uzununa kəsiyi; b-daxili oyuqlu boru; c-xarici oyuqlu boru

3–3,5 dəfəyə çatır. Ancaq çixıntılı kanallarda hidravliki müqavimət də çoxdur. Oyuqların dərinlikləri (çixıntılardan hündürlükləri) və onların sıxlıqları artdıqca kanallarda hidravliki müqavimət də çoxalır. Oyuqlu-çixıntılı turbulənləşdiricilər lövhəli aparatlarda geniş tətbiq tapmışlar. Şəkil 2.98-də lövhəli aparatın oyuqlu-çixıntılı lövhəsi göstərilmişdir. Oyuğun diametri  $d = 10 \text{ mm}$  olmaqla, dərinliyi  $0,1d$ -dən  $0,5d$ -yə qədər dəyişə bilər.

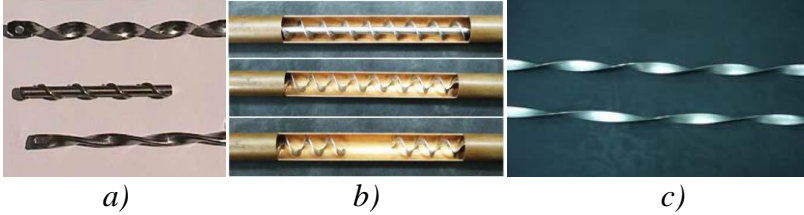


Şəkil 2.98. Oyuqlu-çixıntılı lövhənin görünüşü

Səthli intensivləşdiricilərin fərqləndirici xüsusiyyəti ondan ibarətdir ki, divara bitişik zonada artırılmış turbulentiyyətin və burulğanların yaranması hesabına səthin çirklənməsi azalır. Bu faktın özü bu növ intensivləşdiricilərin cazibədarlığını artırır.

İstilikdaşıyıcı axının *boruda burulması* axında təkrar dövr etmələrin yaranmasına və inkişafına kömək etməklə, istilikverməni xeyli intensivləşdirir. Burulmuş axında mərkəzdənqaçma qüvvələri axını borunun divarına sıxır. Bu halda mühitin ikinci eninə axını və axının divara bitişik qatda sürətinin artması baş verir. Nəticədə istilik mübadiləsi yaxşılaşır. Axının burulması kanalın bütün uzunluğu boyu içində yerləşdirilmiş burulmuş metal lentlə və ya axının yerli burucuları – şneklə, eləcə də burulmuş borularla (şəkil 2.99 a,b) əldə edilir. Belə quruluşlar həm birfazlı, həm də ikifazlı sistemlərdə tətbiq edilə bilər. Ədəbiyyat məlumatlarına görə [20] istilikvermənin artımı bu halda 1,8 – 5 dəfəyə çatır.

Daxili spiral çıxıntılı və oyuqlu borulu istilikdəyişdirici aparatlar bir sıra xarici firmaların aparatlarında geniş tətbiq edilməkdədir. Boruların içində yerləşdirilən burulmuş spiral

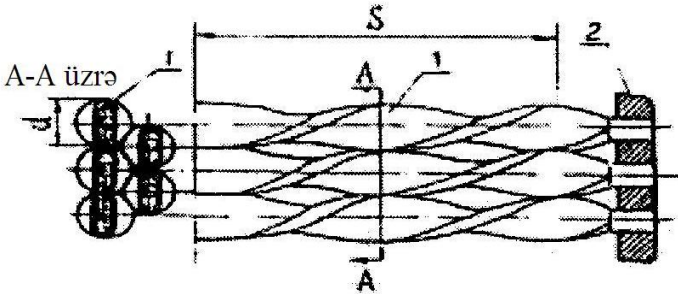


Şəkil 2.99. Burulmuş zolaq, şəkli taxma, spiral məftil və zolaq zolaqlar şəkil 2.99 b,c-də göstərilmişdir.

Brown Fintube firması (ABŞ) gövdə-borulu aparatların borularının içində burulmuş lent şəkilli intensivləşdiricilərin yerləşdirilməsini təklif edirlər. İstilikdəyişdiricilər üçün şnek intensivləşdiricilər də bu firma tərəfindən istehsal edilir.

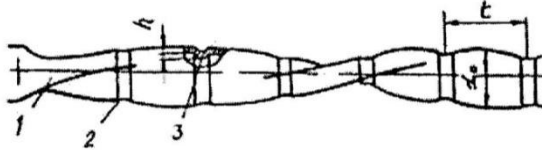
Bundan başqa, gövdə-borulu istilikdəyişdiricilərin borularının xarici səthinə məftilin sarınmasından (şəkil 2.99,a) da istifadə edilir. Bu burulmuş borulara xas olan üstünlükləri əldə etməyə imkan verir. Bu halda, borulararası boşluğun çirkənməsi azalır və istilik mübadiləsi intensivləşir.

Bir sıra hallarda, gövdə-borulu aparatların boru dəstində burulmuş borulardan istifadə edilməsi [22] (şəkil 2.100) xeyli müsbət effekt verir.



Şəkil 2.100. İstilikdəyişdiricinin burulmuş boruları  
1 – burulmuş boru; 2 – boru şəbəkəsi

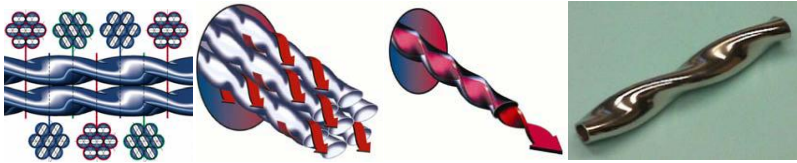
Ən böyük intensivləşdirici effekt xarici səthində həlqəvi eninə qanovcuqları və içində uyğun çıxıntıları olan burulmuş borulardan (şəkil 2.101) istifadə edildikdə əldə edilir. Bu borular istilikötürmə əmsalını 2,5 dəfə artırmağa imkan verir.



Şəkil 2.101. Həlqəvi qanovcuqlu uzunsov profilli burulmuş boru  
1-boru; 2-qanovcuq; 3-diafraqma

Borunun içində istilikvermə əmsalı 2,4 – 2,5 dəfə, xarici səthində isə, boru dəstini istilikdaşıyıcı axın uzununa yuduqda, 30 – 50% artır.

Broown Fintube kompaniyasının istehsal etdiyi burulmuş borulu istilikdəyişdiricilər (şəkil 2.102) geniş yayılmışlar.

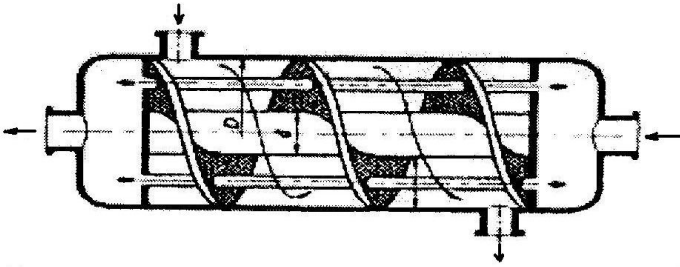


Şəkil 2.102. Burulmuş borular

Ellipsoid en kəsiyi olan oxu ətrafında burulmuş borulardan istifadə edilməsi boru dəstindən eninə arakəsmələri kənarlaşdırmağa imkan verir. Hər bir boru iki qonşu boru tərəfindən saxlanılır. Eyni zamanda boruların bütün uzunluqları boyu istilikdaşıyıcının axması üçün kifayət qədər boşluq vardır. Bu sistem istilikdəyişdiricilərin istismarında əsas problemlərdən biri olan boruların titrəyişlərini aradan qaldırır. Axının burulması boruların içində və borulararası fəzada intensiv təkrar cərəyanların və burulğanların yaranmasına səbəb olur və hər iki tərəfdən istilikvermə əmsallarının xeyli yüksəlməsinə (hətta özlü mayelər alçaq sürətlərdə axdıqda)

kömək edir. Beləliklə, istilikdəyişdirici aparatın istilik effektivliyi artır. Burulmuş borulardan istifadə edilməsi istilik mübadiləsi səthinə 20 – 50% və istilikdəyişdiricinin maya dəyərində 20 – 30% qənaət etməyə imkan verir.

Borulararası fəzanı uzununa yuyulmasından vintvariya (məsələn, ABB firmasının spiral arakəsmələrinin köməyilə) keçdikdə (şəkil 2.103) daha yaxşı nəticələr alınır. Bu halda, boru dəstini uzununa yuyulması ilə müqayisədə, eninə



Şəkil 2.103. Vintvari eninə arakəsməli istilikdəyişdirici

yuyulmasının üstünlüklərindən istifadə edilməklə, gedişlər arasında axının dönməsi zamanı və çoxgedişli aparatlara xas olan boru dəstinin pis axarlı sahələrindəki labüd əlavə təzyiqli itkilərdən qaçmaq mümkün olur. ABB firmasının verdiyi məlumata görə, bu halda borulararası fəzanın eyni hidravlik müqavimətlərində boru dəstinin uzununa yuyulması ilə müqayisədə istilikötürmə əmsalını 2,6 dəfə artırmaq mümkün olur.

Adi eninə arakəsmələri qanadlarında boru dəstinin keçməsi üçün deşiklər açılmış vintvari arakəsmələrə dəyişməklə, boru dəstinin praktiki olaraq eninə yuyulması reallaşdırılır; durğun zonalar, boruların uzununa yuyulması, axının ləngiməsi, dönməsi və sürətlənməsi sahələri aradan qaldırılır [24].

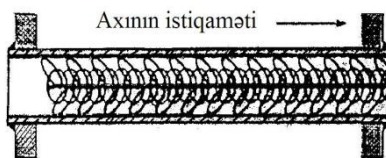
Spiral borulu istilikdəyişdirici aparatlar (şəkil 2.61) müxtəlif kompaniyalar tərəfindən istehsal olunurlar.

*Qarışdırıcı quruluşlar.* Bu taxmalar əsasən məcburi konveksiyada istilik mübadiləsi səthinə perpendikulyar

istiqlamətdə ötürmə proseslərini yaxşılaşdırmaq məqsədilə işlədirlər. Məftil-İlgək strukturlu quruluşlar daha geniş yayılmışlar. Birfazlı istilikdaşıyıcı axdıqda istilikvermə əmsallarının artımı 10 dəfəyə çatır. Ancaq istilik mübadiləsinin bu tip intensivləşdirilməsi hidravliki müqavimətin xeyli üstün artması ilə müşayiyyət olunur.

İstilikdəyişdiricilərdə qarışdırıcı quruluşlar əsasən özlü mayelərin axmasında tətbiq edilir. Bu halda, adətən axmanın laminar rejimi reallaşdırılır, yəni istilikvermə əmsalının qiymətləri alçaq olur, ona görə də istilikvermənin intensivləşdirilməsinə ciddi ehtiyac var. İTT Industries (ABŞ) firması yağ tərəfdən istilikverməni intensivləşdirmək üçün boruya nizamsız şəkildə içiboş metal kürəciklər yerləşdirir. Nəticədə yağın laminar rejimdə axmasına xas olan sürətin parabola şəklində olan profili dəyişilir və maye qatlarının qarışmasına nail olunur. Cal Gavin, Ltd (Böyük Britaniya) kompaniyası matrisalı (məftil) intensivləşdiricilərə (şəkil 2.105) əsaslanan müxtəlif məqsədli gövdə-borulu istilikdəyişdiricilər, o cümlədən kondensatorlar və buxarlandırıcılar istehsal edir.

İstilik mübadiləsi boruları və aparatları üçün müxtəlif tip məftil - matrisalı turbulətləşdirici taxmaları bir sıra



Şəkil 2.104. Matrisalı (məftil) intensivləşdirici

kompaniyalar istehsal edirlər.

### 2.14.2.3. İstilik mübadiləsi səthinin qabırğalanması.

Qabırğalı səthlər adlanan metod istilikvermə səthinin sahəsinin effektiv artırılmasını təmin edir. Boru fəzasındakı

mayedən borulararası fəzadakı özlü mayeyə və ya qaza istilik ötürülməsi həyata keçirilən istilikdəyişdiricilərdə xarici tərəfdən istilikvermə əmsalı  $\alpha$  daxili tərəfdəkindən bir tərtib azdır. Məsələn, qaz-maye istilikdəyişdiricilərində maye tərəfdən istilikvermə əmsalı  $\alpha_m \approx 6000 \text{ Vt}/(m^2 \cdot ^\circ\text{C})$  olduğu halda, qaz tərəfdən  $\alpha_q \approx 100 \text{ Vt}/(m^2 \cdot ^\circ\text{C})$  qiymətindən artıq olmur.

Təbiidir ki, belə istilikdəyişdiricilərdə hamar boruların istifadəsi aparatın kütləsinin və ölçülərinin kəskin artmasına gətirib çıxarır. Hava ilə soyudan aparatlarda səthlərin qabırğalanması yolu ilə istilik mübadiləsi sahəsinin artırılması istilikdəyişdiricinin qabarit ölçülərini, kütləsinə və qiymətini aşağı salmağa imkan verir.

Az effektiv istilikdaşıyıcı (qazlar, özlü mayələr) tərəfdən istilikverməni intensivləşdirmək cəhdi müxtəlif konstruksiyalı qabırğalanmış boruların (şəkillər 2.46 və 2.105) yaradılmasına gətirib çıxarmışdır. Müəyyənləşdirilmişdir ki, qabırğalar istilik mübadiləsi səthini artırmaqla yanaşı, həm də axını turbulənləşdirərək, qabırğalanmış səthdən istilikdaşıyıcıya istilikvermə əmsalını artırır. Bu halda borulararası fəzanın hidravliki müqavimətinin, yəni istilikdaşıyıcının nəqli üçün xərclərin artmasını nəzərə almaq lazımdır.

Konstruktiv olaraq qabırğalanmış borular iki tipdə: *yastı* və *oxlu* (çıxıntılı, diş-diş və məftil qabırğalı) olurlar. Yastı qabırğalı (uzununa, vintvarı və şaybaşəkili) borular daha geniş yayılmışlar. Uzununa və şaybaşəkili qabırğalı borular vintvarı qabırğalının hədd hallarıdır. Birinci halda birgirişli vint səthi üçün  $\gamma = \arctg \frac{S_q}{\pi d}$  ifadəsi ilə tapılan qabırğanın vint xəttinin qalxma bucağı  $90^\circ$ , ikinci halda isə  $0^\circ$ -yə bərabərdir. Qabırğanın vint xəttinin qalxma bucağı  $15^\circ$ -dən az olan boruları *eninə* qabırğalanmışlar adlandırmaq qəbul olunmuşdur.

Hal-hazırda istilik mübadiləsi aparatlarında müxtəlif profilli eninə bütöv (şəkillər 2.46,c və 2.105,a) və kəsik (şəkil 2.105,ç),

uzununa bütöv (şəkillər 2.46,a və 2.105,c) və kəsik (şəkil 2.46,b) spiral bütöv (şəkillər 2.46,ç və 2.105,b,e) və kəsik (şəkil 2.105,d), məftil (şəkil 2.105,f), eləcə də müxtəlif qalınlıqlı oxlu qabırğalar geniş tətbiq edirlər.

$\alpha_q A_q = \alpha_m A_m$  nisbəti təmin edildikdə, qabırğalama daha effektivdir ( $A_q$  və  $A_m$  –qaz və maye tərəfdən istilik mübadiləsi səthi).

Dairəvi eninə qabırğalı borularda istilikdaşıyıcı qabırğa səthlərinə paralel hərəkət edir, spiral qabırğalarda isə axın vint səthi üzrə parçalanır. Ona görə də spiral qabırğalı borularda istilikvermə əmsalı, dairəvi qabırğalınıninkinə nisbətən çox olur.

İstilikvermə əmsalı ilə xarakterizə olunan qabırğanın effektivliyi onun formasından, hündürlüyündən və materialından asılıdır. Alçaq istilikvermə əmsalı tələb olunduqda, lazımi effektivliyi polad qabırğalar təmin edə bilər, yüksək istilikvermə əmsalları əldə etmək lazım gəldikdə isə mis və ya alüminium qabırğalar daha məqsədəuyğundur. Hündür və alçaq qabırğalı boruları fərqləndirirlər. Hündür qabırğalı ( $h_q > 3,5$  mm) borular nisbətən yumşaq plastik materiallardan (mis, alüminium) hazırlanır. Bu halda qabırğalanmış səth, qabırğanı daşıyan hamar boru səthindən 5–18 dəfə artıq alınır. Belə boruların işlədilməsi qabırğalanan səth tərəfdən istilikvermə əmsalı daxili səthdəkindən bir neçə dəfə az olduqda məqsədəuyğundur.

Alçaq qabırğalı boruların alınması diyirlətmə metodu ilə əldə edilir və polad borularda yerinə yetirilə bilər.

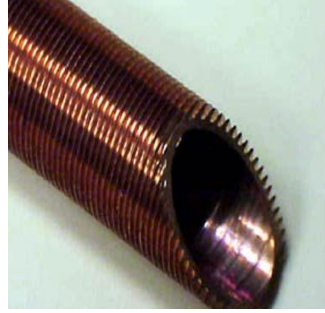
Daşıyıcı səthlə qeyri-monolit birləşmiş qabırğalı borularda istilik mübadiləsinin intensivliyinə əsas boru ilə qabırğanın toxunuqları yerlərdə meydana çıxan əlavə termiki kontakt müqaviməti ( $R_k$ ) təsir edir. Bu parametrin qiyməti kontaktın mexaniki mükəmməliyini xarakterizə edir və aşağıdakı ifadə ilə hesablanır:

$$R_k = \frac{\Delta t_k}{q_k}, \quad (2.85)$$

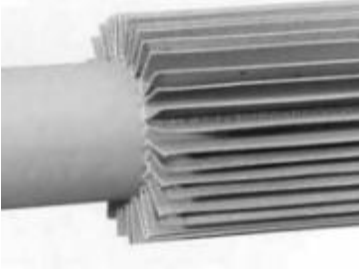




a)



b)



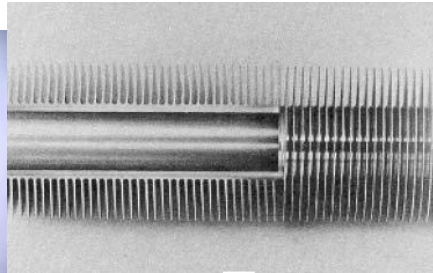
c)



ç)



d)



e)



f)

Şəkil 2.105. Qabırğalamanın növləri:

a-vərəq-vərəq eninə; b,e-spiral-diyirlə-dilmiş; c-uzununa; ç-eninə-kəsikli; d-spiral-kəsikli; f-məftil

burada  $\Delta t_k$  – kontakt cütündə temperatur düşgüsü, °C;  $q_k$  – kontakt zonasından keçən istilik axınının sıxlığı,  $Vt/(m^2 \cdot s)$ .

Daşıyıcı borunun səthinin cilalanması termiki kontakt müqavimətinin 1,23–1,58 [19] dəfə azalmasını təmin edir. Qabırğaların daşıyıcı borulara diskret toxunmalarını mümkün qədər aradan qaldırmaq lazımdır. Qabırğalar daşıyıcı boru ilə bir bütöv və ya deformasiyaedici yarılma ilə hazırlandıqda, ona qaynaq edildikdə və ya lehimləndikdə kontakt müqaviməti kəskin aşağı düşür. Bu halda, hamar səthlilərlə müqayisədə istilikvermənin 1,7 – 2,3 dəfə artması, 2,1 – 4,3 dəfə yığcam alınması, 1,7–3,1 dəfə çox istilik yükü, 1,1–1.5 dəfə artıq təzyiq itkisi kimi göstəricilər əldə edilmişdir.

## BÖLMƏ 3. BORULU SOBALAR

### Əsas şərti işarələr

- $Q_f$  – sobanın faydalı istilik yükü və ya istilik gücü,  $kVt$ ,  $MVt$ ;  
 $Q_o$  – yanacaq yandıqda ocağa gətirilmiş istilik,  $kC/saat$ ;  
 $Q_q$ ,  $Q_b$ ,  $Q_r$  – xammalın uyğun olaraq, qızmasına, buxarlanmasına və reaksiyanın endotermiki effektinə sərf olunan istiliklər,  $kC/saat$ ,  $kVt$ ;  
 $Q_r$  – şüalanma və sərbəst konveksiya ilə radiasiya borularında xammala verilən istilik,  $kC/saat$ ,  $kVt$ ;  
 $Q_{r.s.}$  – şüalanma ilə radiasiya borularında xammala ötürülən istilik,  $kC/saat$ ;  
 $Q_{r.k.}$  – konveksiya ilə radiasiya borularında xammala ötürülən istilik,  $kC/saat$ ;  
 $Q_k$  – konveksiya bölməsində məhsula verilən istilik,  $kC/saat$ ;  
 $Q_{k.a.}$  – yanma məhsulları ilə konveksiya kamerasına aparılan istilik,  $kC/saat$ ;  
 $Q_{h.q.}$  – havaqızdırıcının istilik yükü (istilik gücü),  $kC/saat$ ;  
 $Q_y^a$  – maye yanacağın alçaq yanma istiliyi,  $kC/kq$ ;  
 $Q_y^g$  – qaz yanacağın alçaq yanma istiliyi,  $kC/m^3$ ;  
 $q$  – qızma səthinin orta istilik gərginliyi (istilik axınının sıxlığı),  $kC/(m^2 \cdot saat)$ ,  $kVt/m^2$ ;  
 $q_r$  – radiasiya boruları səthinin orta istilik gərginliyi,  $kVt/m^2$ ;  
 $q_k$  – konveksiya boruları səthinin orta istilik gərginliyi,  $kVt/m^2$ ;  
 $q_{y.m.}$  – 1 kq yanacaq yandıqda alınan yanma məhsulları ilə istilik itkisi,  $kC/kq$ ;  
 $q_i$  – soba divarlarından ətraf mühitə istilik itkisi,  $kC/kq$ ;  
 $q_{t.y.}$  – yanacağın tam yanmaması səbəbindən istilik itkisi,  $kq/kq$ ;  
 $q_s$  – ekvivalent mütləq qara səthin istilik gərginliyi,  $kC/(m^2 \cdot saat)$ ;  
 $i_g$  – sobanın girişində xammalın entalpiyası,  $kC/kq$ ;  
 $i_\zeta$  – sobanın çıxışında maye fazanın entalpiyası,  $kC/kq$ ;  
 $i_{t_{\zeta.k.}}$  – xammalın konveksiya bölməsindən radiasiya bölməsinə keçid nöqtəsində entalpiyası,  $kC/kq$ ;  
 $i_{t_g}$  – sobaya giriş temperaturu  $t_g$ -də xammalın entalpiyası,  $kC/kq$ ;  
 $\dot{I}_\zeta$  – sobanın çıxışında buxar fazanın entalpiyası,  $kC/kq$ ;  
 $\dot{I}_{o.\zeta}$  – ocaqdan çıxan tüstü qazlarının  $t_{o.\zeta}$  temperaturunda entalpiyası,  $kC/kq$ ;  
 $\dot{I}_t$  – 1 kq yanacaq yandıqda alınan qazların entalpiyası,  $kC/kq$ ;  
 $\dot{I}_i$  – i-ci komponentin entalpiyası,  $kC/kq$ ;  
 $t_{y.m.}$  – sobadan çıxan yanma məhsullarının temperaturu,  $^{\circ}C$ ;  
 $t_{k.\zeta}$ ,  $(T_{k.\zeta})$  – konveksiya kamerasının çıxışında yanma məhsullarının

temperaturu,  $^{\circ}\text{C}$ , ( $K$ );  
 $t_{g,k}$  – konveksiya kamerasının girişində xammalın temperaturu,  $^{\circ}\text{C}$ ;  
 $t_{lor}$  – konveksiya bölməsində tüstü qazlarının orta temperaturu,  $^{\circ}\text{C}$ ;  
 $t_{ç,k}$ , ( $T_{ç,k}$ ) – konveksiya kamerasının çıxışında xammalın temperaturu,  $^{\circ}\text{C}$ , ( $K$ );  
 $t_{o,ç}$ , ( $T_{o,ç}$ ) – ocağın çıxışında tüstü qazlarının temperaturu,  $^{\circ}\text{C}$ , ( $K$ );  
 $t_{ç}$ , ( $T_{ç}$ ) – sobanın çıxışında xammalın temperaturu,  $^{\circ}\text{C}$ , ( $K$ );  
 $T_{max}$  – yanmanın maksimal hesabi temperaturu,  $K$ ;  
 $T_o$  – ilkin sistemin gətirilmiş temperaturu,  $K$ ;  
 $\Delta$  – çöküntünün hesabına borunun temperaturunun yüksəlməsi,  $^{\circ}\text{C}$ ;  
 $\Delta T$  – ocaqdakı istilikötürmənin temperatur düzəlişi,  $K$ ;  
 $t_d$ , ( $T_d$ ) – radiasiya borularının xarici səthinin orta temperaturu,  $^{\circ}\text{C}$ , ( $K$ );  
 $\Delta t_{or}$  – konveksiya bölməsində xammalın və tüstü qazlarının temperaturlarının orta fərqi,  $^{\circ}\text{C}$ ;  
 $t$  – boruların oxları arasında məsafə və ya addımı,  $m$ ;  
 $t_{kl}$  – konveksiya bölməsində boruların addımı,  $m$ ;  
 $\varphi$  – şüalanma əmsalı;  
 $\eta_s$  – borulu sobanın faydalı iş əmsalı;  
 $\eta_o$  – ocağın faydalı iş əmsalı;  
 $c_{p_i}$  – sabit təzyiqdə, 0-la  $t^{\circ}\text{C}$  arasında  $i$ -ci komponentin orta istilik tutumu,  $kC/(kq \cdot ^{\circ}\text{C})$ ;  
 $c_{p_{y.m.}}$  – yanma məhsullarının orta xüsusi istilik tutumu,  $kC/(kq \cdot ^{\circ}\text{C})$ ;  
 $y_i$  – qaz halında  $i$ -ci komponentin həcm və ya mol payı;  
 $C_s = 5,67 \text{ Vt}/(m^2 \cdot K^4)$  – mütləq qara cismin şüalanma sabiti;  
 $d$  – returbend yuvasının başlanğıc diametri,  $m$ ;  
 $d_x$  – borunun xarici diametri,  $m$ ;  
 $d_1, d_2$  – uyğun olaraq genişlənmədən əvvəl və sonra borunun daxili diametri,  $m$ ;  
 $s_d$  – boru divarının qalınlığı,  $m$ ;  
 $g_{h.n.}$ ,  $g_h$  – 1 kq yanacağın yanması üçün lazım olan havanın uyğun olaraq, nəzəri və praktiki kütlə sərfləri,  $kq/kq$ ;  
 $V_{h.n.}$ ,  $V_h$  – 1 kq yanacağın yanması üçün lazım olan havanın uyğun olaraq, nəzəri və praktiki həcmi sərfləri,  $m^3/kq$ ;  
 $V_{y.m.}$  – 1 kq yanacaq yandıqda alınan yanma məhsullarının normal şəraitdə həcmi,  $m^3/kq$ ;  
 $V_i$  – 1 kq yanacaq yandıqda alınan yanma məhsullarının istənilən şəraitdə (temperatur və təzyiqdə) həcmi,  $m^3/kq$ ;  
 $V_i$  – yanma məhsullarının  $i$ -ci komponentinin normal şəraitdə həcmi,  $m^3/kq$ ;  
 $O_n$  – 1 kq yanacaq yanması üçün lazım olan oksigenin nəzəri kütləsi,  $kq/kq$ ;  
 $O_N$  – 1 kq yanacaq yanması üçün lazım olan oksigenin kmolla nəzəri miqdarı,  $kmol/kq$ ;  
 $W_f$  – 1 kq maye yanacağın püskürdülməsi üçün forsunkaya verilən su

buxarının miqdarı,  $kq/kq$ ;  
 $M_i$  – yanacaqda i-ci komponentin molekül kütləsi,  $kq/kmol$ ;  
 $M_o$  – qazvarı yanacağın orta molekül kütləsi,  $kq/kmol$ ;  
 $M_h$  – havanın molekül kütləsi,  $kq/kmol$ ;  
 $N - 1$  kq yanacaq yandıqda alınan yanma məhsullarının kmolla miqdarı,  $kmol/kq$ ;  
 $N_i$  – yanma məhsullarının i-ci komponentinin kmolla miqdarı,  $kmol/kq$ ;  
 $n_r$  – radiasiya bölməsindəki boruların sayı, ədəd;  
 $n_k$  – konveksiya bölməsindəki boruların sayı, ədəd;  
 $G_{y.m.}$  – 1 kq yanacaq yandıqda alınan yanma məhsullarının (tüstü qazlarının) kütlə miqdarı,  $kq/kq$ ;  
 $m_i$  – 1 kq yanacaq yandıqda alınan yanma məhsullarında i-ci komponentin miqdarı,  $kq/kq$ ;  
 $l_{h.n.}$ ,  $l_h$  – 1 kq yanacağın yanması üçün lazım olan havanın uyğun olaraq, nəzəri və praktiki sərfələri,  $kmol/kq$ ;  
 $l$  – borunun uzunluğu,  $m$ ;  
 $l_b$  – radiasiya borularının uzunluqları,  $m$ ;  
 $l_f$  – tüstü qazları ilə yuyulan boru hissəsinin uzunluğu,  $m$ ;  
 $L$  – xammalın sərfi,  $kq/saat$ ;  
 $e$  – xammalın buxarlanma dərəcəsi;  
 $B$  – sobada yanacaq sərfi,  $kq/saat$ ;  
 $A_s$  – ekvivalent mütləq qara səthin sahəsi,  $m^2$ ;  
 $A_r$  – radiasiya borularının qızma səthinin sahəsi,  $m^2$ ;  
 $A_k$  – konveksiya borularının qızma səthinin sahəsi,  $m^2$ ;  
 $A_\varphi$  – ekvivalent şüa qəbul edən səthin sahəsi,  $m^2$ ;  
 $A$  – ekranlanmış hörgünün həqiqi sahəsi,  $m^2$ ;  
 $A_d$  – bütün divarların sahəsi,  $m^2$ ;  
 $A_o$  – döşəmə və tavanın sahəsi,  $m^2$ ;  
 $A_h$  – hörgünün səthinin sahəsi,  $m^2$ ;  
 $A'$  – ekranlanmış düz səthin sahəsi,  $m^2$ ;  
 $K$  – forma faktoru;  
 $K_i$  – konveksiya bölməsində istilikötürmə əmsalı,  $Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  
 $\alpha$  – havanın artıqlıq əmsalı;  
 $\alpha_k$  – yanma məhsullarından radiasiya borularına sərbəst konveksiya ilə istilikvermə əmsalı,  $Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  
 $\alpha_{k.k.}$ ,  $\alpha_\varphi$  – uyğun olaraq, məcburi konveksiya və şüalanma ilə tüstü qazlarından konveksiya borularına istilikvermə əmsalı,  $Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  
 $\rho_4^{20}$ ,  $\rho_{15}^{15}$  – nisbi sıxlıqlar;

### 3.1. Borulu sobaların məqsədi və təsnifatı

Borulu sobalar yanacağıın yanması nəticəsində ayrılan istiliyin hesabına maye və qazvarı mühitləri qızdırmaq və buxarlandırmaq, eləcə də yüksəktemperaturlu termiki-texnoloji və kimyəvi prosesləri həyata keçirmək üçün işlədilir.

Borulu sobalar konstruksiyalarının yığcamlığı, böyük istilik gücü, yangın təhlükəsinin və məhsulun kokslaşmasının az olması, xidmət edilməsinin sadəliyi kimi göstəricilərə görə neft emalı, neft-kimya və kimya qurğularında geniş tətbiq tapmışlar. Nisbətən az konstruktiv dəyişikliklər edildikdə, borulu sobalar müxtəlif texnoloji proseslərin tələblərini təmin edə bilirlər. Digər tərəfdən, borulu sobalar gücləndirilmiş təhlükəli obyektlərə aid olduğundan, sənaye təhlükəsizliyinin təmin edilməsi cəhətdən, onlara xüsusi sərt tələblər irəli sürülür.

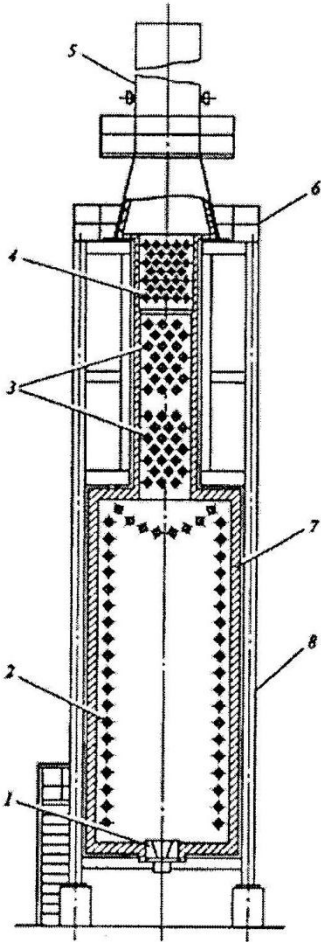
Müasir borulu sobalar, adətən iki kameralı – *radiasiya-konveksiya* tipli (şəkil 3.1) olurlar. Bu sobalarda xammal istiliyin əsas hissəsini (70 – 80%) radiasiya bölməsində alır, konveksiya bölməsi isə köməkçi rol oynayır.

*Radiasiya* kamerasında istilik borulara, əsasən odluqda 1 yandırılan yanacağıın alovunun və odadavamlı hörgünün 7 közərmiş səthinin şüalanması hesabına ötürülür. Yanma qazları radiasiya kamerasından 2 konveksiya kamerasına 3 keçir. Radiasiya kamerasının (ocağın) çıxışında həmin qazların temperaturu kifayət qədər yüksək (600–900°C) olur.

*Konveksiya* kamerasında istilik xammala əsasən konveksiya və qismən yanma məhsullarındakı üçatomlu komponentlərin şüalanması ilə ötürülür.

Qızdırılan axın ardıcıl olaraq, öncə nisbətən aşağı temperaturlu konveksiya borularının 3, sonra isə daha yüksək temperaturlu radiasiya borularının 2 içi ilə hərəkət edir, yəni xammal konveksiya kamerasına verilir, qızmış məhsul isə radiasiya kamerasından çıxır. Xammalın və yanma qazlarının

belə əksaxınlı hərəkətlərinə yanma nəticəsində alınan istilikdən daha effektiv istifadə edilir. Bir sıra hallarda isə, həmin qazların istiliyindən qızmış su buxarının alınması və odluğa verilən havanın havaqızdırıcıda 4 qızdırılması kimi



Şəkil 3.1. Borulu soba; 1-odluq; 2-radiasiya boruları; 3-konveksiya boruları; 4-havaqızdırıcı; 5 - tüstü borusu; 6 - xidmət meydançası; 7- divar; 8 - karkas

məqsədlər üçün də effektiv istifadə edilə bilər. Tüstü qazları tüstü borusu 5 ilə kənarlaşdırılır.

Sobaların karkası 8 metal çərçivələrdən hazırlanır. Radiasiya borularının vəziyyətinə və odluqların işinə nəzarət etmək məqsədilə baxış pəncərələri, baş və yan divarlarda isə partlayış pəncərələri nəzərdə tutulur.

Radiasiya-konveksiya tipli sobalarda ümumi istiliyin 40–60%-i radiasiya, qalan hissəsi isə konveksiya ilə ötürülür.

Hal-hazırda olduqca çox sayda müxtəlif konstruksiyalı və tip-ölçülü borulu sobalar tətbiq edilirlər.

Borulu sobaların texnoloji, istilik-texniki, konstruktiv və digər göstəricilərə görə təsnifatı verilə bilər. Sobalarda aparılan prosesdən asılı olaraq onlar iki qrupa bölünürlər:

- qızdırıcı sobalar;
- reaksiya sobaları.

Qızdırıcı sobalarda xammal kimyəvi dəyişiklərə uğramadan, ancaq qızdırılır. Bu tip sobalar bir (xammal ancaq qızdırıldıqda) və

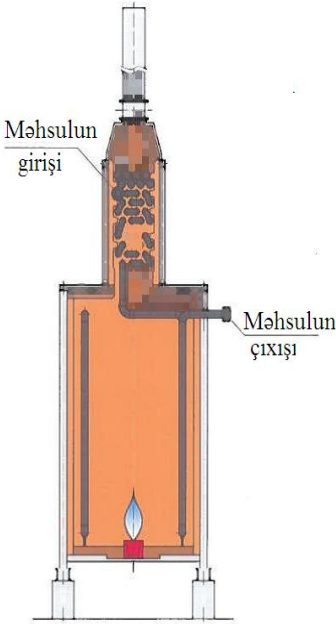
iki fazalı (xammal qızdırılmaqla yanaşı, qismən və ya tamamilə buxarlandırıldıqda) sistemlə işləyə bilirlər.

Reaksiya sobalarında isə xammal müəyyən temperatura qədər qızdırılmaqla yanaşı, onun tərkibinin dəyişməsinə səbəb olan köklü kimyəvi çevrilmələrə məruz qalır (piroliz, hidrogensizləşdirmə, kokslaşdırma və s. proseslər).

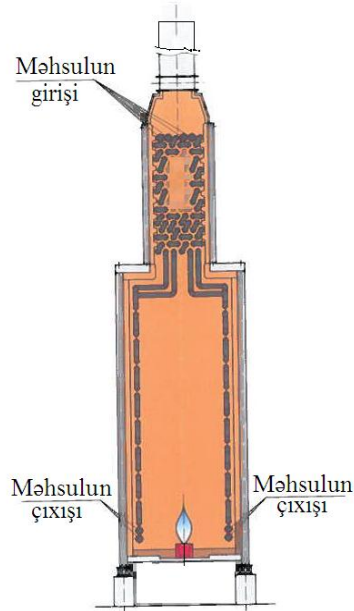
İlanvarı boruların yerləşməsi sobaların təsnifatında mühüm əhəmiyyət kəsb edən göstəricilərdəndir. Radiasiya borularının aşağıdakı vəziyyətlərini fərqləndirirlər:

- *boruları şaquli yerləşdirilənlər* (şəkil 3.2);
- *boruları üfqi yerləşdirilənlər* (şəkil 3.1 və 3.3);
- *boruları spiral şəkildə olanlar* (şəkil 3.4);
- *boruları tağşəkilli yerləşdirilənlər* (şəkil 3.5).

Sobaların çoxunda borular radiasiya kamerasının divarları

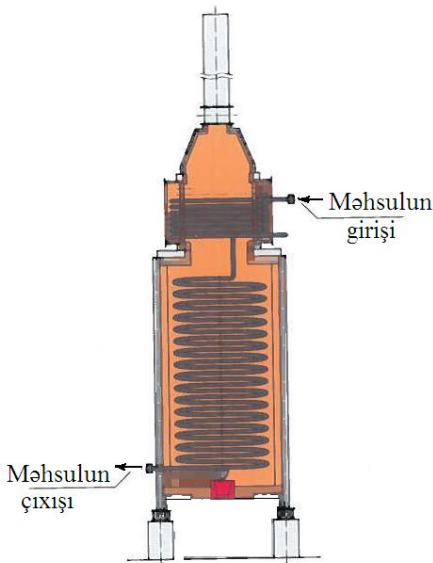


Şəkil 3.2. Biraxınlı şaquli ilanvarı borulu qutuşəkilli soba

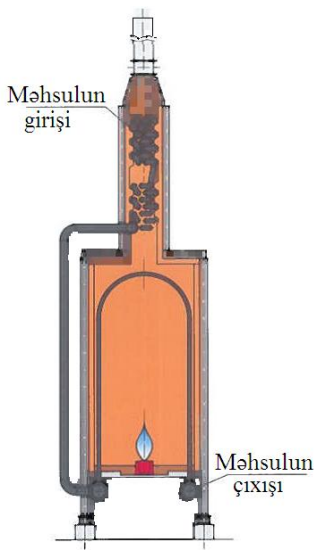


Şəkil 3.3. Dördaxınlı üfqi ilanvarı borulu qutuşəkilli soba





Şəkil 3.4. Spiral ilanvarı borulu silindrik soba



Şəkil 3.5. Tağşəkilli kollektorlu borulu qutuşəkilli soba

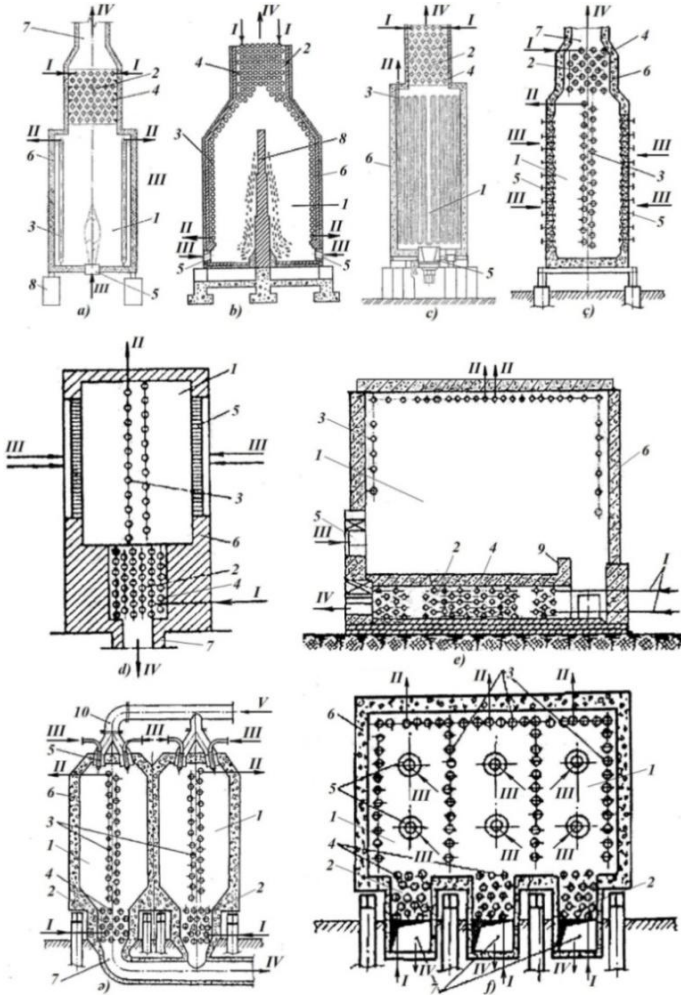
boyu yerləşdirilir və odluqdan gələn istilik axını düzünə şüalanma ilə onların bir tərəfini qızdırır (*birtərəfli şüalanma*), (şəkil 3.2–3.5). Xammalı daha yüksək temperatura qədər qızdırmaq lazım gəldikdə, radiasiya kamerasında ilanvarı borular mərkəzdə, odluqlar isə boruların hər iki tərəfində yerləşdirilərək, *ikitərəfli şüalanma* ilə (şəkil 3.6, ç,d) borular qızdırılır.

Formasına görə – *silindrik, qutuşəkilli enli kameralı, qutuşəkilli dar kameralı* və *oval* borulu sobaları fərqləndirirlər.

Kameraların miqdarına görə sobalar *bir kameralı* və *çoxkameralı* olurlar.

Axınların sayına görə *bir axınlı* (şəkil 3.2), *çox axınlı* (şəkil 3.3) və *kollektorlu* (şəkil 3.5) sobalar mövcuddur.

Borulu sobalarda odluqlar *döşəmədə* (şəkil 3.6, a,b,d), *tavanda* (şəkil 3.6, ə), *divarlarda* (şəkil 3.6, ç,d,e,f) və *çox*



Şəkil 3.6. Borulu sobaların prinsipial sxemləri: a-şaqlı borulu qutuşəkilli darkameralı sərbəst məşəlli; b-üfq borulu qutuşəkilli dar kameralı döşənmis məşəlli; c-şaqlı borulu silindrik sərbəst məşəlli; ç-üfq borulu dar kameralı iki tərəfdən düzünə şüalanən sferik şüalanma səthli alovşuz yanma; d-üfq borulu qutuşəkilli dar kameralı alovşuz yanma panelli; e-üfq borulu qutuşəkilli enli kameralı sərbəst məşəlli; ə-üfq borulu qutuşəkilli dar kameralı döşənmis məşəlli; f-üfq borulu üç kameralı sərbəst məşəlli; I-xammalın girişi; II-qızmış məhsulun çıxışı; III-yanacağın verilməsi; IV-tüstü qazlarının çıxışı; V-hava; 1-radiasiya kamerası (ocaq); 2-konveksiya kamerası; 3-radiasiya boruları; 4-konveksiya boruları; 5-odluq; 6-divar; 7-tüstü borusu (tüstü xətti); 8-şüalanən divar; 9-aşırım divarı; 10-hava xətti.

*səviyyəli* yerləşdirilə bilərlər.

Odluqların tipinə və yanma üsuluna görə *məy*e və ya *qaz* yanacağı, ya da *kombinə edilmiş məy*e və *qaz* yanacağı ilə işləyən (şəkil 3.6,d), *sərbəst məşəlli* (şəkil 3.6,a,c,f), *ensiz məşəlli*, *şüalanan divarlı alovşuz yanma* (şəkil 3.6,d), *ehtiyat məy*e yanacağı *alovşuz yanma*, *döşənmiş* (şəkil 3.6,b,ə), və *həcmi-döşənmiş məşəlli*, *döşənmiş məşəlli* və *havanın diferensial verilməsi*, *təbii sorma ilə injeksiya tipli*, *məcburi üfürülən* odluqları olan sobaları fərqləndirirlər.

Boruların birləşdirilmə üsulu (*dirsəklərin qaynaq edilməsilə* və *returbentlərlə*); sobanın divarının konstruksiyası (*odadavamlı kərpic* və *yüngül beton blok*); tüstü borusunun yerləşdirilməsi (*sobanın karkasının üstündə* və *ayrıca özündə*) kimi göstəricilərə görə də sobaları qruplara bölmək olar.

Bəzi borulu sobaların sxematik təsvirləri şəkil 3.6-da verilmişdir.

Borulu sobanın tipinin seçilməsi, müxtəlif düyünlər üzrə konstruktiv həllər, material tərtibatı, yanacağın yandırılması sistemi, nəzarət və avtomatik idarəetmə cihazlarının seçilməsi və digər məsələlər sobanın layihələndirilməsi mərhələsində xammalın xassələri və istismar edildiyi işçi şərait nəzərə alınmaqla öz həllini tapır.

### **3.2. Borulu sobaların işinin əsas göstəriciləri**

Borulu sobanı xarakterizə etmək üçün aşağıdakı əsas göstəricilər mühüm əhəmiyyətə malikdirlər.

1. *Sobanın məhsuldarlığı* vahid zamanda sobada qızdırılan xammalın miqdarını göstərir. Məsələn, müasir iri neftin ilkin emalı qurğularında sobanın neft üzrə məhsuldarlığı 800 t/saat-dan artıq, piroliz sobasının etilenə görə məhsuldarlığı 16 – 25 min t/il olur.

Qeyd etmək lazımdır ki, sobanın məhsuldarlığı onu kifayət qədər tam xarakterizə etmir, çünki ötürülən istiliyin

miqdarından asılı olaraq, eyni məhsuldarlıqlı sobanın ölçüləri xeyli fərqlənə bilər.

2. *Sobanın istilik gücü və ya faydalı istilik yükü* sobanın işini daha dəqiq və tam xarakterizə edir. O vahid zamanda xammalın sobada aldığı istiliyin miqdarını ifadə edir. Müasir sobaların istilik gücü geniş hədlərdə – 0,12-dən 240 MVt – a qədər dəyişir. Böyük istilik güclü sobaları çoxkamaralı tikirlər.

3. *Qızma səthinin istilik gərginliyi və ya istilik axınının sıxlığı*  $q$  vahid zamanda borunun vahid səthindən ötürülən istiliyin miqdarı ilə xarakterizə edilir. Ölçü vahidi  $kVt/m^2$ -dir. Soba boruları müxtəlif şəraitlərdə işlədiklərindən bütün soba borularının orta istilik gərginliyini, radiasiya və konveksiya borularının, eləcə də boruların ayrı-ayrı sahələrinin (yerli) istilik gərginliklərini fərqləndirirlər.

Bu göstəricinin qiyməti istiliyin qızma səthindən ötürülməsi effektivliyini xarakterizə edir. Qızma səthinin istilik gərginliyi nə qədər çox olarsa, verilmiş miqdarda istiliyi ötürmək üçün bir o qədər kiçik ölçülü soba tələb olunur. Digər tərəfdən, boru səthinin istilik gərginliyinin həddən artıq çox olması məhsulun kokslaşmasına və boruların yanmasına səbəb ola bilər, çünki koksun istilikkeçiriciliyi alçaq olduğundan, onun çöküntüsü olan yerlərdə boru divarının temperaturu həddən artıq yüksəlir. Bu da, metalın möhkəmliyinin azalmasına, polada təsir edən mühitin yeyiciliyinin artmasına və boruların istismar müddətinin kəskin azalmasına gətirib çıxarır. Boru divarının temperaturu həm də, axının temperaturu və hərəkət sürətindən asılıdır. Xammalın temperaturu nə qədər az və onun hərəkət sürəti yüksək olarsa, boru səthinin istilik gərginliyinin yol verilən qiyməti də bir o qədər artırıla bilər.

Qızdırılan məhsulun növü də boru səthinin istilik gərginliyinin yol verilən qiymətinə xeyli təsir edir. Qızdırılan xammal ağırlaşdıqca, boru səthinə buraxılan istilik gərginliyi də azalır. Belə ki, neft qovulduqda radiasiya borularının istilik gərginliyi  $45 - 60 kVt/m^2$ , tədrici kokslaşma sobalarında

25–35 kVt/m<sup>2</sup>, qalıq sürtgü yağı qızdırıldıqda isə 20–25 kVt/m<sup>2</sup> təşkil edir.

Konveksiya borularının istilik gərginliyi 10 – 20 kVt/m<sup>2</sup>-ə bərabər olur.

İstilik gərginliyinin yol verilən qiyməti, həm də soba borularının hazırlandıqları poladların odamöhkəmliyi və odadayanıqlığı nəzərə alınmaqla qəbul edilir. Riforinq, aromatlaşdırma, piroliz kimi yüksək temperaturlu proseslərin sobalarındakı sərt işçi şərait boruların yüksək legirli austenit poladlarından hazırlanmasını, iç səthinin xüsusi işlənilməsini və istilikötürməni intensivləşdirmək məqsədilə xammalın yüksək sürətlə hərəkətini tələb edir.

Buraxılan istilik gərginliyinin orta qiyməti istilik yükünün boruların bütün səthi üzrə bərabər paylanmasından çox asılıdır. Bu məqsədlə ilanvarı boruların optimal uyğunlaşdırılması, onun ocaqda düzgün yerləşdirilməsi, odluların konstruksiyalarının və yanacağı yandırılma metodlarının təkmilləşdirilməsi kimi məsələlərə diqqət yetirilməlidir. Borulu sobaların radiasiya borularının qızma səthinin buraxılan istilik gərginlikləri  $q_r$  cədvəl 3.1-də verilmişdir. Radiasiya boruları hər iki tərəfdən düzünə şüalanan sobalarda boruların bütün uzunluğu və çevrəsi üzrə istiliyin bərabər paylanması müşahidə olunduğundan, qızma səthinin buraxılan istilik gərginliyi cədvəl 3.1- də verilmiş qiymətlərdən 50% artıq götürülə bilər.

4. *Borulu sobanın faydalı iş əmsali  $\eta_s$*  faydalı istifadə olunmuş istiliyin yanacaq yandıqda ayrılan ümumi istiliyə olan nisbətini göstərir. Sobanın f.i.ə. əsasən havanın artıqlıq əmsalından, sobadan çıxan tüstü qazlarının temperaturundan və sobanın istilik izolyasiyasının keyfiyyətindən asılıdır. Müasir sobalar üçün  $\eta_s = 0,65 - 0,85$  arasında dəyişir.

5. *Ocaq fəzasının istilik gərginliyi* vahid zamanda ocağın vahid həcmində ayrılan istiliyin miqdarını göstərir (kVt/m<sup>3</sup>). Bu kəmiyyət, ocağın həcmindən istifadə edilmənin effektivliyini xarakterizə edir. Borulu sobaların ocağının

Cədvəl 3.1.

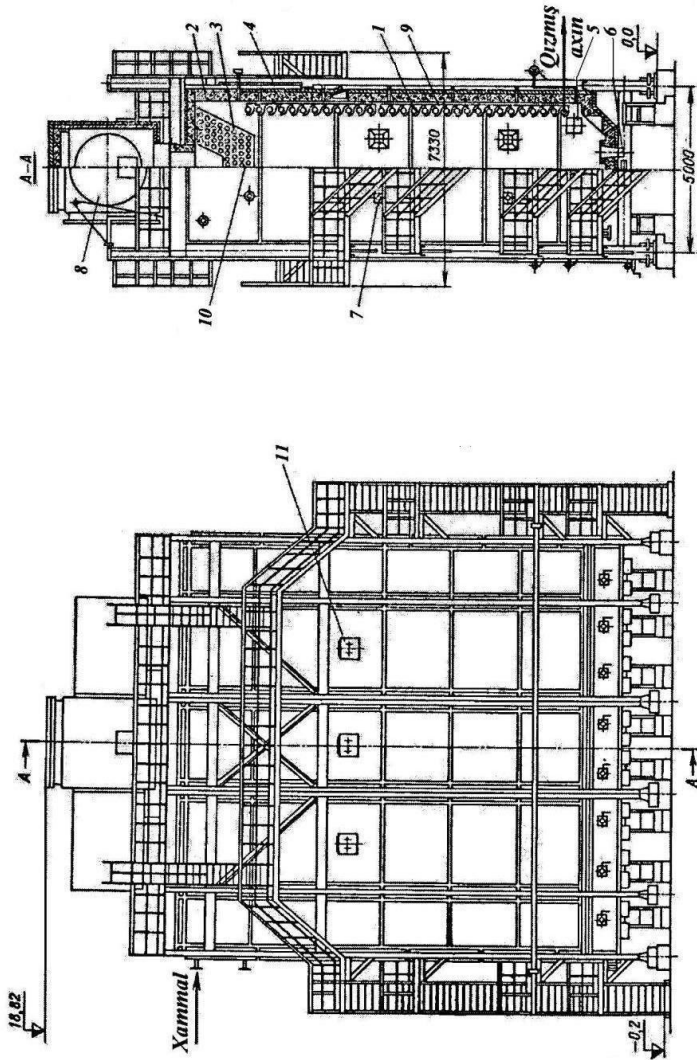
## Radiasiya boruları səthinin yol verilən orta istilik gərginlikləri

№	Tətbiq sahəsi	$q_r, kVt/m^2$
Q I Z D I R I C I S O B A L A R		
1.	Buxarlanmadan qızdırma	46–58
2.	Neftin qızdırılması və buxarlanması: 340°C-yə qədər 425°C-yə qədər	31–47 27–35
3.	Mazutun vakuum altında qovulması	24–31
4.	Tədrici koklaşma	23–35
5.	Katalitik krekinq	29–58
6.	Butanın katalitik hidrogensizləşdirilməsi	29–35
R e a k s i y a - q ı z d ı r ı c ı s o b a l a r		
7.	Qazların və benzin fraksiyalarının sobalarda pirolizi: qradient tipli ultraseçici krekinq	29–35 78–81
8.	Xammalın sobalarda qızması: katalitik riforminq hidrotəmizləmə aromatlaşdırma qurğusu	29–35 23–29 21–24

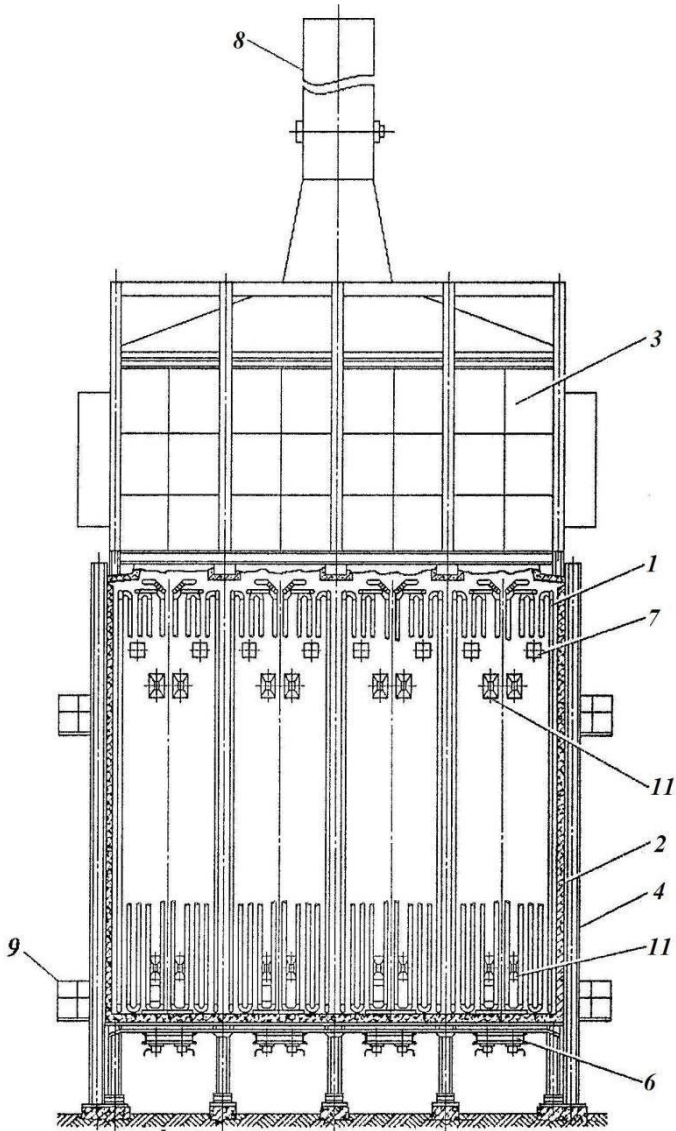
ölçüləri, əksər hallarda ocaq fəzasının istilik gərginliyindən deyil, sobanın konstruktiv xüsusiyyətlərindən və radiasiya borularının qızma səthinin yol verilən istilik gərginliyindən asılıdır. Borulu sobalarda ocaq fəzasının istilik gərginliyi 40 – 80 kVt/m<sup>3</sup> təşkil edir, buxar qazanlarında isə bu kəmiyyət xeyli çoxdur (600 – 2000 kVt/m<sup>3</sup>).

### 3.3. Xammalın qızdırılması üçün borulu sobalar

Neft emalı qurğularında, o cümlədən neftin ilkin emalında *sərbəst alovlu qutuşəkilli dar kameralı radiasiya boruları üfqi* (şəkil 3.7) və ya *şaquli* (şəkil 3.8) yerləşmiş borulu sobalar tətbiq tapmışlar. Onların istilik gücü 7,0–64,0 MVt arasında dəyişir. Bu tip borulu sobaların qaz-mazut tipli odluları 6 radiasiya kamerasının döşəməsində şahmat qaydasında yerləşdirilirlər.



Şəkil 3.7. Üfqi borulu sərbəst məşəlli borulu soba: 1-radiasiya boruları; 2-futerləmə; 3-konveksiya boruları; 4-karkas; 5-giriş lyuku; 6-odluq; 7-qoruyucu pəncərə; 8-tüstü qazı yığıcısı; 9-kronşteyn; 10-şəbəkə; 11-baxış pəncərəsi.



Şəkil 3.8. Şaquli borulu sərbəst məşəlli borulu soba: 1-radiasiya boruları; 2-futerləmə; 3-konveksiya kamerası; 4-karkas; 5-giriş lyuku; 6-odluq; 7-qoruyucu pəncərə; 8-tüstü borusu; 9-xidmət meydançası; 11-baxış pəncərəsi



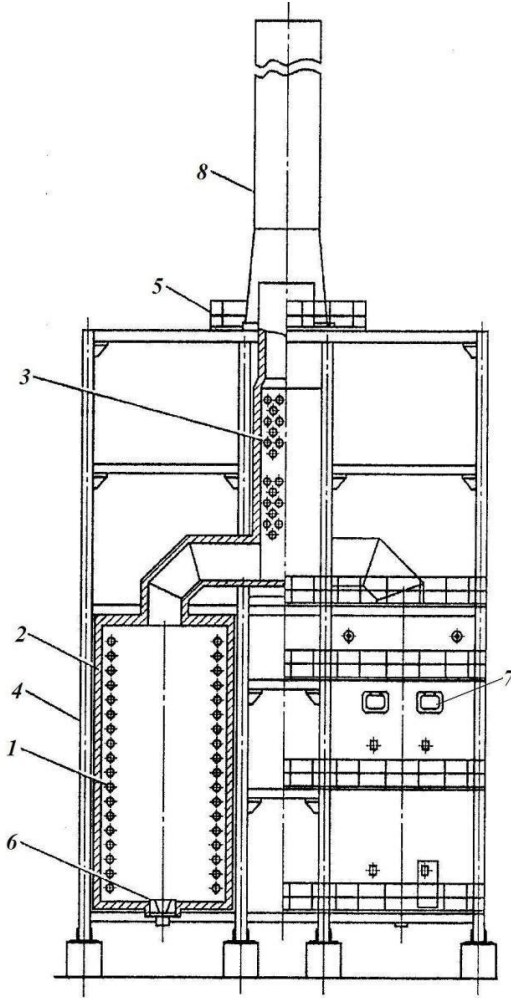
Yanacaq yandıqda istiliyi kronşteynlərdə (şəkil 3.7) 9 yerləşdirilmiş üfqi radiasiya borularına 1 şüalandıran şaquli məşəl divarı yaranır. Odadavamlı futerləmə 2 yüngül çəkili vermikulit-keramzit beton bloklardan hazırlanır və ya şamot kərpicdən hörülərək, metal karkasda 4 yığılır. Tüstü qazları yuxarı qalxır, konveksiya kamerasının ilanvarı borularının 3 aralarından keçərək, içi yüngül odadavamlı betonla futerlənmiş qazıyığıcı 8 vasitəsilə tüstü borusuna atılır. 152×8 mm ölçülü radiasiya borularının qızma səthləri 150–1400 m<sup>2</sup>, ölçüsü 108×6 mm olan konveksiya borularının qızma səthləri isə 450–1785 m<sup>2</sup> arasında dəyişir. Onlara bir tərəfdən xidmət edildiyindən iki soba yanaşı yerləşdirilə bilər. Bu tip sobaların xarakteristikaları cədvəl 3.2-də verilmişdir. Sonuncu sütundakı qiymətlər iki radiasiya kameralı borulu sobalara (şəkil 3.9) aiddirlər.

Cədvəl 3.2.

Qutuşəkilli dar kameralı sərbəst məşəlli borulu sobanın xarakteristikaları (məxrəcdəki qiymətlər üfqi borulu sobaya aiddir)

Göstərici /tipi	200/7	300/7	400/8	600/8	600/8	700/9	800/9	1400/9
	150/6	250/9	350/12	550/15	550/18	650/21	750/24	1300/21
Radiasiya borularının qızma səthi, m <sup>2</sup>	<u>200</u> 150	<u>300</u> 250	<u>400</u> 350	<u>500</u> 450	<u>600</u> 550	<u>700</u> 650	<u>800</u> 750	<u>1400</u> 1300
Radiasiya borularının uzunluğu, m	<u>7,0</u> 6,0	<u>7,0</u> 9,0	<u>8,0</u> 12,0	<u>8,0</u> 15	<u>8,0</u> 18,0	<u>9,0</u> 21,0	<u>9,0</u> 24,0	<u>9,0</u> 21,0
Orta istilik gücü (radiasiya boruları səthinin istilik gərginliyi 32,0 kVt/m <sup>2</sup> olduqda), MVt	<u>9,0</u> 7,0	<u>14,0</u> 11,0	<u>18,0</u> 16,0	<u>23,0</u> 21,0	<u>27,0</u> 25,0	<u>32,0</u> 30,0	<u>37,0</u> 35,0	<u>64,0</u> 60

*Alovu döşənmiş qutuşəkilli dar kameralı sobalarda (şəkil 3.10) odluqlar hər iki yan divarın aşağı hissəsində 45° bucaq altında yerləşdirilirlər. Yanacağın yanması nəticəsində alınan alov hər iki tərəfdən ortada yerləşdirilmiş odadavamlı divarın səthinə döşənir və istilik radiasiya borularına məşəldən və*

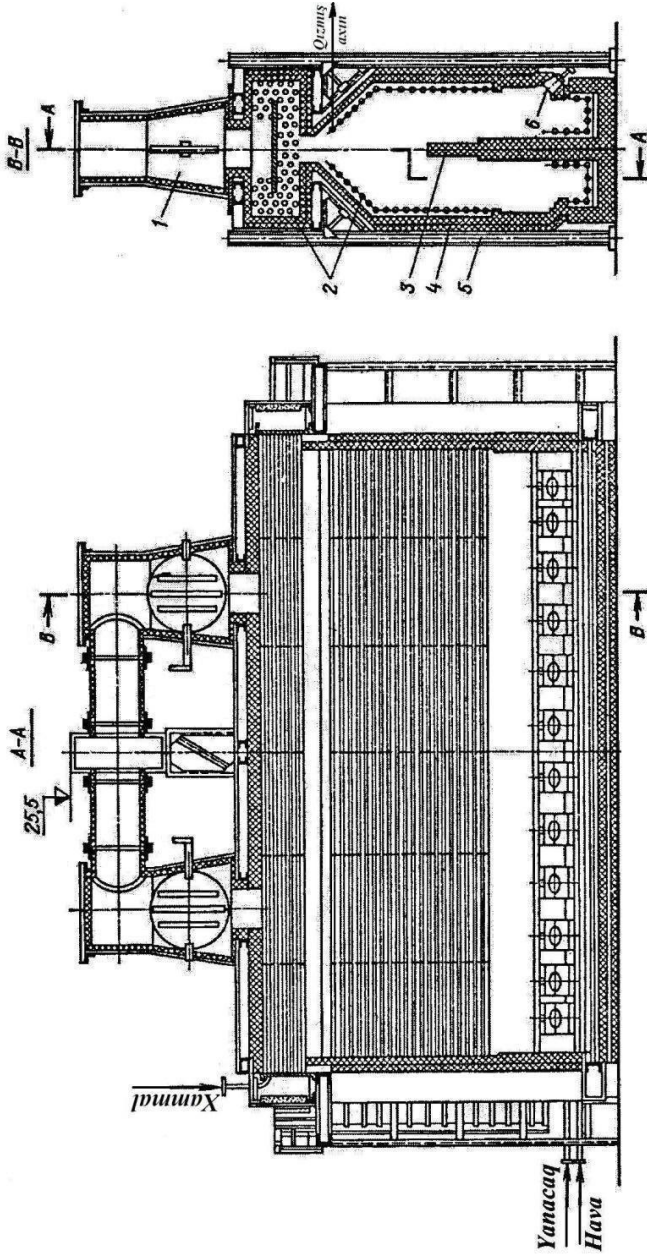


Şəkil 3.9. Üfqi borulu iki radiasiya kameralı sərbəst məşəlli soba: 1-radiasiya boruları; 2-füterləmə; 3-konveksiya boruları; 4-karkas; 5-xidmət meydançası; 6-odluq; 7- baxış pəncərəsi; 8-tüstü borusu

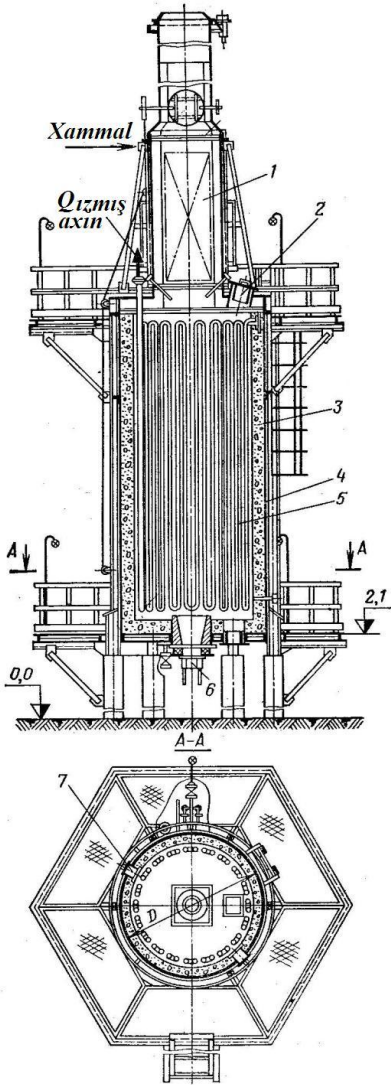
közərmis hörgüdən şüalanma hesabına ötürülür. Alovun döşəndiyi divar radiasiya kamerasını bir-birindən asılı olmayan temperatur rejimli iki kameraya bölür. Tüstü borusu sobanın üstündə yerləşdirilmişdir. Bu tip sobaların istilik gücü 7,4–23,7 MVt, radiasiya borularının orta istilik gərginliyi  $35 \text{ kVt/m}^2$ -dir. Ölçüləri  $152 \times 8 \text{ mm}$  olan radiasiya borularının uzunluqları 6 – 24 m və qızma səthləri  $150\text{--}475 \text{ m}^2$  arasında dəyişir. Konveksiya borularının qızma səthləri isə  $252\text{--}732 \text{ m}^2$ -a bərabərdir.

İstehsalatda *radiasiya boruları şaquli* (şəkil 3.11) və ya *spiral şəkli*ndə (şəkil 3.4) yerləşdirilmiş

*sərbəst məşəlli silindrik* sobalar geniş tətbiq edirlər. Sobanın döşəməsində maye və ya qaz yanacaqları məşəl halında yandıran kombinəedilmiş odluqlar 6 nəzərdə tutulur. Məşəlin hündürlüyü şaquli yerləşdirilən radiasiya borularının 5



Şəkil 3.10. Üfq borulu döşənmiş məşəlli borulu soba: 1-qazyığıcı; 2-ilanvarı boru; 3-döşənmə divarı; 4-futerləmə; 5-karkas; 6-odluq



Şəkil 3.11. Şəqli borulu sərbəst məşəlli silindrik sobalar: 10-konveksiya kamerası; 2-giriş lyuku; 3-futerləmə; 4-gövdə; 5-radiasiya boruları; 6-odluq; 7-baxış pəncərəsi.

hündürlüyünün  $2/3$ -ni təşkil edir.

Metal karkasda 4 bərkidilən odadavamlı futerləmə 3 ilə yaradılan silindrik radiasiya kamerası odluqlara xidməti asanlaşdırmaq üçün hündürlüyü 2 m-dən az olmayan beton və ya metal konstruksiyadan hazırlanmış sütunşəkilli özülün üstündə yerləşdirilir.

Sobanın gövdəsi qaynaq olunmuş poladdan, odadavamlı hörgüsü isə torkret - betondandır. Düz boruların və dirsəklərin qaynaq edilməsilə hazırlanmış ilanvarı radiasiya boruları 5 məşəldən düzünə və hörgüdən əks olunan şüalanmalarla istiliyi qəbul edirlər. Radiasiya borularının və məşəlin vəziyyətlərinə nəzarət etmək məqsədilə ocağın aşağı hissəsində baxış pəncərələri 7, yuxarıdakı xidmət meydançasında isə giriş lyuku 2 quraşdırılmışdır. Tüstü qazları üfqi boru dəstindən ibarət olan ilanvarı konveksiya borularına 1 istiliklərini verdikdən sonra tüstü borusuna daxil olurlar. Bu sobaların radiasiya

boruları birtərəfli düzünə şüalandırıldıqlarından yol verilən orta istilik gərginliyinin qiyməti nisbətən az – 32 kVt/m<sup>2</sup> qəbul olunur. Bu tip sobaların istilik gücü 0,7 – 18,0 MVt, radiasiya borularının işçi uzunluğu 3–15 m, qızma səthləri isə (152×8 mm boru üçün) – 15–400 m<sup>2</sup> arasında dəyişir. Onların əsas göstəriciləri cədvəl 3.3-də verilmişdir. Bu tip sobaların radiasiya borularının bərabər qızması təmin edilir. Sobanın karkas-gövdəsi az metal tutumluluğu ilə fərqlənir. Silindrik sobalar az sahə tuturlar. Nisbətən az istilik gücünə malik olması, onun daha geniş yayılmasını məhdudlaşdıran əsas çatışmazlığıdır.

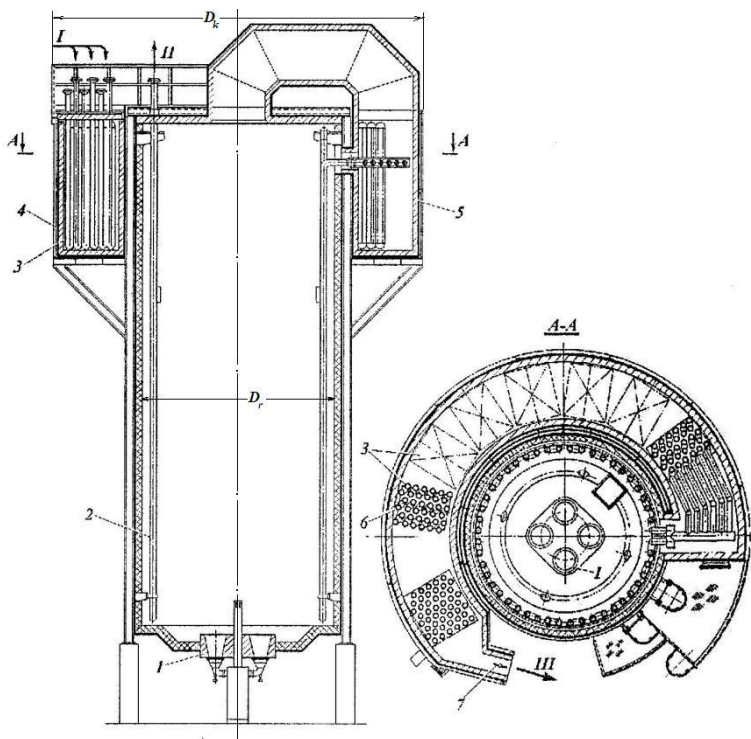
Cədvəl 3.3.

Şaquli borulu sərbəst məşəlli silindrik borulu sobanın göstəriciləri

Göstərici/tipi	15	30	40	50	70	80	110	120	150	210	240	280	350	400
	3	4	4	5	6	7	7	8	10	9	10	12	15	15
Radiasiya borularının qızma səthi, m <sup>2</sup>	15	30	40	50	70	80	110	120	150	210	240	280	350	400
Radiasiya borularının uzunluğu, m	3	4	4	5	6	7	7	8	10	9	10	12	15	15
Orta istilik gücü (radiasiya boruları səthinin istilik gərginliyi 32,0 kVt/m <sup>2</sup> olduqda), MVt	0,7	1,4	1,8	2,3	3,2	3,7	5,0	5,5	7,0	9,5	11	13,0	16,0	18,0
Gövdənin diametri, m	1,8	2,1	2,4	2,4	2,8	2,8	3,6	3,6	3,6	5,0	5,0	5,0	5,5	5,8
Hündürlüyü, m	20	20	25	25	25	25	30	30	30	35	35	40	45	45

Texnoloji qurğularda *həlqəvi konveksiya kameralı, radiasiya və konveksiya boruları şaquli yerləşdirilən*, tüstü qazları yuxarıdan çıxan (şəkil 3.14-ə bax) sərbəst məşəlli silindrik sobalar da (şəkil 3.12) tətbiq edilirlər. Radiasiya kamerasında divara bərkidilən bircərgəli ilanvarı borular 2 yerləşdirilmişdir.

Konveksiya boruları 3 bölmələrlə yığılaraq, silindrik radiasiya kamerası ilə eyni ox üzrə quraşdırılan həlqəvi konveksiya kamerasında yerləşdirilirlər. Tüstü qazlarının istiliyindən tam istifadə etmək məqsədilə konveksiya



Şəkil 3.12. Hələqəvi konveksiya kameralı silindrik soba: I-xammalın girişi; II-qızmış məhsulun çıxışı; III-tüstü qazları; 1-odluq; 2-ilanvarı radiasiya boruları; 3-ilanvarı konveksiya boruları; 4-karkas; 5-futerləmə; 6-havaqızdırıcı; 7-qapayıcı.

kamerasının sonuncu bölmələri 6 yanacaqın yandırılmasına verilən havanı qızdırmaq məqsədilə nəzərdə tutulmuşdur.

Kombinə edilmiş odluqlar 1 sobanın döşəməsində quraşdırılmışdır. Bu sobaların texniki göstəriciləri cədvəl 3.4-də verilmişdir.

Şəkil 3.13 - də göstərilən silindrik sobanın ortasında çökək üzvlü piramidaya oxşar sobanı dörd müstəqil zonaya bölən bölüşdürücü-paylaşdırıcı 4 yerləşdirilmişdir. Üzlər sobanın döşəməsində quraşdırılmış odluqların 5 məşəlləri üçün döşənmə divarları rolunu oynayırlar.

Cədvəl 3.4.

## Həlqəvi konveksiya kameralı silindrik borulu sobanın göstəriciləri

Göstərici/tipi	70/6	80/7	150/10	180/12	240/12	280/12	350/15
Radiasiya borularının qızma səthi, m <sup>2</sup>	70	80	150	180	240	280	350
Radiasiya borularının uzunluğu, m	6	7	10	12	12	12	15
Orta istilik gücü (radiasiya boruları səthinin istilik gərginliyi 32,0 kVt/m <sup>2</sup> olduqda), MVt	3,2	3,7	7,0	8,0	11,0	13,0	16,0
Radiasiya kamerasının diametri, m	2,8	2,8	3,6	3,6	5,0	5,0	5,5
Konveksiya kamerasının diametri, m	5,6	5,6	6,9	6,9	8,7	8,7	10,1
Hündürlüyü, m	25	25	30	30	35	40	45

Bölüşdürücü-paylaşdırıcı radiasiya kamerasında bir neçə istilik mübadiləsi zonası vardır. Nəticədə boruların hündürlüyü boyu qızma səthinin istilik gərginliyini tənzimləmə imkanı yaranır. Bölüşdürücü-paylaşdırıcının metal karkası şamot kərpicilə 8 futerlənmişdir. Onun daxili boşluğu ayrı-ayrı hava xətlərinə 3 bölünmüşdür. Həmin xətlərə ventilyatorla 7 vurulan havanın sərfi qapayıcı ilə (şiberlə) tənzimlənir. Bölüşdürücü-paylaşdırıcının üzlərinin hörgüsündə, onların hündürlüyü boyu iki səviyyədə düzbucaq kəsikli kanallar 6 açılmışdır. Hava xətlərindən həmin kanallarla hər bir üzə döşənmiş məşələ təkrar hava verilərək, yanma məşələsinin uzunluğu tənzimlənir. Beləliklə, hər bir üz həddində fərdi olaraq, ilanvarı boruların 1 uzunluğu boyu istilik axınının daha bərabər paylanması təmin edilir. Nəticədə radiasiya boruları səthinin orta istilik gərginliyi 20–30% artırılır və boruların daxili səthlərində koksun çökməsi mümkünlüyü azalır. Radiasiya kamerasının ilanvarı boruları 1 divara bərkidilir və soba gövdəsinin 2 yuxarı hissəsində dartqıllarla asılır.

Soba ilanvarı boruları üfqə və ya şaquli yerləşdirilmiş konveksiya kamerası ilə təchiz olunur. Konveksiya kamerasının ilanvarı borularına karkasda yerləşdirilmiş açılan qapaqları olan keçidlər vasitəsilə xidmət edilir.





Baxılan sobaların əsas çatışmazlığı radiasiya borularının ancaq bir tərəfdən düzünə şüalanma istiliyini qəbul etməsidir, yəni boruların çevrəsi üzrə istiliyin qeyri-bərabər paylanmasıdır. Ona görə də, bu tip sobaların radiasiya borularının orta istilik gərginliyinin buraxılan qiyməti o qədər də yüksək olmur. Bu sobaları xammalı 500°C-yə qədər qızdırdıqda istifadə etmək məsləhət görülür.

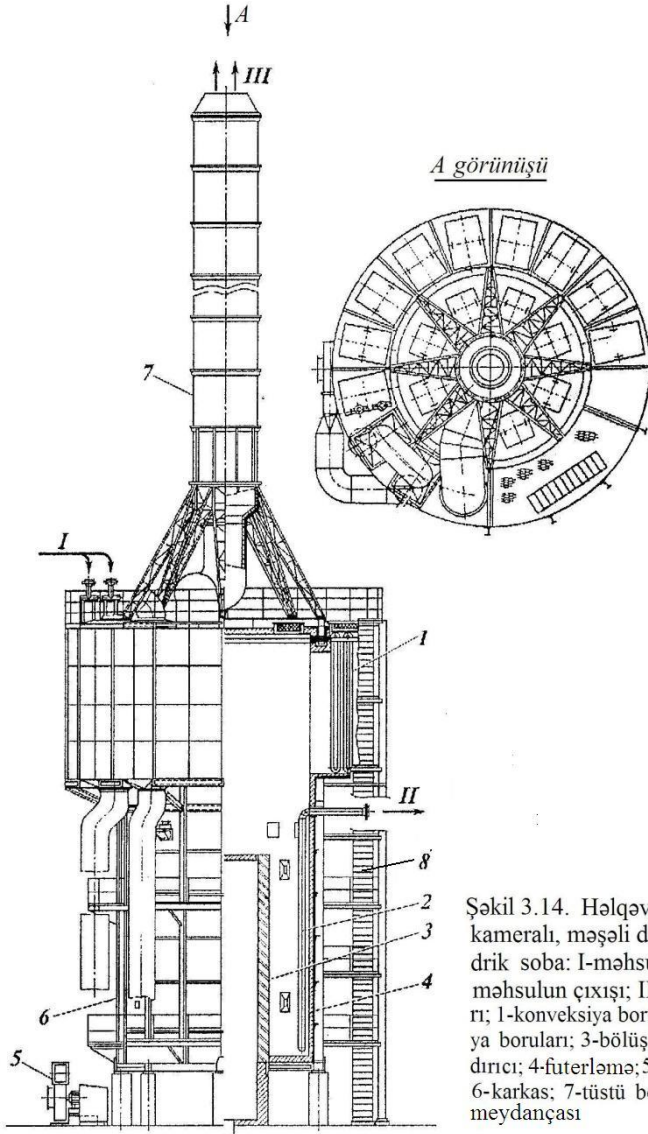
*Həlqəvi konveksiya kameralı, digər dörd bölməli silindrik soba* şəkil 3.14-də göstərilmişdir. Şəkil 3.12-də göstərilmiş sobada olduğu kimi radiasiya və konveksiya boruları şaquli yerləşdirilmişlər.

Bu tip sobalar iki konstruktiv icrada: tüstü borusu sobanın üstündə yerləşdirilməklə (şəkil 3.14) və tüstü borusu ayrıca quraşdırılmaqla hazırlanırlar. Sobanın konstruksiyası və iş prinsipi, əsasən şəkil 3.13-dəki soba ilə eynidir.

Şəkil 3.15-də *panel odluqlardan 1 ibarət şüalananan divarlı alovuz yanma* sobası göstərilmişdir. Odluqlar radiasiya kamerasının 2 yan divarları boyu beş cərgədə yerləşdirilir. Hər bir üfq cərgənin fərdi qaz kollektoru vardır. Ona görə də, hər bir cərgə odluqlarının istilik yükünü, deməli radiasiya borularının uyğun sahəsinə ötürülən istiliyin miqdarını sərbəst tənzimləmə imkanı yaranır. Sobada ehtiyat maye yanacaq ilə işləmə imkanı saxlanılmışdır. Bunun üçün radiasiya kamerasının döşəməsində şüalananan divarlar boyu qaz-mazut tipli odluqlar 9 yerləşdirilmişdir. Bu odluqların məşəli alovuz yanma panellərinin səthinə döşənməklə, bütöv şüalanma güzgüsü yaradır. Bu halda ilk hava döşəmə odluqlarına, təkrar hava isə döşənmiş alovun hündürlüyü boyu söndürülmüş alovuz yanma odluqlarının qarışdırıcıları vasitəsilə verilir.

Şüalananan divarlı alovuz yanma borulu sobanın digər konstruksiyası şəkil 3.6,d-də verilmişdir. Bu halda konveksiya kamerası sobanın aşağı hissəsində yerləşdirildiyindən yanma qazları sobanın aşağısından çıxır.

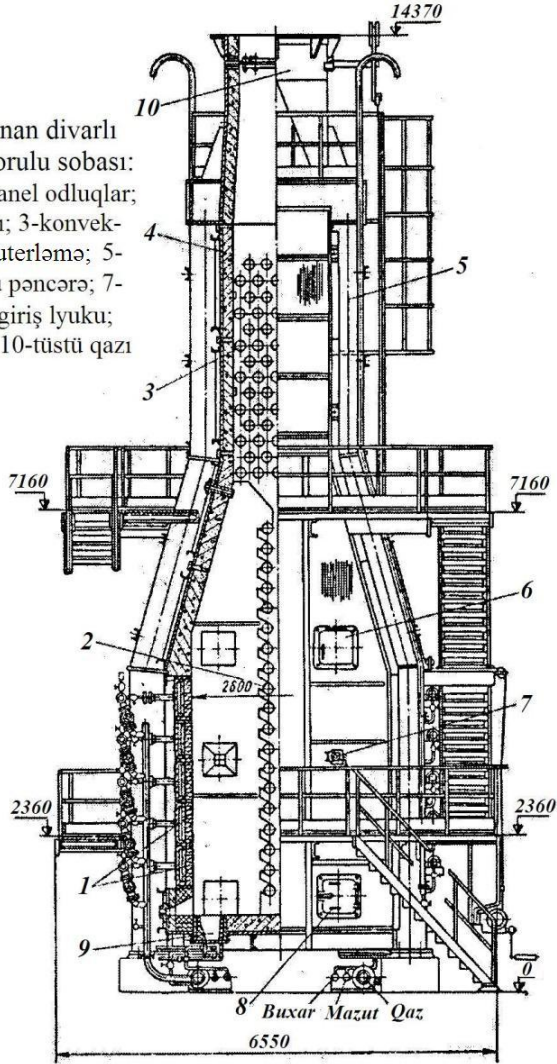
Katalitik riforminq hidrotəmizləmə və aromatlaşdırma



Şəkil 3.14. Həlqəvi konveksiya kameralı, məşəli döşənmiş silindrik soba: 1-məhsulun girişi; II-məhsulun çıxışı; III-tüstü qazları; 1-konveksiya boruları; 2-radiasiya boruları; 3-bövlüşdürücü-paylaşdırıcı; 4-füترلəmə; 5-havaüfürücü; 6-karkas; 7-tüstü borusu; 8-xidmət meydançası

qurğularında *dördkamaralı* şaquli ilanvarı borulu sobalar (şəkil 3.16) da tətbiq edirlər. Boruların şaquli yerləşdirilməsi boru asqıları üçün bahalı odamöhkəm materiala qənaət etməyə

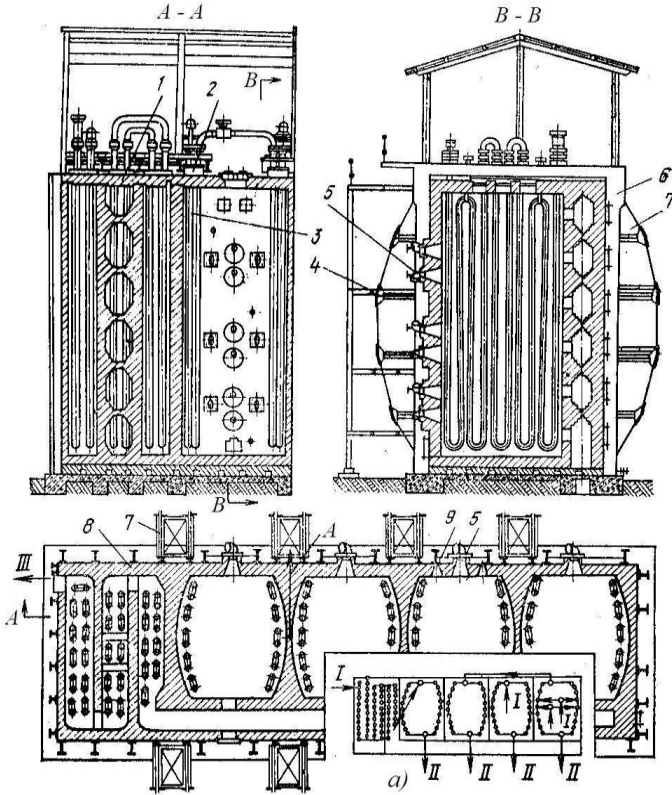
Şəkil 3.15. Şüalanan divarlı aloysuz yanma borulu sobası:  
 1-alloysuz yanma panel odluqlar;  
 2-radiasiya boruları; 3-konvek-  
 siya boruları; 4-futerləmə; 5-  
 karkas; 6-qoruyucu pəncərə; 7-  
 baxış pəncərəsi; 8-giriş lyuku;  
 9-ehtiyat odluqlar; 10-tüstü qazı  
 yığıcısı



imkan verir. Səth və hündürlük üzrə paylanmış kombinə edilmiş qaz-mazut odluqlar soba borularını uzunluqları boyu bərabər qızdırmağa şərait yaradır.

Borulu sobanın ancaq bir konveksiya kamerası vardır.

Dayanıqlılıqlarını artırmaq üçün radiasiya kamerasının daxili divarları qabarıq tərəfləri qarşı-qarşıya duran iki divar şəklində hazırlanmışlar. Tavan odadavamlı kərpiclə futerlənməmişdir. Sobada kərpicin əvəzinə odadavamlı betondan istifadə edilməsi tikinti-quraşdırma işlərinin müddətini qısaltmağa və metal sərfini azaltmağa imkan verir. Tüstü qazları dar uzun şaxta



Şəkil 3.16. Çoxkəməralı soba (a-sobanın ilanvarı borusunun sxemi): I-məhsulun girişi; II-məhsulun çıxışı; III-tüstü qazlarının çıxışı; 1-konveksiya kamerasının tavanı; 2- üst divar; 3-xammal boruları; 4-odluqlara xidmət meydançaları; 5 - odluqlar; 6 - karkas; 7 - əlaqələndirici tir; 8-futerləmə; 9-baxış pəncərəsi

şəklində olan ümumi kanala istiqamətləndirilir. Kanalın mexaniki möhkəmliyini təmin etmək və axınların paralel hərəkətini yaratmaq üçün onun bütün hündürlüyü boyu körpüçüklər nəzərdə tutulmuşdur. Yanma məhsulları tüstü kanalından aralıq divarlarla üç gedişə bölünmüş konveksiya kamerasına daxil olur.

Konveksiya kamerasının ilanvarı boruları ikiaxınlıdır, çöküntülərdən təmizlənmələrinin rahatlığı üçün borular dəhliz qaydasında yerləşdirilmişlər. Konveksiya kamerasından çıxan tüstü qazlarının istiliyi hesabına yanma üçün verilən hava havaqızdırıcıda qızdırılır. Havaqızdırıcıda 225 °C -yə qədər soyudulmuş tüstü qazları tüstüboranla tüstü borusuna sorulur. Havaqızdırıcıda qızdırılmış hava odluqlara verilir və maye yanacağı püskürtmək üçün işlədilir. Mazut yanacağı işlədikdə, onun yaxşı püskürdülməsi üçün 110°C-yə qədər qızdırılır.

Dördkameralı sobanın ilanvarı boruları dörd borulu bölmələrdən yığılır və bir-birilə flans ikiliklərlə birləşdirilir. Borular 15X5M-Y poladından hazırlanır. Hidrotəmizləmə və riforminq bloklarının ilanvarı borularının  $d_x \times s$  ölçüləri uyğun olaraq (219×9) və (219×17) mm-dir.

Sobanın partlayışdan dağılmasının qarşısını almaq üçün radiasiya kamerasında beşi tavanda və ikisi yan divarda olmaqla qoruyucu klapanlar yerləşdirilmişdir. Sobanın konstruksiyası yığcamdır və f.i.ə. 83%-ə çatır.

Ümumiyyətlə, sobanın konstruksiyası seçildikdə, əsasən yanacağın növü (qaz və ya kombinə edilmiş); radiasiya kamerası borularının yerləşdirilməsinə texnoloji prosesin təsiri (üfqi və ya şaquli); radiasiya kamerası borularına istiliyin differensial verilməsinin vacibliyi; tənzimlənən axınların miqdarı; məhsulun sobada və ya radiasiya kamerasında qalma müddəti kimi amillər nəzərə alınmalıdır.

### 3.4. Destruktiv çevrilmələri üçün sobalar

Piroliz, konversiya, ammoniyakın və sintez qazın alınması qurğularında, eləcə də digər qurğularda karbohidrogen xammalın yüksəktemperaturlu termiki-kimyəvi çevrilmələri üçün istifadə olunan sobaların konstruksiyaları neft emalı sobalarından fərqlənirlər. Sobanın konstruksiyası, onda gedən prosesin xüsusiyyətlərindən asılıdır. Prosesin əsas xüsusiyyətlərindən biri – reaksiya zonasında işçi şərait (temperatur, təzyiq) yaradıldıqdan sonra, ilanvarı borularda ilk xammalın verilmiş vaxt ərzində tələb olunan dərinlikdə parçalanmasının təmin edilməsidir. Həmin vaxt kəsimi – kontakt vaxtı və ya xammalın reaksiya zonasında olma müddəti, prosesin getmə şəraitilə müəyyənləşir.

Belə sobalar çoxaxınlı olurlar. Hər bir ilanvarı borunun (ayrıca axının) bir hissəsini konveksiya, digər hissəsini isə radiasiya kameralarında yerləşdirirlər. Soba normal işlədikdə xammal konveksiya kamerasında qızır və buxarlanır, parçalanması isə radiasiya kamerasında baş verir. Sobanın radiasiya kamerasında yerləşmiş bütün ilanvarı boruların qızma səthləri neft məhsulları buxarları və durulaşdırıcı su buxarı (piroliz prosesində) qarışığını lazımi temperatura qədər qızdırmaq və reaksiyanın endotermik effektini ödəmək üçün kifayət qədər olmalıdırlar.

Tələb olunan istiliyi ilanvarı borunun məhdud uzunluğunda maksimal istilikvermə əmsalı ilə borunun divarından xammal axınına ötürmək lazımdır. Verilmiş şəraitlərdə istilikvermə əmsalının artırılmasının əsas üsulları aşağıdakılardır: xammal buxarlarının sürətinin artırılması (koks hissəciklərilə boru divarının intensiv yeyilməsi baş verməyən qiymətlərə və reaksiya zonasında təzyiq qalxmayana qədər) və boruların diametrlərinin kiçildilməsidir (kiçik diametrlə borular üçün istilikvermə əmsalı xeyli çox alınır, çünki qızma səthinin

xammal axınının kəsik sahəsinə olan nisbəti uzunluğun istənilən hissəsində daha çoxdur).

Xammal buxarlarının dəyişən həcmində (konversiya məhsullarının alınması və temperaturun dəyişməsi nəticəsində) onun sürətini təqribən sabit (yüksək) saxlamaq üçün bəzi sobalarda uzunluğu boyu dəyişən diametrli boruları olan ilanvarı borulardan istifadə edilir. Saniyənin hissələri ilə ölçülən verilmiş vaxtda lazımi miqdarda istiliyi ötürmək üçün daxili istilikvermə əmsalından başqa, odadavamlı polad və ərintidən hazırlanmış soba boruları divarının temperaturu da böyük əhəmiyyət kəsb edir. Məhsuldarlığı etilenə görə 45 min t/il-ə çatan yeni piroliz sobalarında əvvəlkilərdən fərqli olaraq, ilanvarı boruların yüksəktemperaturlu zonasının müəyyən sahəsində reaksiyaya girən xammalın qısa vaxtda (0,3–0,5 s) kontaktı prinsipi (SRT prinsipi) həyata keçirilir; göstərilmiş vaxt ərzində karbohidrogenlərin ilkin lazımi parçalanma reaksiyası qurtarır. Xammalın temperaturu 800–860°C olduqda, boru divarının temperaturu 1050°C ilə məhdudlaşır.

Boru divarından xammala istilikvermə əmsalını 750 – 1180  $Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)$ -a qədər yüksəltmək üçün buxarların yüksək hərəkət sürətləri ( $\sim 300$  m/s-yə qədər) lazımdır. Borunun diametri azaldıqca, ilanvarı borunun istənilən sahəsi üçün borunun səthinin onun həcminə olan nisbəti artdığından, kiçik diametrli ilanvarı boruları işlətdikdə piroliz prosesini aparmaq üçün daha əlverişli şərait yaranır. Kiçik diametrli çoxaxınlı ilanvarı borular quraşdırılmış yeni piroliz sobalarının meydana çıxması da bununla izah edilir. Belə sobalarda istiliyin boruların səthi üzrə bərabər paylanması üçün aşağıdakı konstruktiv həllər tətbiq edilir:

– ilanvarı borular əsasən bircərgəli hazırlanmaqla, onları kameralarda elə yerləşdirirlər ki, borunun bütün uzunluğu boyu ikitərəfli bərabər düzünə şüalanma təmin edilsin;

– ocaqda istilik axınlarını bərabərləşdirmək üçün ocaq fəzasının ölçülərini böyüdürlər, eləcə də sobanın şüalanan

divarlarında yerləşdirilən odluqların sayını artırırılar;

– xammalın sərfindən, ilanvarı boruların çıxışında temperaturun qiymətindən və s. asılı olaraq, yanmanın intensivliyini tənzimləyən avtomatik cihazlarla sobanın ocağında yanacağıın yandırılma sisteminin işi idarə edilir;

– boruların həddindən artıq yerli qızmalarının qarşısını almaq üçün divarın temperaturuna nəzarət edən əlavə cihazlar quraşdırılır.

*Şaquli ilanvarı borulu sobalar* neft-kimya qurğularında geniş yayılmışlar. Onlar əsasən «Lummus», «Foster Uiller», «Kelloq» və b. firmalar tərəfindən quraşdırılırlar.

Sobanın şaquli boru sistemi çoxsaylı üstünlüklərə malikdir:

– praktiki olaraq istənilən sayda xammal axınlarını sadə konstruktiv həllərlə əldə etmək mümkündür. Ayrı-ayrı ilanvarı borularla axan axınlar eyni konfigurasiyalı ilanvarı borularda və eyni işçi şəraitlərdə olurlar;

– ancaq dartılmaya işləyən (əyici gərginliklər yoxdur) boru dayaqları düyünləri odluqlardan uzaqda, alçaq temperatur zonalarında yerləşdirilmişlər. Onların hazırlanması üçün baha olmayan materiallardan istifadə edilir, bu da xərcləri xeyli azaldır;

– şaquli asılmış ilanvarı borular sobada temperaturun dəyişməsilə sərbəst uzanır və qısalırlar, ona görə də üfqü ilanvarı borulardan fərqli olaraq, burada boruların dayaqlar arasında əyintiləri və dayaqlarda sürtünmələri müşahidə olunmur;

– radiasiya istiliyinin əsas axını, ilk növbədə, ilanvarı borular tərəfindən qəbul olunur, ona görə də odadavamlı futerovka qatı çox qalın alınmır. Bundan başqa, futerləmənin və izolyasiyanın nisbətən alçaq temperaturu nəticəsində istilik itkiləri azalır, onlar yanacağıın yanmasından alınan istiliyin ümumi miqdarının 2%-dən çox olurlar, digər sobalarda bu rəqəm 5%-ə çatır;

– sobada nisbətən az miqdarda istilik toplanır, bu da zonalar



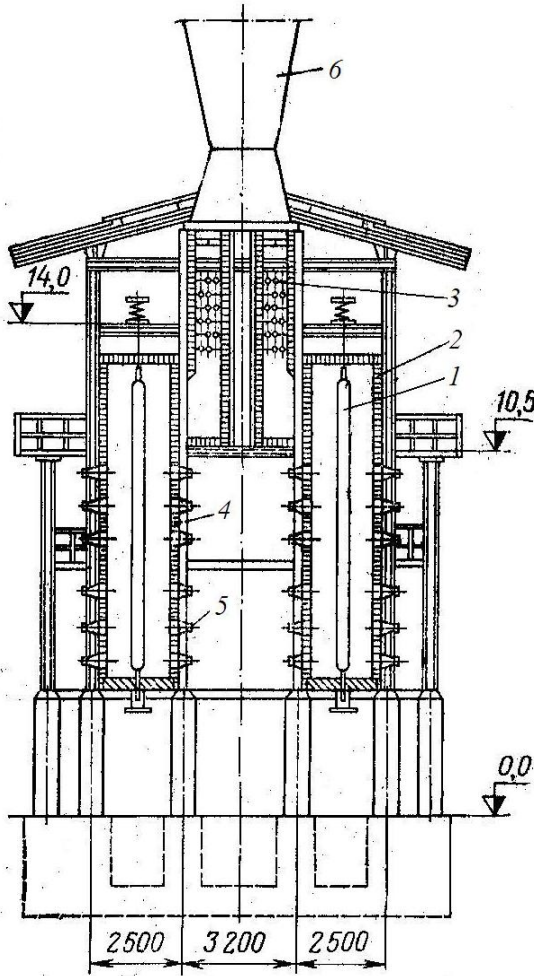
üzrə tənzimləməni asanlıqla yerinə yetirməyə və məqsədli məhsulların maksimal çıxımına uyğun optimal texnoloji rejimi tez əldə etməyə imkan verir. Az istilik ətalətliliyi qəza baş verdikdə və ya təmir öncəsi sobanın operativ dayandırılması mümkün olur.

Prosesin sərt işçi şəraiti belə sobanın konstruksiyasına olan əsas tələbləri: ilanvarı boruların çevrəsi və uzunluğu boyu xarici səthlərinin istilik gərginliyinin və temperaturunun bərabərliyinin təmin edilməsi; istilikötürücü səthin reaksiya zonasının həcminə olan nisbətinin artırılması; ilanvarı boruların uzunluğu boyu temperatur profilinin çevik tənzimlənmə mümkünlüyünü müəyyənləşdirir.

Belə sobalar yüksək istilik-texniki xarakteristikaları, etibarlı və sərfəli material tərtibatı, mükəmməl konstruksiyası və işinin yüksək effektivliyi ilə fərqlənilir.

Xammala (benzinə, etana) görə məhsuldarlığı 20 t/saat olan etilen istehsalının tipik soba aqreqatı (şəkil 3.17) ayrı-ayrı konveksiya və radiasiya kameraları olan iki müstəqil sobadan ibarətdir. Hər bir sobanın özünün piroqazın və tüstü qazlarının istiliyindən istifadə etmə sistemləri vardır. Onlar bir ədəd ümumi tüstü borusuna malikdir.

Radiasiya kamerasının içində iki tərəfdən şüalandırılan şaquli dördaxınlı ilanvarı radiasiya boruları 1 yerləşdirilmişdir. Onlar qaz yanacağını alovuz üsulla yandıran, divarlarda quraşdırılmış injeksiya tipli odluqlarla 5 qızdırılırlar. Benzin və etan sobalarının konstruksiyaları eynidir. Tüstü borusu ilə birlikdə sobanın ümumi hündürlüyü 65 m-dir. Tüstü borusunun içi torkret-betonla örtülmüşdür. Tüstü borusunun yuxarı hissəsində kəfkiqli titrəyişsöndürücü yerləşdirilmişdir. Forma dayanıqlığını artırmaq üçün metal tüstü borusunun xarici səthinə spiralvarı sərtlik qabırğası qaynaq edilir. Tüstü yolu daxildən odadavamlı futerlənmə ilə qorunur. Ocaqda sormanı idarə etmək üçün iki ədəd tüstü apayıcısı (hər bir kamera üçün bir ədəd) quraşdırılmışdır. Sobanın karkası karbonlu poladdan



Şəkil 3.17. Şaquli piroliz sobası: 1-dördaxınlı reaksiya boruları; 2-radiasiya kamerası; 3 - konveksiya kamerası; 4 - futerləmə; 5-odluq; 6-tüstü borusu

hazırlanır, divarları isə odadavamlı kərpiclə 4 hörülür.

Sobanın hündürlüyü boyu təmir işlərini aparmaq üçün üç ədəd giriş lyukları və ilanvarı boruların, hörgünün və qaz odluqlarının işinə nəzarət etmək məqsədilə baxış pəncərələri

quraşdırılır. Soba kamerasının üst yan panelində partlayış pəncərələri nəzərdə tutulur.

Konveksiya kamerasını şərti olaraq üç: yuxarı, orta və aşağı zonalara bölmək olar. Yuxarı zonada məhsulu qızdırmaq üçün 15X5M poladından hazırlanmış dördaxınlı ilanvarı borular yerləşdirilmişdir. Hər bir ilanvarı boru 102×6 mm ölçülü üç ədəd qabırğalanmış borudan ibarətdir. Bütün qabırğalanmış boruların ümumi istilik mübadiləsi səthi 214,7 m<sup>2</sup>-dir. Orta zonada qidalandırıcı suyu qızdırmaq üçün 76×9 mm ölçülü 20 markalı poladdan olan 44 borudan qaynaqla hazırlanmış ilanvarı boru quraşdırılmışdır. Ümumi istilik mübadiləsi səthi 828 m<sup>2</sup>-dir. Aşağı zonada durulaşdırıcı buxar verilən piroлиз xammalını qızdıran dördaxınlı ilanvarı boru yerləşdirilmişdir. Hər bir ilanvarı boru 102×6 mm ölçülü 12X18H10T poladından olan 8 ədəd borudan qaynaq olunmuşdur. Ümumi istilik mübadiləsi səthi 25,9 m<sup>2</sup>-dir.

Sobanın radiasiya kamerasında xammalın pirozi üçün ilanvarı boruların dörd bölməsi quraşdırılmışdır. Hər bir bölmədə 125×9,5 mm ölçülü səkkiz ədəd şaquli yerləşdirilmiş boru vardır. Borular bir cərgədə yerləşdirilir və iki tərəfdən qızdırılır. Xammalın gedişi boyu birinci ilanvarı borular 20X25H20C2 poladından (divarın maksimal buraxılan temperaturu 1050 °C ), sonuncu üç bölmə boruları isə 45X25H35C poladından (divarın maksimal buraxılan temperaturu 1070°C) hazırlanmışlar.

Sobanın istilik yükü: konveksiya kamerası – 29 QC/saat, radiasiya kamerası– 33,5 QC/saat təşkil edir. İlanvarı boruların ümumi qızma səthi: konveksiya kamerasında 1381 m<sup>2</sup>, radiasiya kamerasında isə 117 m<sup>2</sup>-dir.

İki qonşu ilanvarı boru bölməsinin piroqaz axınları bir axında birləşdirilir və digər iki qonşu bölmələrin eyni piroqaz axınları ilə birlikdə ayrıca tablaşdırıcı- buxarlandırıcı aparata göndərilir.

Soba elementlərinin istismar müddətini artırmaq üçün daha

çox eroziya yeyilməsinə məruz qalan dirsəklərin divarları borularınkına nisbətən daha qalın hazırlanır. İlanvarı borular sisteminin sərbəst uzanması məqsədlə, üst dirsəklərdəki dəşikli lövhəciklər vasitəsilə onlar sobanın metal konstruksiyasının yuxarı hissəsindəki ştanqlarda və yaylı dayaqalarda asılırlar, aşağı hissəsində isə dirsəklərin sobanın döşəməsində quraşdırılmış yönəldici kar oymaqlara girən çıxıntıları olur.

Konveksiya kamerasının ilanvarı boruları dayaq şəbəkələrində üfqi yerləşdirilirlər.

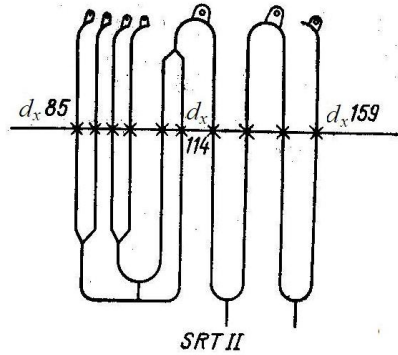
Karbohidrogen xammalın daha mükəmməl piroliz üsulu etilen istehsalının SRT-II sobalarında (kontakt müddəti 0,1–0,2 s) həyata keçirilmişdir. Bu halda benzinin pirolizi sobalarında dəyişən ölçülü borulardan ( $85 \times 8$ ,  $114 \times 9$  və  $159 \times 9,5$  mm), etanın pirolizi sobalarında isə bir ölçülü ( $138 \times 6,6$ ,  $138 \times 9,9$  mm) borulardan yığılmış dördaxınlı kombinəedilmiş şaquli ilanvarı borular sxemləri reallaşdırılmışdır. Konveksiya bölməsində qabırğalanmış borular yerləşdirilir.

Radiasiya kamerasının hər bir bölməsi elə qaynaq edilmişdir ki, girişdə xammalın dörd axını kiçik diametrlı  $85 \times 8$  mm borulara verilir, sonra bir cüt boru  $114 \times 8$  mm diametrlı boruya və nəhayət bu borular  $159 \times 9,6$  mm diametrlı bir böyük boruya (şəkil 3.18) birləşdirilirlər. İki qonşu bölmələrin çıxış boruları bir ümumi transfer borusuna birləşdirilmişdir. Bu boru ilə piroqaz tablandırıcı-buxarlandırıcı aparata göndərilir.

Etilen istehsalının benzini piroliz sobasının göstəriciləri belədir: xammala görə məhsuldarlığı 22 t/saat, radiasiya zonasının istilik yükü 16,2 MVt, konveksiya zonasının istilik yükü isə 19,5 MVt, girişdə xammalın temperaturu  $125^{\circ}\text{C}$ , çıxışda  $835^{\circ}\text{C}$ , ilanvarı boruların girişində təzyiq 0,6 MPa, çıxışında 0,21 MPa-dır.

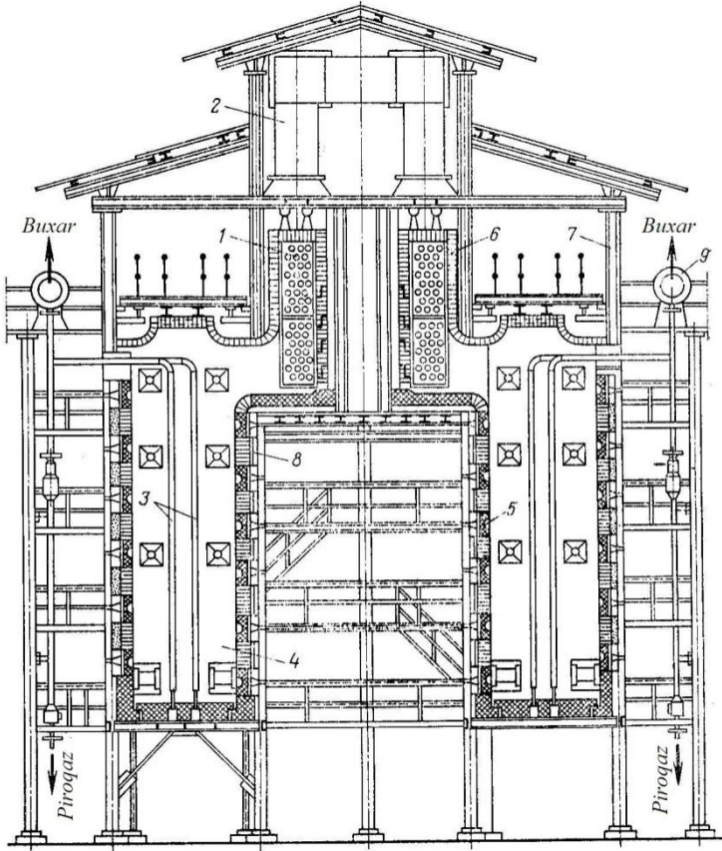
Etanın qısaldılmış kontakt vaxtında (0,4 s) yüksək temperaturlu ( $840 - 860^{\circ}\text{C}$ ) pirolizi üçün nəzərdə tutulmuş şaquli borulu digər soba şəkil 3.19-da göstərilmişdir.

Şəkil 3.19. SRT-II tipli piroliz sobasının ilanvarı borularının sxemi



Sobada odadavamlı 45X25H20 poladından hazırlanmış diametri 102 mm olan borular işlədilir. Onlar 990 – 1000°C-də uzun müddət istismar edilə bilirlər. Sobanın ölçülərini azaltmaq üçün radiasiya kamerasında ikicərgəli iki tərəfdən düzünə şüalandırılan ilanvarı borular yerləşdirilmişdir. Hər bir cərgənin addımı 500 mm-ə qədər artırılmışdır. Ona görə də qeyri-bərabər qızma əmsalı 0,72–0,74-ə bərabərdir. Bu halda ən çox cevrilmələr zonasında boru divarının maksimal temperaturu 980 °C-ni keçmir. Emal olunan xammala görə sobanın məhsuldarlığı 14–16 t/saat təşkil edir. İlk xammalın tərkibindən asılı olaraq əlavə edilən su buxarının miqdarı xammala görə 50–70% (kütlə) hədlərində dəyişə bilər. Sobada səkkiz axın nəzərdə tutulmuşdur. Hər bir axının ilanvarı borusu hündürlüyü 8 m olan, bir-birilə yarıdirsəklərlə birləşdirilmiş doqquz borudan ibarətdir. İlanvarı boruların bərkidilməsi 40X24H12CJI poladından olan xüsusi asqıların köməyi ilə həyata keçirilmişdir. Asqılar tavan örtüyündən keçirlər və ocaq fəzasından kənarında yaylı dayaqlarda bərkidilirlər. Aşağı hissədə ilanvarı borunun dirsəyinə yönləndirici dayaqlar qaynaq edilmişdir. Onlar ocağın döşəməsində quraşdırılmış oymaqlara girirlər.

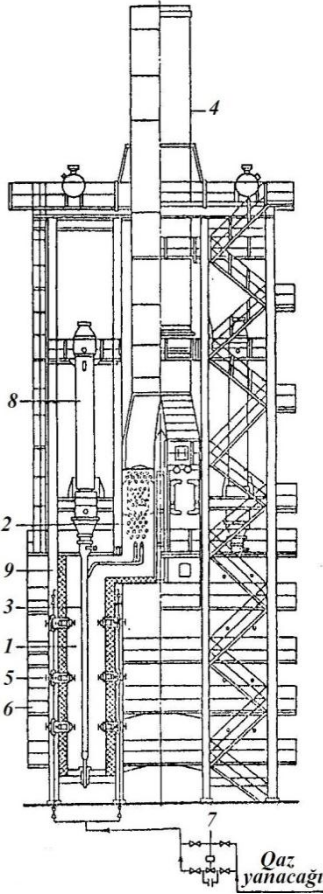
Sobanın çıxışında piroliz qazlarının temperaturunun tez



Şəkil 3.19. Yüksək temperaturlu piroliz sobası: 1-konveksiya kamerası; 2-qaz yolu; 3-ilanvar boru-reaktor; 4-radiasiya kamerası; 5-kasaşəkilli odluq; 6-yüngül şamot məmullatdan asılmış divar; 7-karkas; 8-metal qabıq və istilik izolyasiyası; 9-tablandırıcı-buxarlandırıcı aparatlar və buxarıyığıclar

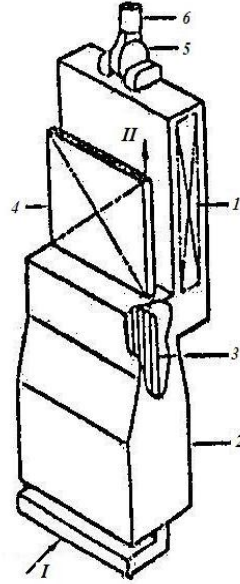
azaldılması («tablandırma») 13 MPa təzyiqli buxar alınan tablandırıcı-buxarlandırıcı aparatda səthi istilik mübadiləsi nəticəsində baş verir. Bu qızmış su buxarından istifadə etməklə, etilən istehsalının enerji sxemini yaratmağa imkan verir.

Şəkil 3.20-də göstərilmiş dar kameralı piroliz sobası akustik



Şəkil 3.20. Akustik odluqlu dar kameralı piroliz sobası: 1-radiasiya kamerası; 2-konveksiya kamerası; 3-ilanvarı boru; 4-tüstü borusu; 5-odluq; 6-xidmət meydançası; 7-tənzimləyici klapən; 8-tablaşdırıcı-buxarlandırıcı aparat; 9-qaz borusu

odluqla 5 (şəkil 3.34-ə bax) təchiz edilmişdir. Onlar ilanvarı boruların səthinə istiliyi bərabər şüalandırırlar. Yanacağın sərfi, deməli, piroliz prosesinin temperaturu, xüsusi klapənla 7



Şəkil 3.21. Karbohidrogen xammalın millisaniyəlik pirolizinin soba aqreqatı: I-konveksiya kamerasından sonra xammalın radiasiya kamerasına girişi; II-tablan-dırma-buxarlandırma aparatına; 1-konveksiya kamerası; 2-radiasiya kamerası; 3-reaksiya boruları; 4-ilkin soyutma istilikdə-yişdiriciləri; 5-tüstüoran; 6-tüstü borusu

tənzimlənir. Bir neçə axınla sobaya verilən xammal (şəkil 3.20-də bir axın göstərilmişdir) konveksiya borularında 2 500 – 550°C-yə qədər qızdıqdan sonra radiasiya kamerasına 1 verilir. Burada 800 – 850°C-də piroliz baş verir. Alınan məhsul tablandırma-buxarlandırma aparatında 8 soyudulur.

Alçaq olefinlər istehsalı üçün karbohidrogen qazlarının millisaniyəlik pirolizi qurğusunun soba aqreqatının sxemi şəkil 3.21-də verilmişdir. Reaksiya zonasında kontakt müddəti 0,06 – 0,1 s təşkil edir, bu da prosesi 900 – 930°C-də aparmağa imkan verir. Beləliklə, məqsədli məhsulların yüksək çıxımı və kifayət qədər seçiciliyi təmin edilir. İlk xammal qızmaq üçün konveksiya kamerasına 1 daxil olur, sonra isə sobanın döşəməsində yerləşmiş (şəkil 3.21-də göstərilməmişdir) iki müstəqil kollektorla radiasiya kamerasına 2 ötürülür (I axını). Bu kollektorlar içində piroliz prosesi gedən bir sıra şaquli düz borulardan ibarət olan ilanvarı boru 3 ilə birləşdirilmişlər. Aqreqatın çıxışında hər iki axın birləşərək tablandırma-buxarlandırıcı aparata daxil olur. Sobada qızma döşəmədə yerləşdirilmiş odluqlarla həyata keçirilir. Yanma nəticəsində alınan məşəl ocağın divarlarına döşənərək, istilik axınını borulara tərəf şüalandırırlar.

### **3.5. Borulu sobaların əsas elementləri**

Konstruktiv olaraq, borulu soba ilanvarı borular, odadavamlı futerləmə və istilik izolyasiyası, özül və metal karkas, yanacaq boru kəmərləri sistemi və armaturlar, yanacağı yandırmaq üçün avadanlıqlar, tüstü yolu və tüstü borusu, qarniturlar (boru asqıları, dayaq düyünləri, şəbəkələr, kronşteynlər, odadavamlı kərpiclər və ya istiyədavamlı bloklar üçün asqılar, qoruyucu və baxış pəncərələri və s.), eləcə də xidmət üçün köməkçi quruluşlar (meydançalar, nərdivanlar, ölçü-nəzarət cihazları, sıxılmış hava boru kəmərləri, buxar təchizatı və buxarla yanğın söndürmə sistemləri) kimi əsas düyün və hissələrdən ibarətdir.



### 3.5.1. İlanvarı borular

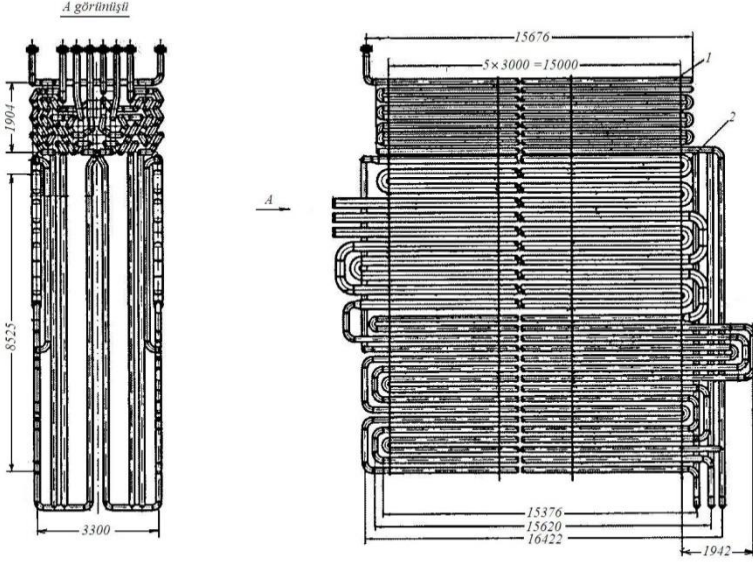
Bir-biri ilə fitinqlərlə və ya ikiliklərlə (returbendlərlə) birləşdirilmiş tikişsiz borulardan ibarət olan ilanvarı borular (şəkil 3.22) sobanın ən məsul düyünüdür.

Borulu sobalarda iki tip fitinqdən (şəkil 3.23) – U şəkilli dirsəklə (a) paralel boruları və  $90^\circ$ -lik ötürücü ilə (b) düz bucaq altında olan boruları birləşdirmək üçün istifadə edilir. Fitinqlərin borularla birləşdirilməsi uc-uca qaynaqla (c) həyata keçirilir.

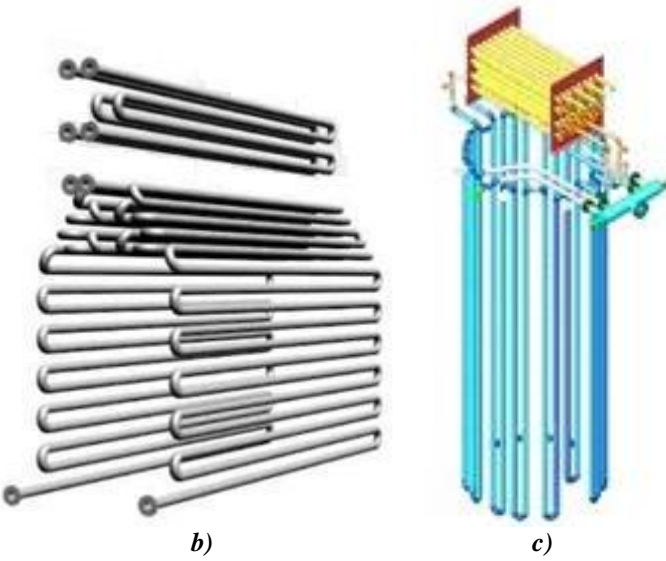
Soba returbendlərinin (şəkil 3.24) konstruksiyaları boru birləşmələrinin möhkəmliyini və kipliyini, az hidravliki müqavimətini, boruların açılması, koksdan təmizlənməsi və dəyişdirilmə mümkünlüyünü təmin etməlidir. Returbendlərin gövdə 1 və tıxacı 2  $450^\circ\text{C}$ -yə qədər temperaturu olan neytral mühitlər üçün 25JI, sıxıcı boltlar və traverslər isə 30X və 40XH markalı poladlardan hazırlanırlar. Yüksək temperaturlu korroziyaedici mühitlər üçün sıxıcı boltlar 30XMA, qalan hissələr isə 15X5MJI və 12X8BJI (bəzən 12X5TJI və 12X8TJI) markalı legirli poladlardan hazırlanırlar.

Konstruksiyalarına görə returbendlər ikiborulu (şəkil 3.24), dördborulu, bucaqlı; hazırlanma üsuluna görə isə – tökmə və döymə olurlar.

Borular returbendlərdə qıraqları ətəklənməklə genəltmə üsulu ilə bərkidilirlər. Genəldicini borunun içinə yerləşdirmək və boruların içini mexaniki üsulla təmizləmək üçün returbendin gövdəsində 1 konusluğu  $20^\circ$  olan konus dəşik nəzərdə tutulmuşdur. İşçi vəziyyətdə həmin dəşiklər səthi sürtülmüş konus tıxaclarla 2 bağlanır. Tıxaclar gövdənin yuvasına çıxarılan dönən traverslərə 3 keçirilmiş boltların 4 köməyilə sıxılır. Tökmə returbendlərdə traverslər gövdənin qulaqcıqlarına keçirilir, döymədə isə gövdənin xüsusi nalvarı çıxıntısına dirənir. Travers boltlarının artıq dartılmasının, eləcə də qulaqcığın və gövdənin mümkün ola biləcək sınmasının



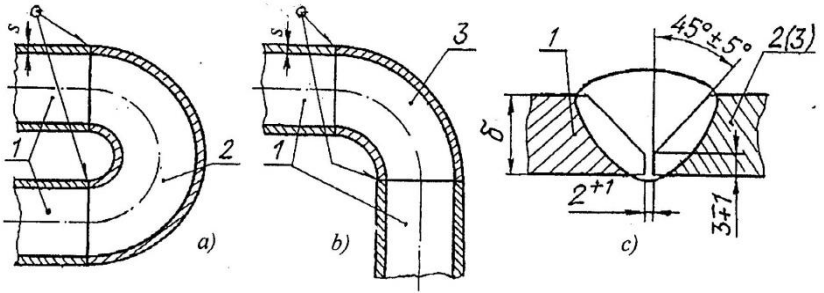
a)



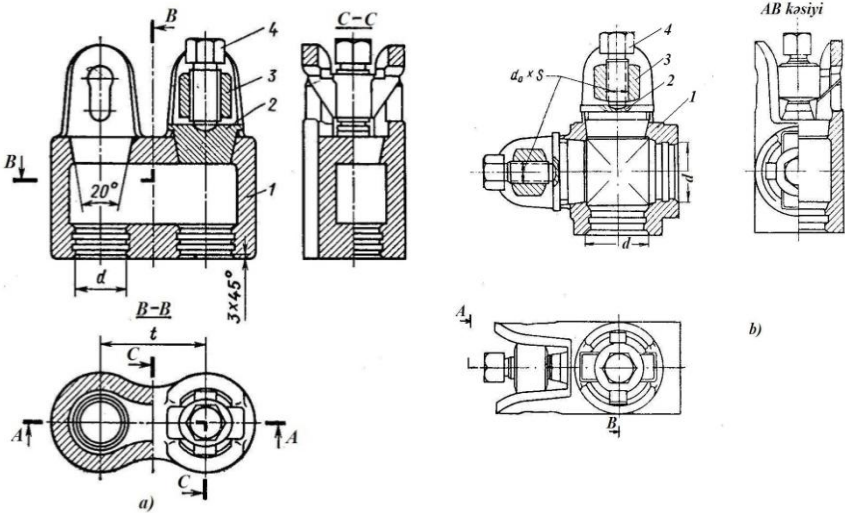
b)

c)

Şekil 3.22. İlanvarı borular: a-dar kameralı üfqi soba; b-ilanvarı borular; c-silindrik soba



Şəkil 3.23. Boruların fitinqlərlə qaynaq birləşmələri: a - U-varı dirsəklə; b - dönmə ilə; c - boru və birləşdirici elementlərin uc-uca qaynaq üçün hazırlanması; 1 - birləşən borular; 2 - dirsək (180° dönmə); 3 - 90° dönmə

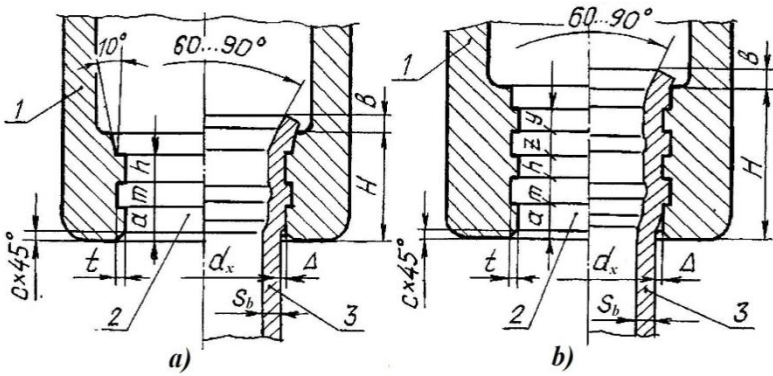


Şəkil 3.24. İlanvarı boruların sökülən birləşdirici ikilikləri (returbendləri): a-ikiborulu tökmə ikilik; d-ikiborulu tökmə bucaqlı ikilik; 1-gövdə; 2-tıxac; 3-travers; 4-bolt

qarşısını almaq üçün dartıqı quvvəsinə dinamometrli açarla nəzarət edilməlidir. Returbendin gövdəsində boru üçün nəzərdə tutulmuş silindrik deşiklərdə dərinliyi 1,5–2,0 mm olan bir və

ya iki yarıq açılır. Boru üçün deşiyin diametri borunun xarici diametrindən təqribən 1 mm artıq olur. Borular returbendlərdə  $t=(1,7\div 2)d_x$  ( $d_x$ —borunun xarici diametri) addımla bərkidilir. Genəltmə ilə boruların birləşdirilməsinə boru divarının temperaturu 560°C-ə qədər olduqda yol verilir. Daha yüksək temperaturalarda birləşməni qaynaqla yerinə yetirmək lazımdır. Returbendin bütün hissələri termiki emal edilir.

Şəkil 3.25-də boruların genəltmə sxemi və returbend gövdəsinin deşiklərindəki yarıqların ölçüləri verilmişdir. Bir



Şəkil 3.25. Returbendin yuvalarında boruların genəldilməsi sxemləri: 1-returbendin gövdəsi; 2-yuvanın forması; 3-genəltmədən sonra boru

yarıqlı yuva (a) şərti təzyiq 2,5 MPa-a, iki yarığı (b) olan yuva isə şərti təzyiq 6,5 və 10 MPa olduqda tətbiq edilir. Borunun genəltmə üsulu ilə returbendlə birləşməsinin kipliyi və möhkəmliyi aşağıdakı ifadə ilə tapılan *genəltmə dərəcəsinə* (%-lə) asılıdır:

$$\varepsilon = \frac{d_2 - (d_1 + 2\Delta)}{d} \cdot 100, \quad (3.1)$$

burada  $d$  – returbend yuvasının başlanğıc diametri;  $d_1$ ,  $d_2$  – genəltməyə qədər və ondan sonra borunun daxili diametri;  $\Delta$  – borunun xarici diametri və returbend yuvasının diametri arasında ilkin araboşluğu.

(3.1) düsturunun surəti genəltmə zamanı boru divarının

deformasiyasını ifadə edir. Tədqiqatların nəticələrinə görə, genəltmə dərəcəsi 1,2 – 2,0% olduqda, birləşmənin lazımı möhkəmliyi və kipliyi təmin edilir.  $\varepsilon$ -nun böyük qiymətləri divarının qalınlığı  $s_b$  böyük, yəni borunun materialı daha plastik, returbendin materialı isə daha bərk olan borular üçün qəbul edilir. Boruların genəltmə dərəcəsi *nutrometrlə* ölçülür.

Boruların genəltmə üsulu ilə bərkidilməsi üçün returbend dəşiklərindəki yarıqların məsləhət görülən ölçüləri  $d_x = 57 \div 159$  və şərti təzyiq  $p_\varphi = 2,5 - 10,0$  MPa qiymətlərində aşağıdakı kimidirlər:

$a = 10 - 14$  mm;  $m = 8 - 21$  mm;  $h = 7 - 10$  mm;  $z = 13 - 16$  mm;  
 $y = 10$  mm;  $c = 2,3$  mm;  $\Delta = 1 - 2$  mm;  $H = 30 - 65$  mm;  $e = 1,5$  mm;  
parametrlərin böyük qiymətləri diametr və şərti təzyiqin böyük qiymətlərinə uyğundurlar.

Boru ilə returbend birləşməsinin möhkəmliyinin artırılmasında borunun yuvada ətkəklənməsinin ölçüsü  $b$  böyük rol oynayır. Bütün hallarda,  $b \leq 6 - 10$  mm şərtinə riayət edilməklə  $b \approx s_b$  götürülür, çünki  $b$ -nin daha böyük qiymətlərində, ətkədə çatlar əmələ gələ bilər və birləşmə zəifləyər.

Boruların returbendlərlə birləşməsi istismar zamanı boruların içini mexaniki təmizlənməsinə imkan verir, ancaq eyni zamanda sobanı daha diqqətlə istismara hazırlanmasını tələb edir.

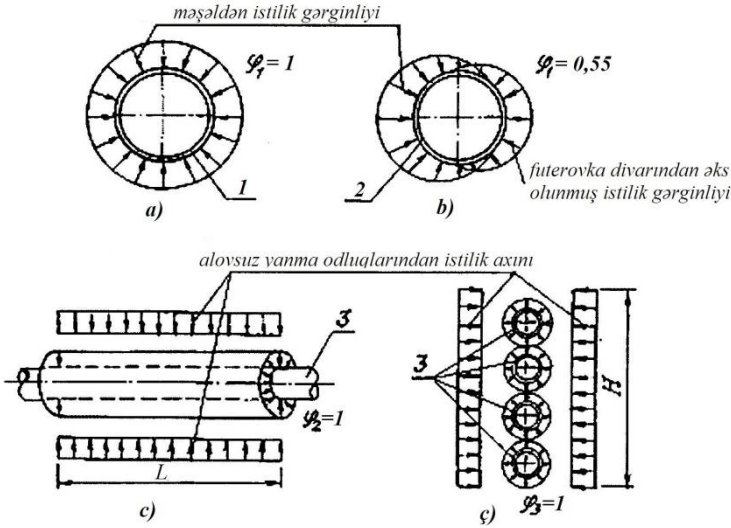
Returbend elementlərini yüksək temperaturun təsirindən qorumaq, eləcə də ilanvarı boruların genəltmə birləşmələrinin vəziyyətini yoxlamaq üçün, onları radiasiya və konveksiya kameralarının xaricinə çıxararaq, returbend kameralarında – izolyasiya olunmuş açılan qapılı polad qutularda yerləşdirirlər. Returbend kameralarında kipliyin pozulması və ya digər qüsurlar (xüsusilə genəltmə birləşmələrində) zamanı tökülən məhsulun yanması təhlükəsi olduğundan, orada dəşikli borudan ibarət olan yanğını buxarla söndürmə sistemi də yerləşdirilir.

Returbendsiz qaynaqlı ilanvarı borular istismarda daha

etibarlı, kip və yığcam olduqlarından piroliz, karbohidrogen xammalın konversiyası və digər qurğuların daha sərt şəraitlərdə istismar edilən sobalarında istifadə edirlər. Onları bütöv halda sobanın radiasiya və konveksiya kameralarında yerləşdirirlər. Beləliklə, ocaq daha yaxşı kişdirilir və ətraf mühətdən havanın sorulmasının qarşısı alınır.

İlanvarı boruların istilik effektivliyinə təsir edən parametrlərindən biri borulararası addımın  $t$  borunun xarici diametrinə  $d_x$  nisbətə müəyyənləşən  $k_t=t/d_x$  əmsalidir. Bircərgəli ekran borularında  $k_t=1,8 \div 2$  götürmək məsləhət görülür. Bu hədlərdə futerləmədən əks olunan istilikdən effektiv istifadə edilməsi sayəsində borunun çevrəsi boyu məqbul bərabər qızma əldə edilir. Qızmanın bərabər paylanmasını daha da artırmaq məqsədilə  $k_t$ -ni 3-ə qədər qaldırmaq olar.  $k_t > 3$  qiymətləri qızmanın bərabər paylanmasına praktiki olaraq, təsir etmir. İkicərgəli ekranlardan istifadə edildikdə, boruların ikinci cərgəsində şüalanma şəraiti əhəmiyyətli dərəcədə pisləşir və  $k_t = 2$  olduqda, ikinci cərgə boruları birinci cərgəyə nisbətən istiliyin ancaq 21%-ni alırlar.

Şəkil 3.26-də odluqların yerləşmə sxemlərinin və tiplərinin borulu sobaların radiasiya kameralarında istilik gərginliyinin borunun çevrəsi ( $a$ ,  $b$ ), oxu boyu ( $c$ ) və ekranın hündürlüyü üzrə ( $\varphi$ ) paylanmasına təsiri göstərilmişdir. Boruların səthi üzrə istilik gərginliyinin paylanması xarakterini qiymətləndirmək üçün sxemlərdə mərkəzi və divarboyu (yan) ekranların məşəlli və alovşuz odluqlardan qızdırılmasının müxtəlif variantları üçün şüalanma əmsallarının ( $\varphi$ ) ədədi qiymətləri verilmişdir. Radiasiya borularının bircərgəli mərkəzi ekranının məşəlli odluqlardan iki tərəfli şüalandırılması (şəkil 3.26,a) ən kəsiyi üzrə ən bərabər qızmanı təmin edir, bu halda  $\varphi_1=1$  alınır. Divarboyu ekranı məşəlli odluqlardan birtərəfli şüalandırıldıqda (şəkil 3.26,b), istilik gərginliyinin boruların çevrəsi boyu qeyri-bərabər paylanması müşahidə edilir: əmsal  $\varphi_1=0,55$  olur, yəni hörgünün divarından əks edilən şüalandırma hesabına ekranın



Şəkil 3.26. Radiasiya bölməsi ekranlarının şüalanma şəraitlərinin boruların istilik gərginliyinə təsiri: a-yanma məşəlidən ikitərəfli şüalananan ekran; b-yanma məşəlidən ön tərəf səthi birtərəfli şüalananan, arxa tərəf səthi futerovka divarından əks olunan şüalanma ekranı; c,ç-alov-suz yanma odluqlarından istifadə edildikdə mərkəzi ikitərəfli şüalananan ekran borularında istilik gərginliyinin uzununa və eninə istiqamətlərdə (c) və hündürlüyü boyu paylanması; 1,3-ikiterəfli şüalananan mərkəzi ekran boruları; 2-birtərəfli şüalananan ekran boruları.

arxa tərəfinin istilik gərginliyi yanma məşəli tərəfindən təqribən iki dəfə azdır. Sobanın yan divarlarının bütün hündürlüyü boyu mərkəzi ekranın hər iki tərəfində alov-suz yanma odluqları yerləşdirildikdə (şəkil 3.26, c, ç), ilanvarı borunun bütün səthi üzrə istilik yükünün ən yaxşı paylanması təmin edilir: boruların həm uzunluğu  $L$  boyu ( $\varphi_2=1$ ), həm də mərkəzi ekranın hündürlüyü  $H$  boyu ( $\varphi_3=1$ ) şüalanma əmsalı sabit qiymətlidirlər. Bu halda, şüalanma əmsalı  $\varphi_1=1$  olmaqla, boruların en kəsiyi boyu da bərabər paylanır. Radiasiya bölməsinin qızdırılması üçün alov-suz yanma odluqları divarda yerləşdirilmiş (şüalananan panellər) borulu sobaların geniş

yayılması səbəblərindən biri də budur.

Daha geniş tətbiq tapmış soba borularının diametri 76–325 mm, divarının qalınlığı 5–22 mm, uzunluğu isə 3–24 m hədlərində dəyişir. Böyük uzunluqlu borular birləşdirici elementlərin sayını, hidravliki müqaviməti və ətraf mühitə istilik itkilərini azaltmağa imkan yaradır.

İlanvarı borular daxili tərəfdən qızdırılan məhsulun korroziya, xarici tərəfdən isə yüksək temperaturlu tüstü qazlarının oksidləşdirici təsirlərinə məruz qalırlar.

Borulu sobaların istilik rejimi sabit olan və xammalın qızdırılma temperaturu kifayət qədər yüksək olmayan neftin ilkin emalı qurğularında neftin korroziya xassələri nəzərə alınmaqla, soba boruları 10 və 20 markalı karbonlu poladlardan və ya 15X5M və 15X5BΦ markalı legirli konstruksiya poladlarından hazırlana bilərlər. Bu poladlar kifayət qədər istiyədayanıqlığa malikdirlər və intensiv korroziyaya məruz qalmırlar. Katalitik və termiki krekinq və digər qurğularda proseslərin aparılması üçün daha yüksək temperatur tələb olduğundan və mühitin korroziyaedici təsiri artdığından alçaq legirli poladlardan hazırlanmış boruların istismar müddəti azdır (1–2 il). Koks və başqa çöküntülər yığılan radiasiya boruları xüsusilə tez sıradan çıxırlar. Belə sobalar üçün 12X8BΦ və X9M poladları məsləhət görülür. 550°C və 600°C temperaturlarda 12X8BΦ poladı məlum 15X5M və 15X5BΦ markalı poladlardan geri qalmır, qaynar hidrogen-sulfid mühitlərdə isə korroziyaya dayanıqlığı onlardan 2–3 dəfə üstündür.

Riforminq, hidrotəmizləmə və bu kimi yüksəktemperaturlu proseslər üçün xammal 600 °C -yə qədər qızdırıldığından 12X18H9T və 12X18H10T və ya nikelsiz 1X12B2MΦ poladlarından hazırlanmış soba boruları işlədilir.

Xromlu poladların alitirləşdirilməsi yeyici mühitlərdə və yüksək temperaturlarda onların tətbiq sahəsini daha da genişləndirir. Alitirləşdirilmiş 3 % -li xromlu poladların



500–550 °C -də təmiz hidrogen-sulfiddə korroziyadayanıqlığı 12X18H10T poladından yüksəkdir. Bir sıra sobalarda 18-8 tipli poladların əvəzinə alitirləşdirilmiş 15X5M poladı geniş işlədilir.

Alitirləşdirilmiş poladların zəif yeri qaynaq tikişlərinin korroziyaya məruz qalmasıdır. Ona görə də, ilanvarı borular hazırlandıqda əsas qaynaq tikişlərini adətən alitirləşməyə qədər, quraşdırma tikişlərini isə 18–8 tipli poladdan olan austenit elektrodlarla yerinə yetirirlər.

Yüksəktemperaturlu prosesləri həyata keçirmək üçün piroliz və karbohidrogen xammalın konversiyası sobalarının radiasiya borularının hazırlanmasında 12X18H10T, 20X23H13, 10X23H18, 20X23H18 və 45X25H20 markalı odadavamlı austenit poladlarından istifadə edilir. Xammalın reaksiyaya girməsi üçün kontakt müddətinin 0,3–0,5 s-dən (SRT–I sobaları) 0,1–0,2 s-dək azaldılması (SRT–II sobaları), radiasiya boruları səthinin istilik gərginliyinin 70–87 kVt/m<sup>2</sup>-na, boru divarı temperaturunun isə 1050°C-yə qədər qalxmasına səbəb olduğundan, yeni odadavamlı polad və ərintilərin: 20X25H20C2, X35H25, X30H30 və i.a. yaradılmasına ehtiyac yaranmışdır. Bu borular daha mütərəqqi *mərkəzdənqaçma tökmə* üsulu ilə hazırlanırlar. Odadavamlı soba borularının hazırlanmasında *qaynar presləmə* metodu da geniş yayılmışdır. Sonuncu metodla hazırlanan borular bir sıra üstünlüklərə malikdirlər [25].

Konveksiya kamerasında qabırğalanmış və çıxıntılı borulardan istifadə edilməsi daha məqsədəuyğundur. Onların yerləşdirilməsi tüstü qazları axınının hərəkət istiqamətindən asılıdır. Belə ki, qaz axını borulara paralel hərəkət etdikdə uzununa qabırğalı, boruların eninə hərəkətində isə eninə qabırğalanmış və bütöv spiral qabırğalı borular işlədilir. Çıxıntılı (çıxıntının hündürlüyü 12,5 mm) boruların çoxlu miqdarda qurum verən yanacaq yandırıldıqda istifadə edilməsi

məsləhətdir. Onlar istənilən vəziyyətdə: üfqi və şaquli yerləşdirilə bilərlər, özü də təmir zamanı dövrü üfurmələrlə qurum çöküntülərindən asanlıqla təmizlənilirlər.

Konveksiya bölməsində artırılmış xarici səthli borulardan istifadə edilməsi istilikötürməni xeyli artırmağa və sobanın istismarının səmərəliliyini yüksəltməyə imkan verir. Eyni istilik yükü üçün qabırğalanmış və ya çıxıntılı boruların sayı hamar borularla müqayisədə bir neçə dəfə az alınır. Bundan başqa, konveksiya bölməsində cərgələrin sayının azaldılması çıxan yanma məhsulları axınının sürətini yüksəltməyə imkan verməklə, borulara istilikvermə əmsalını artırır və boru səthində yaranan çöküntünün miqdarını azaldır.

### **3.5.2. Odadavamlı hörgü**

Sobanın hörgüsünə qalınlığı 250 mm-ə çatan odadavamlı-izolyasiya kərpicindən və ya odadavamlı yüngül betondan ibarət futerləmə qatı və metal qabıqla örtülmüş istilik izolyasiyasından ibarət xarici qat daxildir. Sobanın futerlənməsi istilik-texniki, texnoloji və tikinti funksiyalarını yerinə yetirir. Futerlənmə sobanın metal karkasını yanma məhsullarının yüksək temperaturu və korroziya təsirlərindən qorumaqla, sobanın kameralarında istilikdən effektiv istifadə edilməsini təmin edir. Sobanın hörgüsü ətraf mühitə istilik itkisini azaldır. Sobada futerləmənin ekranlara yaxın olan iç səthi şüalandırma ilə istilik mübadiləsində müstəsna rol oynayır.

Müasir neft emalı və neft-kimya borulu sobalarında, əsasən odadavamlı betonlardan hazırlanmış futerləmədən istifadə edilir. Bir sıra hallarda isə odadavamlı kərpiclərin və lifli materialların tətbiqi daha məqsədəuyğun hesab edilir.

Hal-hazırda müxtəlif xammal materiallarından istifadə etməklə, geniş xassələr diapazonunda: sıxlığı  $500 \text{ kq/m}^3$ -dan  $3100 \text{ kq/m}^3$ -a qədər dəyişən,  $1800 \text{ }^\circ\text{C}$  temperatura qədər

şəraitlərdə işlədilə bilən betonlar istehsal olunurlar. Müasir odadavamlı betonların istismar xarakteristikaları odadavamlı kərpiclərinkindən pis deyildir, bəzi hallarda isə onlardan daha yaxşıdır. Monolit futerləmənin kərpiclərlə müqayisədə əsas üstünlüklərinə aşağıdakılar aiddir [27]:

- monolit beton futerləmə bircinsliyi və tikişlərin olmaması nəticəsində qaz keçirməməsi;

- təmirəyararlılığı. Beton texnologiyası futerləmənin qüsurlu sahələrini tez təmir etməyə imkan verir;

- hazır məmulatların nəql olunma yararlılığı. Hazır məmulata qədər sobaların irimodullu konstruksiyalarının (məsələn, silindrik soba və ya ilanvarı borularla birlikdə hazır konveksiya kamerası) yüklənmə mümkünlüyü;

- beton texnologiyası ən mürəkkəb formanın (mürəkkəb sferik tavanların, ştuserlərin keçid yerlərinin və s.) futerlənməsinə imkan verir;

- armaturlaşmanın üstünlükləri, uzunömürlülük. Armaturlaşma futerlənmənin uzun müddət istismarından sonra, hətta çoxsaylı çatlarla futerlənmənin işləməsinə imkan verir;

- betonun çəkilməsi metodlarının seçilməsi mümkünlüyü (tökmə, torkretləşdirmə, doldurma) qısa zamanda ən çətin səthlərə futerlənmənin çəkilməsinə imkan yaradır.

Odadavamlı beton futerlənmənin mühüm texniki xarakteristikalarına tətbiq olunma temperaturu, qızdıqda sıxlaşması, sıxlığı, istilikkeçiriciliyi və mexaniki möhkəmliyi aiddirlər.

Borulu sobaların divarlarının futerlənməsində, əksər hallarda iki növ istilik izolyasiyası betonundan istifadə edilir: işçi qatda  $900 \text{ kq/m}^3$  sıxlıqlı, xarici qatda isə  $600 \text{ kq/m}^3$  sıxlıqlı daha yüngül betonlar işlədilir. Sıxlığı  $1800 \text{ kq/m}^3$  olan betonlar yüksək və tez-tez dəyişən temperaturalara və mexaniki yüklənmələrə məruz qalan sahələrdə, məsələn, döşəmədə, odluq daşlarında, aşırım divarlarının aşağı hissələrində istifadə edilirlər.

Armaturlaşma məsələsi futerlənmənin uzun müddət və effektiv istismarı üçün olduqca mühümdür.

Armaturlaşdırıcı elementlərin materialının, onların həndəsi ölçülərinin və yerləşmələrinin düzgün seçilməsi istilik aqreqatının istismar müddətini müəyyənləşdirən əsas amillərdəndir. Mövcud standartlara görə ankerlərin hündürlüyü futerlənənin qalınlığının 75%-dən az olmamalı, anker qaynar səthdən 12 mm aralı yerləşdirilməli, qalınlığı 150 mm-ə qədər olan futerləmədə ankerlərin diametri 5 mm-dən, artıq qalınlıqlı futerləmədə isə 6 mm-dən az olmamalıdır.

Borulu sobaların futerlənməsində vermikulit, keramzit və kalsium alüminiat əsaslı istilik izolyasiya sementlərindən istifadə edilir. Bütün divarların və tavanların futerlənmə qalınlıqları 200 mm-dən artıq olmamalı, işçi qatın qalınlığı isə 75 mm-dən az olmamalıdır.

Futerləmə qurudulduqda ondan fiziki və kimyəvi əlaqəli su ayrılır. Futerləmənin qızdırılma sürəti seçildikdə sənədlərdə göstərilmiş qızdırma sürətinə əməl olunmalıdır, əks halda futerləmədə çatlar yarana bilər. Ənənəvi olaraq, beton futerləmə 7 gün, bəzi firmalar, xüsusən amerika firmaları isə 2 gün ərzində qurudulmasını məsləhət görürlər.

Sobalarda futerləmədə işlədilən şamot kərpicləri ərimə temperaturlarından asılı olaraq üç: odadavamlı ( $t_{ar.}=1580 \div 1770^{\circ}\text{C}$ ), yüksək odadavamlı ( $t_{ar.}=1770 \div 2000^{\circ}\text{C}$ ) və ən yüksək odadavamlı ( $t_{ar.}>2000^{\circ}\text{C}$ ) qrupa bölünürlər. 1-ci qrup şamot kərpicini üçün yol verilən temperatur  $1300 \div 1400^{\circ}\text{C}$ -yə bərabərdir. Odadavamlı kərpiclərin çoxsaylı (80-ə qədər tip-ölçülü) olması hörgünün yığılmasını xeyli çətinləşdiriyindən, müasir sobalarda əsasən istiyədayanıqlı yüngül betondan və dəmir-betondan istifadə edilir.

Bəzən, borulu sobaların futerlənməsində tətbiq edilən digər qrup odadavamlı materialları – istilik izolyasiyası lövhələrini də qeyd etmək lazımdır. Onlar müxtəlif ölçülü lövhələr halında hazırlanmaqla, yüngül, məsaməli məmulatlardan ibarətdir.

İstilik izoyasiya lövhələri müxtəlif tərkibli olmaqla, əksər hallarda çoxqatlı futerləmədə tətbiq edirlər.

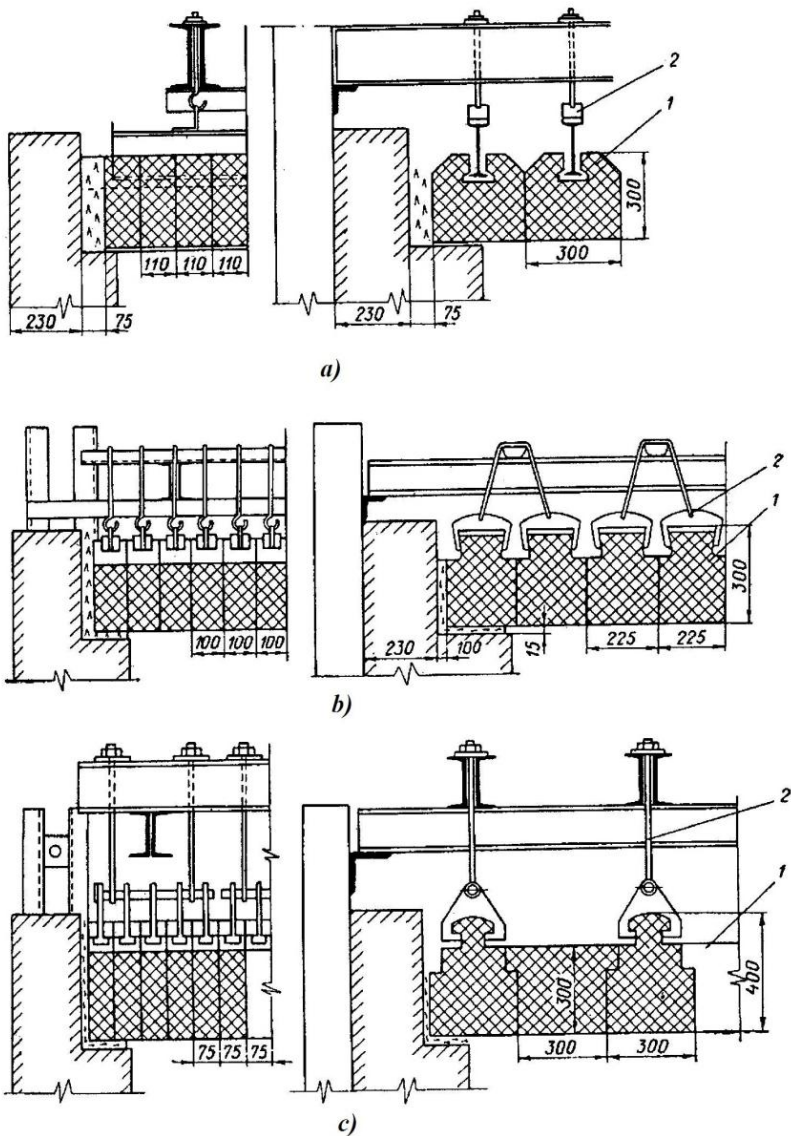
Borulu sobaların futerlənməsində odadavamlı liflər əsasında vata, həsir, lövhə və c. şəklində hazırlanan məmulatlar da işlədilir. Bu materialların sıxlığı və istilikkeçiriciliyi ən yüngül betonlardan da azdır. Mineral və alüminium-silikat lifli izolyasiyalar daha geniş tətbiq edirlər. Daxili armaturlaşdırılmış sistemli həsirlər sobanın tağtavanlarının, bəzən də divarlarının futerlənməsində geniş tətbiq edirlər.

Lifli istilik izolyasiyası materialları yüksək temperaturlara və termiki zərbələrə yüksək dayanıqlıdır, alçaq istilikkeçiriciliyə malikdir, quraşdırılmaları rahatdır və qurudulmasına ehtiyac yoxdur. Bununla bərabər bu materiallar alçaq mexaniki möhkəmliyə və yeyilməyə dayanıqlığa malikdir, bütün istismar müddətində sıxlaşır, olduqca yüksək məsaməli və qaz keçirmə qabiliyyətlidir, kükürdtərkibli məhsulların kondensləşməsi nəticəsində yararsız hala düşürlər.

Məsaməli lövhələrdə olduğu kimi lifli izolyasiyaların əsas tətbiq sahəsi çoxqatlı futerləmə konstruksiyalarında işlədilmələridir. Burada onu mühitin təsirindən beton və ya kərpic qatları qoruyur. Həsirlərin istifadəsi izolyasiyanın quraşdırılmasını əsaslı surətdə sadələşdirir və ucuzlaşdırır. Belə ki, həsirlərdən istifadə edildikdə, soba qabığının verilmiş temperaturunda (60 °C) minimal istilik itkisini təmin etmək üçün izolyasiyanın qalınlığı 100÷120 mm-dən artıq alınmır. Lifli izolyasiyalar kipləşdirici material kimi azbest izolyasiyasının əvəzinə də işlədilir.

Hörgünü sobanın karkasına birləşdirilmiş xüsusi asqılarda və kronşteynlərdə bərkidirlər. Şəkil 3.27-də borulu sobanın fasonlu kərpiclərdən ibarət asılmış tağtavanlarının konstruksiyaları göstərilmişdir.

Metal karkaslı sobalarda kütləsi 500 kq və daha artıq olan bloklar kranlarla, kütlələri 50 kq olan xırda bloklar isə əl ilə



Şekil 3.27. Borulu sobanın asılmış tağtavanlarının konstruksiyaları: a-kərpiclərin bölmələrlə bərkidilməsi; b-kərpiclərin fərdi bərkidilməsi; c-kombinə edilmiş bərkidilmə; 1-fasonlu kərpic; 2-asqının konstruksiyası

quraşdırılırlar.

Bir sıra hallarda, odadayanıqlı beton və dəmir-betondan hazırlanmış iri ölçülü (kütlələri 5000 kq) bloklardan quraşdırılmış karkassız sobalar da istifadə edilir. Öz-özünü saxlayayan konstruksiyalı sobaların divarları hündürlükdən asılı olaraq müxtəlif qalınlıqlı olurlar. Xarici divarın hündürlüyü 5 m-ə qədər olduqda, beton blokun qalınlığı 400 mm-ə bərabər olur. Futerləmənin qalınlığı onun xarici səthində temperaturun 100°C-dən aşağı olması şərtinə əməl edilməklə hesablanır. Sobanın divarı, tağtavanı və döşəməsi iki müstəqil qatlardan (daxili odadavamlı bloklardan futerləmə və kərpic hörgü, yüngül istilik izolyasiyası və ya səpələnən materialdan olan xarici izolyasiya) hazırlanır.

Dəmir-beton blokların işlədilməsi metal sərfini və yerinə yetirilən əməliyyatların əmək tutumluluğunu azaltmağa imkan verir. Sobaların yığma dəmir-betondan quraşdırılması tikintinin qiymətini 30% aşağı salır.

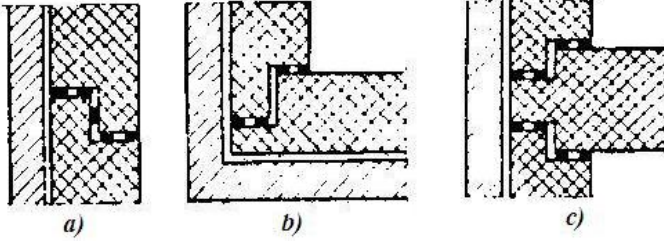
Alçaq mexaniki möhkəmliyi səbəbindən yüngül odadavamlı beton öz-özünü saxlayan, əlavə yük qəbul etməyən konstruksiya kimi istifadə edilir. Sobanın odadayanıqlı futerləməsinin panellərdən yığılması elə aparılmalıdır ki, panellərin kütlələri və temperatur qüvvələri də daxil olmaqla, bütün yüklər karkasın metal konstruksiyası və qabıq tərəfindən qəbul edilsin. Sobalarda birqatlı və çoxqatlı panellərdən istifadə edilə bilər. Bir panelin futerləmə qatının qalınlığı 250 mm-dən artıq olmur. Dəmir-beton panellərin hədd ölçüləri: sərt armatursuz 1,0×1,0 m, bucaqlıdan karkası olan 1,5×2,0 m, metal əsası olan 2,5–3,0 m-dən çox olmamalıdır.

Çoxqatlı panellərin ayrı-ayrı qatlarını birləşdirmək üçün panelin metal əsasına bərkidilən keramik və metal boltlar işlənilir. Boltları 350–500 mm-dən çox olmayan addımla yerləşdirirlər.

Futerləmə qatından keçən texnoloji avadanlıqların

elementləri (ştuserlər, qol borular) sobanın qabığına və ya panellərin metal əsasına bərkidilir.

Hörgünün istilikdən genişlənməsini təmin etmək üçün temperatur tikişləri (şəkil 3.28) nəzərdə tutulur.



Şəkil 3.28. Sobanın hörgüsündəki temperatur tikişləri: a-düz sahədə; b-hörgünün küncündə; c-aşırım divarı ilə birləşmədə

### 3.5.3. Özüllər və metal karkaslar

*Özüllər* soba karkasının saxlayıcı sütunlarını bərkitmək üçün nəzərdə tutulur və monolit və ya yığma dəmir-betondan hazırlanırlar. Dayaq lövhəsinin sahəsi beton üçün sıxılmada yol verilən normativ gərginlik nəzərə alınmaqla hesablanır. Betonu qrunt sularının təsirindən qorumaq üçün özüllər hazırlandıqda, drenaj quruluşları və hidroizolyasiya nəzərdə tutulur. Özüllər konstruktiv olaraq, yüksək temperaturlar təsirindən havanın dövr edilməsini təmin edən kanalların quraşdırılması ilə qorunurlar, çünki betonun sementi 300 – 400 °C-də kristal suyunu itirdiyindən onun möhkəmliyi azalır.

Müasir sobalar sərt fəza konstruksiyası yaradan, qarşılıqlı əlaqələndirilmiş ayrı-ayrı çərçivələrdən və ya fermalardan ibarət olan *karkaslarda* yığılırlar. Karkas odadavamlı hörgünün, ilanvarı boruların, qarniturların, yanacağı yandırma sisteminin və sobanın digər elementlərinin çəkilərindən yaranan bütün yükləri qəbul edən əsas saxlayıcı düyündür. Bir çox sobalarda karkasın üstündə tüstü borusu və köməkçi



quruluşlar da quraşdırılır. Karbonlu polad prokattən hazırlanan karkasın elementləri yüksək temperaturlar təsirindən futerləmə və istilik izolyasiyası ilə qorunur.

Karkasın konfigurasiyası borulu sobanın formasına uyğun olur. Hər bir fermanın və ya çərçivənin dayaq sütunları oynaqlı düyünlərin və lövhələrin köməyi ilə özül boltları ilə özülə bərkidilirlər. Böyük aşırımlı fermaları olan iri sobaların çərçivə düyünləri tirlərinin qızma zamanı xətti uzanmalarını kompensasiya etmək üçün oynaqlı birləşmələri olur. Kiçik sobalarda oynaqlı düyünlər olmur, tirlərin uzanmaları onların elastiki deformasiyaları hesabına kompensasiya edilir.

Karkasın fermaları öz aralarında üfq tirlərlə və örtük üçün dayaq tirlərlə birləşdirilirlər. Tirlərə ilanvarı boruların və hörgünün asqıları və kronşteynləri bərkidilir.

Soba karkasının mexaniki hesabına fermaların, sütunların və üfq tirlərin hesabı daxildir. Bu halda seysmik qüvvələr, külək yükü və sobanın quraşdırıldığı coğrafi rayonun xüsusiyyətləri nəzərə alınmalıdır. Adətən daha çox yüklənmiş orta ferma və ya çərçivə hesablanır. Ancaq kənar ferma və ya çərçivələri də yoxlamaq lazımdır, çünki karkasın bu elementlərinə yan divarlardan və soba ikiliklərindən yaranan yüklər təsir edirlər.

*Sobanın qabığı* ocaq fəzasının kipliyini təmin etməklə yanaşı, karkasla birlikdə sobanın elementləri üçün saxlayıcı düyün rolunu oynayır. Qabıqda baxış və partlayış pəncərələri, NÖC-nin ştuserləri və sobanın digər elementləri bərkidilirlər.

Odluqların effektiv işini təmin etmək üçün ocaq fəzasının kipliyinə, tüstü qazlarında artıq oksigenin miqdarının nəzarət edilməsinə ciddi tələblər irəli sürülür. Ona görə də kip baxış pəncərələrindən istifadə edilməklə bərabər, qabığın və ondakı bütün elementlərin texniki vəziyyəti daim diqqətdə saxlanılır.

*Sobanın yığılması.* Borulu sobalar, bir qayda olaraq, zavod şəraitində yığılmış iri modullardan, eləcə də, bilavasitə quraşdırma meydançası yaxınlığında qabaqcadan iriləşdirilmiş düyünlərdən quraşdırılırlar.

Hal-hazırda əminliklə demək olar ki, çəkisi 500 – 600 kN-a qədər olan konveksiya kamerasının hazır zavod modullarının hazırlanması və daşınması quraşdırma müddətini xeyli azaldır və işlərin keyfiyyətini yüksəldir.

Diametrləri 4 m-ə qədər olan silindrik sobaların borularla birlikdə radiasiya bölməsinin hazır modulları quraşdırma meydançasına çatdırıla bilər. Belə modulların quraşdırılmasına 2-3 gün sərf edilir.

### **3.5.4. Yanacaq-yandırma quruluşları (YYQ)**

Bütün tip sobalarda istilik enerjisi almaq üçün yanacaq yandırılır. Yanacağı yandırmaq üçün xüsusi yanacaq-yandırma quruluşlarından istifadə edilir. Borulu sobalarda işlədilən YYQ-nın konstruksiyaları olduqca müxtəlifliyi ilə xarakterizə olunurlar. YYQ aşağıdakı tələblərə cavab verməlidir:

- sobanın zonaları üzrə istilik enerjisinin bərabər paylanmasını və ilanvarı borunun uzunluğu boyu verilmiş temperatur profilini təmin etməli;

- istənilən tərkibli yanacağın tam yanmasını təmin etməli;

- yanacaq sərfinin bütün dəyişmə diapazonunda yanma sabit olmalıdır, yəni alov odluğun çıxış hissəsindən qopmadan baş verməli;

- ocaqda məhdud sayda odluqların yerləşdirilməsinə imkan vermək üçün böyük vahid istilik gücünə malik olmalı;

- konstruksiyasının, hazırlanmasının, yığılmasının, sobada quraşdırılmasının sadəliyi, texniki xidmətin rahatlığı və sobanı dayandırmadan təmirinin mümkünlüyü ilə fərqlənməli;

- yanacağın effektiv və qənaətli sərfini təmin etməli və havanın minimal artıqlığı ( $\alpha = 1,05 \div 1,1$ ) ilə işləməli;

- istismarının və təmirinin təhlükəsizliyini, eləcə də ətraf mühitin təmizliyinin saxlanılmasını təmin etməli, onun zərərli tullantılarla çirklənməsinin qarşısını almalı;

- müəyyən edilmiş sanitariya normalara əməl etməklə, alçaq

səslə işləməli;

Yandırılan yanacaqların növündən asılı olaraq YYQ maye (mazut), qaz və qaz-mazut tiplilərə bölünürlər. İstehsalatda borulu sobaların əksəriyyətində hər iki yanacaq növünə uyğunlaşdırılmış qaz-mazut odluqlarlar quraşdırılır. Yanacağı yandırmaq üçün işlədilən YYQ *odluq* adlanır; bir sıra hallarda, maye yanacağı yandırmaq üçün işlədilənə *forsunka* da deyilir.

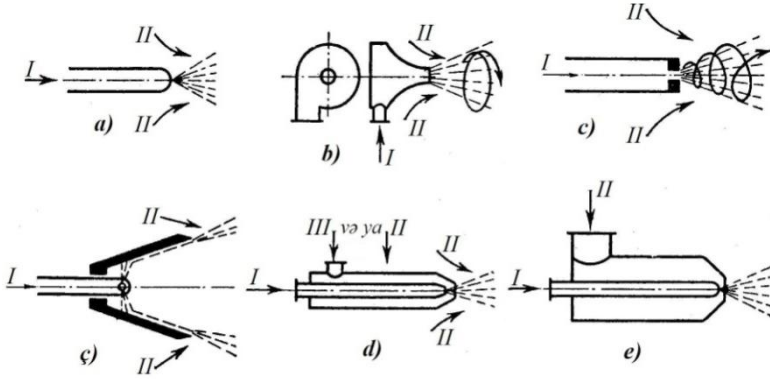
**Maye yanacağı yandırmaq üçün YYQ.** Maye yanacağın (mazutun) alışma temperaturu qaynama temperaturundan yüksək olduğundan, o ancaq buxarabənzər hala keçdikdən sonra sobalarda yanır. Ona görə də, maye yanacaq sobaya püskürdülmüş halda verilir. Yanacağın püskürdülməsi üçün qızmış su buxarı və qızdırılmış hava işlədilir. Mazutla işləyən forsunkanın normal işləməsi üçün yanacaq  $95 \div 110^{\circ}\text{C}$ -yə qədər qızdırılmalıdır və püskürdücü buxarın temperaturu doymuş su buxarının temperaturundan  $15 \div 20^{\circ}\text{C}$  artıq olmalıdır. Mazut püskürdüldükdə yanma kamerasında duman şəklində yayılır. Enerjinin verilmə üsuluna görə *mexaniki* (təzyiq forsunkadan qabaq mazut xəttində yaradılır) və *hava* və ya *buxarla* püskürdülən forsunkaları fərqləndirirlər. Püskürdülmənin keyfiyyətini yaxşılaşdırmaq üçün forsunkalarda çox vaxt mazut axınının burulmasından (mərkəzdənqaçma forsunkaları) istifadə edilir. Bu halda daha zərif püskürdülmə və damcılardan ölçülər üzrə az səpələnməsi təmin edilir. Mazut forsunkalarının prinsipial sxemləri şəkil 3.29-da [26] verilmişdir.

**Qaz yanacağını yandırmaq üçün YYQ.** Sobalarda qaz yanacağını yandırmaq üçün iki tip odluqlardan istifadə edilir:

– injeksiya tipli odluqlar; bu halda yanma üçün lazım olan mühitlərdən biri, digər mühit tərəfindən yanma kamerasına sorulur;

– qazın hava ilə qarışdırılması yanma kamerasının özündə həyata keçirilənlər.

Borulu sobalarda injeksiya tipli odluqlardan daha geniş

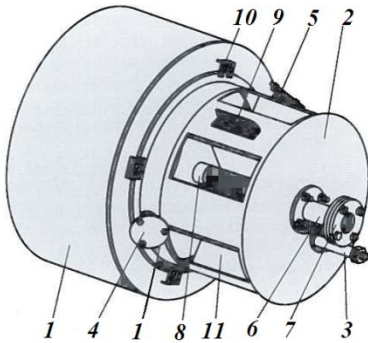
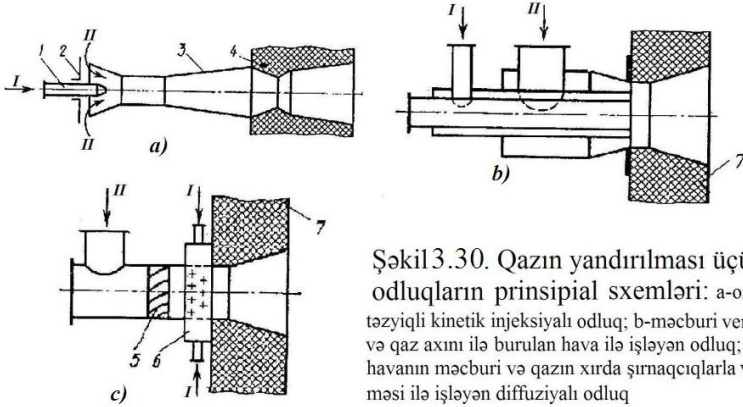


Şəkil 3.29. Mazut forsunkalarının prinsipial sxemləri: I-yanacaq; II-hava; III-buxar; a-1÷2 MPa təzyiqlə işləyən düzşırnaqlı; b-yanacağı tangensial verilən mərkəzdənqaçma forsunkası; c-xüsusi burulğanlaşdırıcı mərkəzdənqaçma forsunkası; ç-rotasiyon forsunka; d-yüksək təzyiqli su buxarı və hava püskürdücülü; e-alçaq təzyiqli hava püskürdücülü

istifadə edilir, çünki onlar havanın artıqlıq əmsalının daha kiçik qiymətlərində işləyə bilirlər. Yuxarıda qeyd edildiyi kimi, havanın artıqlıq əmsalı sobanın işinin effektivliyinə əhəmiyyətli təsir edir, çünki onun qiyməti yanma məşəlində əldə edilən temperaturu müəyyənləşdirir. Odluqların istilik gücü injektor ucluğunun qarşısında qazın təzyiqini dəyişməklə tənzimlənir. Qaz odluqlarının konstruksiyalarının prinsipial sxemləri şəkil 3.30-da verilmişdir.

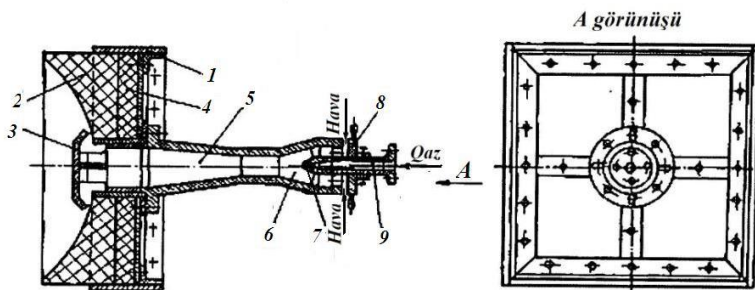
Qazla işləyən tipik odluğun quruluşuna baxaq (şəkil 3.31). Odluq daşı 1 məşəlin formasını müəyyənləşdirir. Odluq daşı tətbiq olunma temperaturu 1700°C-yə qədər olan odadavamlı betonlardan hazırlanır. Odluğun gövdəsi 2 sobanın qabığına bərkidilir və yanma üçün verilən havanın sərfini əl ilə tənzimləyən registrə malikdir. Qaz borusunun 6 ucunda ucluq 8 nəzərdə tutulur. O odadavamlı poladdan hazırlanır və istismar zamanı temperatur yeyilməsinə daha çox məruz qalan hissə kimi sökülən olmalıdır.

Məşəlli odluqların əsas çatışmazlığı uzun məşəllərin



yanmasının qeyri-sabitliyidir. Bunun nəticəsində boruların səthində istilik yükü qeyri-bərabər paylanır, yerli izafi qızmalar baş verir və borular tez sıradan çıxırlar. Radiasiya ilanvarı borularının temperatur profilinin zonalar üzrə tənzimlənməsini həyata keçirmək və şüa enerjisini təsbit edilmiş sahələrdə yığmaq lazım gəldikdə, «Dyuradiant» tipli kasaşəkilli alovuz qaz odluqlarından (şəkil 3.32) istifadə edilməsi daha məqsədəuyğundur.

«Lummus», «Stoun Vebster», «Selas» və digər firmaların



Şəkil 3.32. İnjeksiyalı kasaşəkilli qaz odluğu: 1-metal gövdə;  
 2-sferik səthli şüalandıran kasa; 3-əksetdirici qalpaqcıq; 4-istilik  
 izolyasiyası; 5-qarışdırıcı kamera; 6-injektor; 7-qaz verici ucluq;  
 8-hava tənzimləyicisi; 9-qaz verici boru

piroliz sobaları bu odluqlarla təchiz edilmişlər. Onlar sobanın ocağında müəyyən qaydada yerləşdirildikdə, piroliz sobalarının radiasiya ilanvarı borularının müəyyən sahələrində şüa istilik axınıni yığmağa imkan verməklə, prosesin optimal temperatur rejimini təmin edirlər. Buna yüksək odadavamlı giltorpaq materiallardan hazırlanmış şüalandıran kasanın 2 sferik forması imkan verir.

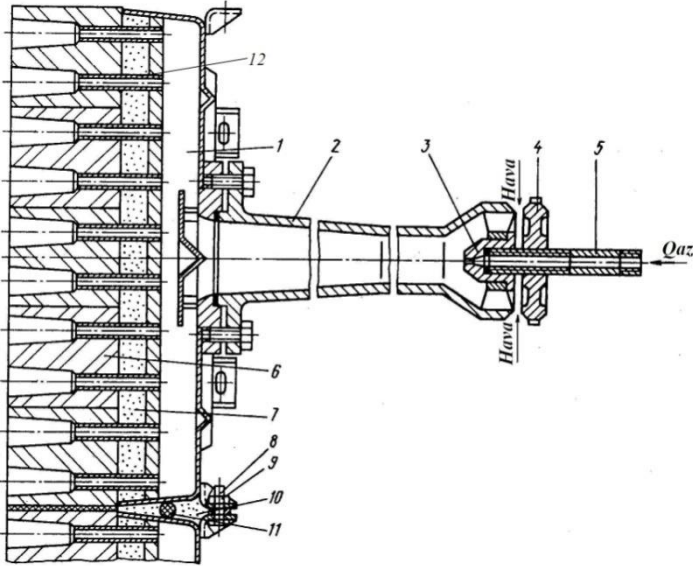
Odluq aşağıdakı qaydada işləyir: injektorun 6 ucluğundan 7 çıxan qaz yanacağı atmosfer havasını sorur və onlar qarışırlar. Alınan qaz-hava qarışığı yüksək legirli 20X23H18 poladından hazırlanmış əksetdirici qalpaqcıq 3 vasitəsilə bütün sferik səth boyu bərabər paylanaraq, orada yanır. Kasa 1200°C-yə qədər közərir və yığılmış istilik axınıni sobanın ilanvarı borusunun lokal sahəsinə şüalandırır.

«Dyuradiant» odluqların istismarı göstərdi ki, şüalanan istilik enerjisinin ilanvarı borunun müəyyən sahələrinə yığılması piroliz prosesinin müəyyən şəraitlərində boruların içində koks çöküntülərinin sürətlə artmasına və metalın həddən artıq qızmasına səbəb olur. Ancaq, odluğu ocaqda ilanvarı borulara yaxın yerləşdirərək, yanma qazının sərfini tənzimləməklə, piroliz prosesinin istilik rejimini ətalətsiz idarə

etmək mümkündür.

Təbii qazla işlədikdə odluğun girişində nominal təzyiq 180 kPa-dır. Odluğun istilik gücü 290 kVt-dır. Bu prinsiplə işləyən digər odluqlar da [25] istismar edirlər.

ГБПш tipli aloysuz panel odluqlar (şəkil 3.33) yüksək effektivliyi ilə xarakterizə olunurlar. Panel odluq ölçüləri



Şəkil 3.33. ГБПш tipli aloysuz panel odluq: 1-paylaşdırıcı kamera; 2-injektorlu qarışdırıcı; 3-uluq; 4-tənzimləyici quruluş; 5-qazverici qol boru; 6-keramik prizmalar; 7-istilik izolyasiya qatı; 8-bolt; 9-qayka; 10-istilik izolyasiya qatı; 11-azbest qaytanı; 12-borucuqlar

500×500 və 605×605 mm düzbucaq qutu şəklində 4 mm qalınlıqlı karbonlu poladdan ştamplama (və ya qaynaqla) hazırlanmaqla, temperaturu 950°C-dən yüksək olmayan tüstü qazı mühitində işləmək üçün 10 markalı (icra I), daha yüksək temperaturlu mühitlərdə işləmək üçün isə odadavamlı 20X23H18 markalı poladlardan (icra II) olan borucuqları 12 vardır. Həmin borucuqlara 1700 °C -yə qədər temperatura

davamlı keramik prizmalar 6 oturdulur. Keramik prizmalar panel odluğun bloklarını təşkil edir və qalınlığı 230 mm olan soba ocağı divarının odadavamlı hörgüsü ilə eyni vəziyyətdə quraşdırılırlar. Odluğun, qutunun ikiqat dibi ilə yaradılmış qazı paylaşdırıcı kamerası 1 vardır. Onun arxa divarının ortasına injeksiya tipli qarışdırıcını 2 bərkitmək üçün flans qaynaq edilmişdir. Onun içində qaz xətilə birləşdirilmiş qaz ucluğu 3 yerləşdirilmişdir. İnjektorun girişində atmosfer havasının daxil olmasının tənzimləyicisi 4 yerləşdirilmişdir. Panel odluqları öz aralarında birləşdirmək üçün kamerin yan divarları 35 mm uzadılmışdır. Ucluq vasitəsilə odluğa daxil olan yanma qazı qarışdırıcıda 200–400 m/s sürətlə hərəkət edir və axının kinetik enerjisi hesabına yanma üçün lazım olan atmosfer havasını sorur. Qaz-hava qarışığı qarışdırma kamerasından 1 qalınlığı 150 mm olan keramik lövhə şəklində hazırlanmış odluğun bütün şüalandıran səthi boyu bərabər paylanmış kiçik diametrlı keramik kanallara daxil olur. Burada qarışıq alışma temperaturuna qədər qızır və yanır. Kanalın uzunluğu  $65 \div 70$  mm olan sahəsində artıq qaz-hava qarışığının tam yanması təmin edilir. Közərmis keramik lövhələrin 6 üzü sobanın ocağına tərəf çevrilmişdir və istilik enerjisini ilanvarı boruların səthinə bərabər şüalandırır. Odluğun məhsuldarlığından asılı olaraq,  $1 \text{ m}^2$  şüalandıran səthə 400-dən 1250 prizma düşür. Radiasiya kamerasında panel odluqların ikitərəfli şüalandırması zamanı (şəkil 3.6,ç,d) mərkəzi ekran boruları səthinin istilik gərginliyinin bərabərliyi onların bütün uzunluğu, hündürlüyü, eləcə də en kəsiyində təmin edilir.

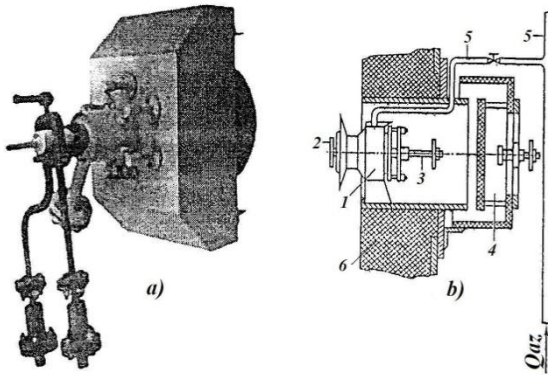
Piroliz sobalarında bir neçə cərgə panel odluqlardan (120–240 ədəd) yığılmış ocağın şüalandıran divarları boru ekranından 900–1200 mm məsafədə olurlar.

Keramik prizmaların şüalandıran səthinin temperaturu 1000–1200 °C -yə çatır, ancaq odluq normal işlədikdə onun xarici səthinin temperaturu az (50–90°C) qızmalıdır, çünki o injektordan daxil olan hava ilə soyudulur.



Sobanın istilik rejiminin tənzimlənməsi qaz xəttinin kollektorunda quraşdırılmış tənzimləyici klapanla həyata keçirilir. Bir qrup panel odluqlar üçün yanma qazının sərfini tənzimləməklə, odluqların lazımi istilik məhsuldarlığı müəyyənləşdirilir.

İnjesiya tipli sobaların çatışmazlıqlarına sobanın istilik yükü dəyişildikdə, hava sərfinin əl ilə tənzimlənməsi və iş zamanı səs-küyün çox olmasıdır. Sonuncu bəndi səsboğucu quruluşdan istifadə etməklə qismən azaltmaq olar. Səsboğuculu akustik odluq şəkil 3.34-də göstərilmişdir.



Şəkil 3.34. Səsboğucu qabıqlı injeksiyalı akustik odluq: a-ümumi görünüş; b-sxem; 1-odluğun gövdəsi; 2-əksetdirici disk; 3-ştok; 4-hava sorulmasının tənzimləyicisi və səsboğucu; 5-qaz xətti; 6-hörgü

Bu odluqda yanacaq qazını atmosfer havası ilə qarışdırmaq üçün güclü burulğanlaşdırıcı qarışdırma effekti yaradan akustik rezonator tətbiq edilir. Qaz-hava qarışığının fırlanma və irəliləmə hərəkətlərinin uyğunlaşdırılması oxboyu əks axınlar zonasının yaranmasına, mərkəzdənqaçma qüvvəsinin artmasına, komponentlərin intensiv qarışmasına və qazın oksidləşdiricinin həcmində proporsional paylanmasına gətirib çıxarır.

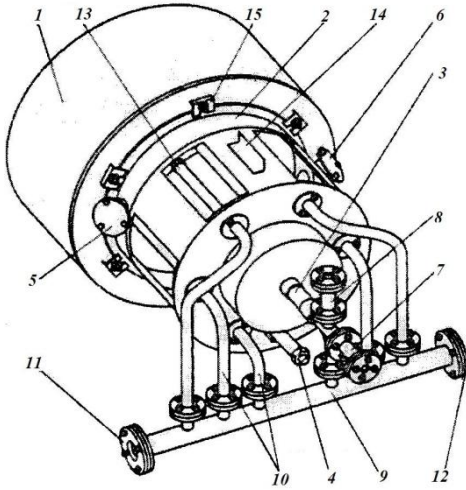
Akustik odluq (şəkil 3.34) içində qazın ilkin hava ilə qarışdırma rezonatoru yerləşdirilmiş gövdədən 1 ibarətdir. O iki girişli spiral şəklində hazırlanmış iki arakəsməli kameradır. Rezonatorun çıxış kamerası fırlanan qaz-hava qarışığını ocağın odadavamlı divar səthinə bərabər və hamar paylamaq üçün paylaşdırıcı yaxalığı olan toraşəkilli hissə ilə birləşdirilmişdir.

Odluq sorulan havanın miqdarını tənzimləmək üçün quruluşla 4 ilə təchiz edilmişdir. Quruluş ştok 3 və tənzimləyici diskdən 2 ibarətdir. Akustik odluq soba ocağının yan, yəni şaquli hamar divarında quraşdırılır.

Odluq aşağıdakı kimi işləyir: qaz yanacağı odluğa qaz xətti ilə verilir və akustik rezonatorun spiral kanallarına daxil olur və burada burulğanvarı hərəkət alır. Ona görə də, odluğun oxu boyu (gövdəyə girişdə və ondan çıxışda) xeyli sorma yaranır və bir tərəfdən atmosfer havasının, digər tərəfdən sobanın ocağından tüstü qazlarının sorulması baş verir. Hava və tüstü qazlarının nisbətini odluğun çıxışdakı tənzimləyici disklə 2 dəyişmək olar. Dəstəyi fırlatdıqda ştok və onunla birlikdə disk ox boyu hərəkət edir, gövdə 1 ilə disk 2 arasındakı keçid kəsiyini azaldaraq, tüstü qazlarının sorulmasını məhdudlaşdırır.

Nəticədə atmosfer havasının qarışma kamerasına optimal miqdarda (nəzəri miqdarın 0,15–0,2-si qədər) daxil olması təmin edilir. Odluqdan sonra hörgüdəki xətlərlə verilən havanın hesabına qaz-hava qarışığında havanın artıqlıq əmsalı 1,05–1,08-ə çatır. Odluğun çıxışında bircinsli qaz-hava qarışığı mərkəzdənqaçma qüvvəsinin təsiri altında 180° dönmür, alışıq, ocağın hamar divarına bərabər döşənir və intensiv yanır. Közərmiş odadavamlı divar istilik axınına radiasiya boruları səthinə şüalandırır.

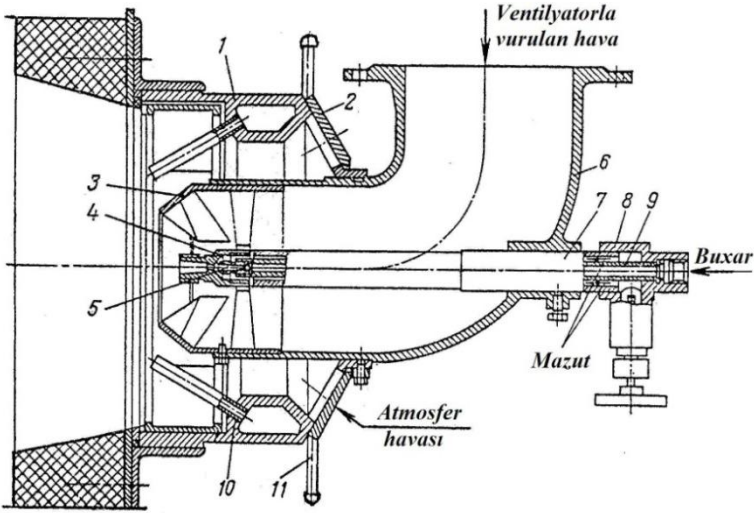
**Maye və ya qazvarı yanacağı yandırmaq üçün YYQ.** Qurğunun yanacaq təminatından asılı olaraq, belə odluqlar 100% qaz və ya 100% maye yanacaq ilə işləyə bilirlər. Belə odluğun konstruksiyası (şəkil 3.35) və iş prinsipi yuxarıdakılarla oxşardır.



Şəkil 3.35. Kombinə edilmiş yanacaqda işləyən odluq: 1-odluq daşı; 2-odluğun gövdəsi; 3-buxar-mazut odluğu; 4-pilot odluq; 5-əsas odluq məşəlinə nəzarət düyünü; 6-pilot odluq məşəlinə nəzarət düyünü; 7-mazut xətti; 8- buxar xətti; 9-qaz kollektoru; 10-qaz xəttləri; 11-əks flans; 12-tıxac; 13-qaz ucluğu; 14-hava zaslonkası; 15-bərkidici bənd.

Maye və ya qazvarı yanacağı yandırmaq üçün ФГМ markalı məşəlli qaz-mazut odluqları (şəkil 3.36) işlənmişdir. Onlar yüksək texniki - iqtisadi göstəricilərə malikdirlər, çünki yanacağın püskürdülməsi üçün havaqızdırıcıda qızdırılmış alçaq təzyiqli havadan (3 kPa-a qədər) istifadə etmək olar. Bu odluqlar eyni zamanda hər iki növ yanacaqda işləyə bilirlər. Odluq qaz, maye və hava düyünlərindən ibarətdir. Qaz düyününə dairəvi qaz kollektoru 1 daxildir. Həmin kollektordan qaz ocağa ümumi kəşik sahəsi  $1800 \text{ mm}^2$  olan odadavamlı poladdan hazırlanmış borucuqlar 10 vasitəsilə ötürülür.

Maye düyünü buxar vermək üçün iç borudan 9 və mazut və ya başqa maye yanacağı vermək üçün xarici borudan 7 ibarət olan buxar-maye başlığından 8 təşkil edilmişdir. Su buxarı iç boru ilə hərəkət edərək, borulararası fəza ilə axan maye yanacağı qızdırır. Buxar ucluqdan 5 yüksək sürətlə çıxaraq, odluğun diffuzorunda 4 yanacağın zərif püskürdülməsinə təmin edir. Hava düyünü yanmanı saxlamaq üçün ocağı tələb olunan miqdarda hava ilə təmin edir, ilkin və ikinci hava axınlarından



Şəkil 3.36. ΦГМ –120 tipli kombinə edilmiş qaz-mazut odluq: 1-qaz kollektoru; 2-havanın əl ilə tənzimləmə şiberi; 3-burulğanlaşdırıcı; 4-diffuzor; 5-ucluq; 6-hava yolu; 7-xarici boru; 8-buxar-mazut başlığı; 9-buxar verilən iç boru; 10-qaz borusu; 11-şiberin tutqacı

və onları tənzimləmə elementlərindən ibarətdir.

Qabaqcadan sobanın havaqızdırıcısında qızdırılmış ilkin hava axını hava yolu 6 ilə ventilyatorla odluğa verilir. Burulğanlaşdırıcı başlıqdan 3 keçərək, hava axını diffuzordan 4 çıxan püskürdölmüş maye yanacaq şırnaqlarını fırlatmaqla, uzunluğu 3-dən 4 m-ə qədər olan yanma məşəli yaradır. Havanın qızdırılması yanma prosesini intensivləşdirməyə və odluğun istilik məhsuldarlığını xeyli artırmağa imkan verir. İkinci hava yanma zonasına ocaqdakı sormanın təsiri altında açılma dərəcəsi dəstəklə 12 tənzimlənən dairəvi şiberdən 2 keçərək atmosferdən daxil olur.

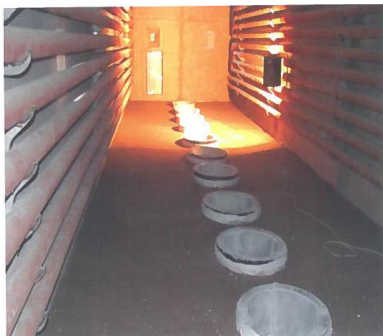
Bu tiptən olan digər odluqların konstruksiyaları təsvir edilmiş ΦГМ – 120 modelindən ayrı-ayrı elementlərin quruluşları və ölçüləri ilə fərqlənirlər. Odluqlar yanacağın püskürdölməsinə buxar verildikdə, yəni ventilyatorla vurulan

havadan istifadə edilmədikdə, şaquli vəziyyətdə (üfqü vəziyyətdə də işləyə bilirlər) işləməyə daha yaxşı uyğunlaşdırılmışlar. ФГМ odluqları, səssiz işləyirlər və digər buxarla püskürdülən forsunkalardan fərqli olaraq, daha gödək sabit alov verirlər.

Maye yanacağı püskürdülməsinə xeyli miqdarda su buxarı sərf edilir. Buxar ballast olmaqla, məşəlin temperaturunu aşağı salır, tüstü qazları ilə istilik itkisinə gətirib çıxarır, soba elementlərinin korroziyasını, xüsusilə kükürlü maye yanacaqdan istifadə edildikdə, sürətləndirir. Forsunkanın işi güclü səslə müşaiyyət olunur ki, bu da xidmətedici işçilərin iş şəraitini pisləşdirir. Ona görə də, maye yanacağın püskürdülməsinə sərf edilən buxarın xüsusi sərfinin azaldılması böyük önəm daşıyır.

Hər iki növ yanacaq işləyən müxtəlif konstruksiyalı odluqların quruluşları ədəbiyyatlarda [25, 26, 27] verilmişdir.

**Odluqların sobada yerləşdirilməsi.** Odluqlar sobanın *döşəməsində, divarlarında və tavanında* yerləşdirilə bilirlər. Tüstünün çıxarılma sxeminin və sobanın aşağıdan yuxarıya quruluşunun sadəliyinə görə odluqların döşəmədə yerləşdirilməsi (şəkil 3.37) daha geniş yayılmışdır. Odluqlara



Şəkil 3.37. Odluqların döşəmədə yerləşdirilməsi

xidmət rahatdır, ancaq istismar zamanı divarın hissələrinin odluğun gövdəsinə düşməsinə görə tənzimləyicinin pərçimlənməsi hallarının müşahidə olunduğunu nəzərə almaq lazımdır. Kənar əşyalar məşəlin sönməsi ötürücüsünün optik linzasına da düşürlər.

İlanvarı borunun bütün uzunluğu boyu bərabər istilik sahəsi lazım olan

yüksəktemperaturlu proseslərin (piroliz sobaları) sobalarında odluqlar, əsasən sobanın yan divarlarında yerləşdirilirlər. Bərabər istilik sahəsi yaratmaq üçün maksimal gücü 0,5 MVt (istehsalatda 1 MVt gücü olanlara da rast gəlinir) olan çox sayda odluqlardan istifadə edilir.

Çox kameralı riforminq sobalarında odluqlar cüt-cüt baş divarda bir neçə səviyyədə yerləşdirilirlər (şəkil 3.16). Odluqların çox səviyyəli yerləşdirilməsi üst səviyyədəkilərin qeyri-bərabər işləməsinə səbəb olur, çünki onlar oksigenin qatılığını aşağı salan və tavanın altında sormanı azaldan aşağı səviyyə odluqlarının yanma məhsulları mühitində olurlar.

Odluqların tavanda çox az hallarda yerləşdirilirlər. İlanvarı boruların yuxarı hissəsi yüksək temperatur təsirinə məruz qaldığından, koks əmələ gəlməsi riski artır, həm də odluqların yuxarıda yerləşməsi xidmət işlərini çətinləşdirir.

**Məşəlin formalarına** görə *dairəvi, düz və döşənmiş* məşəlləri fərqləndirirlər. Məşəlin formasını müəyyənləşdirən odluğun əsas elementi *odluq daşındır*, bir sıra hallarda isə dəşikləri müəyyən qaydada yerləşdirilmiş *ucluq* və ya *bir neçə ucluqlardır*.

Dairəvi formalı məşəlli odluqlar daha geniş yayılmışlar. Bu forma daha sabitdir və onun uzunluğu asan tənzimlənir.

Düz məşəlli odluqlar (yarıqlı odluqlar) sobanın futerlənmiş yan divarlarını işçi səth kimi istifadə edir; yüksək temperaturlu proseslərdə koks yaranmasını effektiv nəzarətdə saxlamaq və tənzimləmək üçün tətbiq edilir. Əsas üstünlüyü böyük istilik güclü odluqlarda (5 MVt-a qədər) bərabər istilik sahəsi yaratmasıdır. Ona görə də, məhdud sayda odluqlardan istifadə edilməklə, sobaya xidmət sadələşir və onların tutduqları sahə azalır. Radiasiya kamerasının hündürlüyü 5 m-dən az olan sobalarda işlədilməsi məsləhət görülmür, çünki məşəl sabit deyildir və formasını saxlamır.

Döşənmiş odluqlar düz məşəllilərdə olduğu kimi futerlənmiş radiasiya kamerasının divarını qızdırır. Düz məşəllidən əsas

fərqi ondan ibarətdir ki, döşənmiş məşəl və onun forması odluğun ucluğu ilə müəyyənləşdirilir və odluğun oxuna perpendikulyar çevrə boyu paylanır.

**NO<sub>x</sub> tullantılarının azaldılması.** İstənilən yanacağıın yandırılmasında alınan azot oksidləri NO<sub>x</sub> ən geniş yayılmış ekoloji təhlükəli tullantılardır.

Keçən əsrin 60-cı illərinə qədər onların azaldılması üçün heç bir tədbir görülməmişdir. Neft emalı və kimya, eləcə də digər sənaye sahələrinin inkişafı, istehsalatda yeni texnologiyaların tətbiqi ümumi ekoloji vəziyyəti pisləşdirdiyindən, azot oksidləri tullantılarını azaldan YYQ-nın işlənməsinə və yeni texniki həllərin tətbiqinə başlandı.

YYQ alçaq (<50 mq/m<sup>3</sup>) və ultraalçaq (<20 mq/m<sup>3</sup>) NO<sub>x</sub> tullantılı odluqlara bölünürlər və yanmanı (qaz odluqları) müxtəlif sxemlərlə təşkil edə bilirlər.

*Yanma zonasına yanacağıın bölünərək verilməsi.* Bu sxem qaz yanacağıını ilkin (odluğun mərkəzi hissəsilə məşəlin kökünə verilən) və ikinci (odluq daşının perimetri boyu yerləşdirilmiş xətlərlə verilən) axınlara bölünməsinə əsaslanır.

Havanın izafi həcmi hesabına ilkin zonada oksidləşdirici mühit yaradılır, bu da yanma temperaturunu və NO<sub>x</sub> tullantılarını azaltmağa gətirib çıxarır. Bəzi odluqlarda ikinci qaz yanacağıının həcmi 80%-ə çatır.

*Yanma zonasına havanın bölünərək verilməsi.* Sxem yuxarıdakına oxşardır. İlkin hava odluğun gövdəsinin mərkəzi hissəsi üzrə yanma zonasına daxil olur, ikinci hava isə odluq daşındakı kanallarla verilir. Onların səfləri quruluşun gövdəsində quraşdırılmış ayrıca tənzimləyici qapayıcı ilə idarə olunur. Beləliklə, yanacağıın əsas yanması havanın nəzəri tələb olunan miqdarından az ( $\alpha = 0,8 \div 0,95$ ) olduqda baş verir, bu da azot oksidlərinin alınmasını azaldır.

Yanacaq məhsullarının ikinci zonada tam yanması temperaturun aşağı düşməsilə (ikinci hava ilə soyudulma) aparılır. Nəticədə, NO<sub>x</sub> tullantıları azalır. İkinci hava ilə

reaksiya zonasında yanma məhsullarının qalma vaxtını azaltmaqla, məşəlin hündürlüyünü tənzimləmək və beləliklə də, ətraf mühiti çirkləndirən maddələrin miqdarlarına təsir etmək olar.

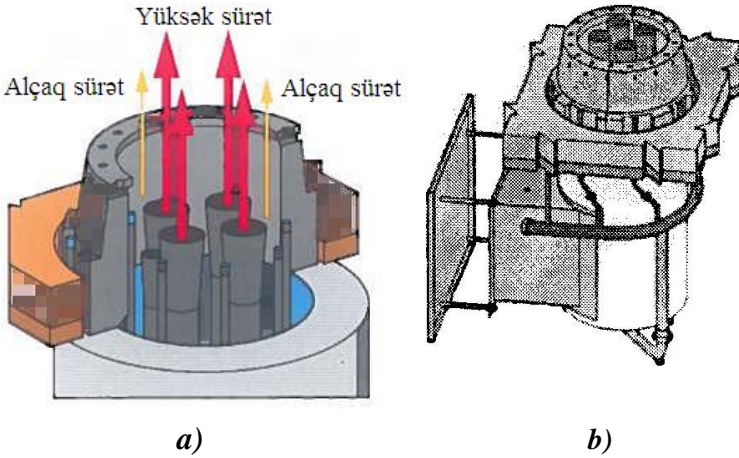
*Tüstü qazlarının yenidən dövr etdirilməsi.* Müxtəlif formalı odluq daşından istifadə etməklə, və ya ikinci yanacağı vermə ucluğunu daşdakı xüsusi dəşiklərlə yanaşı yerləşdirməklə (ejeksiya prinsipi), yanma məhsullarının məşəlin kökünə verilməsini təşkil etmək olar. Bu məqsəd üçün akustik odluqdakı quruluşdan və digər üsullardan da istifadə edilə bilər. Tüstü qazlarında təsirsiz qazların, o cümlədən  $N_2$ -nin olması reaksiyaya girən maddələrin qatılığını və zəncirvari reaksiyanın sürətini azaldır.

Termiki prinsiplə azot oksidlərinin alınmasını azaldan əlavə faktor kimi tüstü qazlarında yüksək istilik tutumuna malik  $CO_2$  və  $H_2O$ -nun olmasını qeyd etmək olar. Onlar yanma zonasından istiliyi effektiv udaraq, onun temperaturunu aşağı salır.

Qeyd etmək lazımdır ki, yanmanın təşkilinin yuxarıdakı sxemlərinin bir odluqda birləşdirilməsi  $NO_x$ -in alınmasını xeyli azaldır. Son nəsil odluq quruluşuna misal olaraq, *Callidus* firmasının qaz odluğunu (şəkil 3.38) göstərmək olar. Bu odluq yuxarıda sadalanan konstruktiv xüsusiyyətləri özündə birləşdirməklə bərabər, həm də Venturi prinsipindən istifadə edir. Gövdəsində Venturi borucuqları olan odluqların əsas göstəriciləri analoji konstruksiyalı və nominal güclü quruluşla müqayisədə yanacağın sərfi artıqda yanma zonasına böyük həcmdə hava verilməsi hesabına (böyük sürət saxlanılmaqla) gücünün artırılmasıdır. Bu halda quruluşun yığcamlığı, geniş tənzimləmə hədlərində məşəlin sabitliyi, az  $NO_x$  tullantıları kimi göstəricilər saxlanılır. Artıq quraşdırılmış odluqların Venturi borucuqları şəklində daxili quruluşlarla təchiz edilməsi texniki cəhətdən mümkündür.

**Odluğun işinin təhlükəsizliyi.** Seriyalarla buraxılan





Şəkil 3.38. Son nəsil odluğun quruluşu: a-sxematik təsvir; b-ümumi görünüş

odluqlar test sınaqlarından çıxarılırlar. Sınaqlar odluqların quraşdırılacağı sobaların işini imitasiya edən stendlərdə, real istehsal şəraitlərində böyük ehtimalla qəzalara səbəb olacaq situasiyaların modelləşdirilməsilə aparılır.

Odluqların təhlükəsiz istismarının təmin edilməsində əlavə vasitə kimi *pilot odluqdan* istifadə edilir. Müasir pilot odluğu əsas odluqdan asılı olmayan kompleks quruluşdur. Borulu sobanın odluğunu yandırmaq və məşəlini saxlamaq üçün bir pilot odluğu kifayətdir. Odluqların bəzi modelləri iki və ya üç pilot odluqlarla təchiz edirlər. Pilot odluqlar əsas odluğun gövdəsində yerləşdirilirlər, bir sıra hallarda, odluq daşında əsas dəşiklə yanaşı açılmış əlavə dəşiklə işləyən modellərə də rast gəlinir. Pilot odluq yandırma elektrodu ilə təchiz edilə bilər.

Normativ sənədlərə əsasən əsas və pilot odluqlar, onların işinə etibarlı nəzarət edən *məşəlin sönmə vericisi* ilə təchiz edilməlidir. Odluqlarda *optik* vericilərdən istifadə olunur. Vericinin bu tipi modeldən asılı olaraq spektrin UV və IR şüalanmalarını ayrı-ayrılıqda və hər ikisini eyni zamanda qeydə

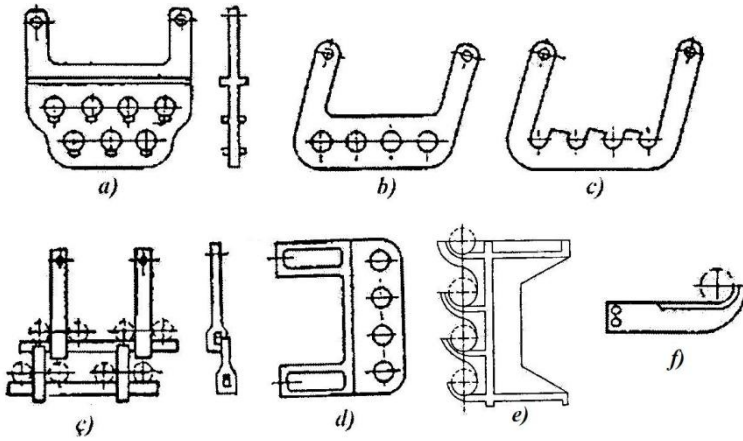
alırlar. Bu tip vericilərin mənfi cəhətlərinə üfürülmənin olmasına baxmayaraq linzanın kənar əşyalarla zibillənməsini, bulanlıqlaşmasını, istilikdən pis mühafizəsini və yüksək qiymətini aid etmək olar.

Pilot odluqlar üçün məşəlin varlığına nəzarət edən digər tip – *ionlaşdırıcı* verici işlənmişdir. Onun iş prinsipi yanacağıın yanması zamanı əmələ gələn elektron və ionların elektroda tərəf “çəkilməsinə” və sonradan ionlaşma cərəyanının yaranmasına əsaslanır. Bu cərəyanın qeyd edilməsi məşəlin varlığının göstəricisidir.

Son illər odluqların istilik gücünün tənzimlənməsi hədləri (5 – 100%) və məşəlin formasının idarə edilməsi mümkünlüyü genişlənməmiş, alçaq və ultraalçaq azot oksidi tullantılı, aşağı səsli (< 65 dB) odluqlar işlənmişdir. Yeni odluqların işlənilməsində ABŞ kompaniyaları John Zink, Zeeco, Callidus öncül yerləri tuturlar.

### 3.5.5. Qarniturlar

**Asqılar və şəbəkələr.** Konveksiya və radiasiya ilanvarı borularını sobalarda yerləşdirmək və onların əyilməsinin qarşısını almaq üçün müxtəlif konstruksiyalı asqılar (şəkil 3.39) və boru şəbəkələri (şəkil 3.40) işlədilir. Asqılar konstruksiyalarına görə bağlı və açıq tipli olurlar. Qüsurlu bağlı asqıların dəyişdirilməsi lazım gəldikdə, boruların kəsilməsinə zərurətin yaranması bu tip asqıların çatışmazlığıdır. Bağlı asqılarda (şəkil 3.39, a,b,d) boruların temperatur deformasiyalarından oxboyu yerdəyişməsinə təmin etmək üçün onların keçdikləri deşiklərdə müəyyən  $\Delta$  istilik araboşluğu nəzərdə tutulur. Açıq (şəkil 3.39, c,e) və düzəltmə (şəkil 3.39,ç) asqılarda borular yarıdairəvi yuvalarda yerləşdirilir, beləliklə təmir zamanı boruların asan sökülməsi mümkün olur. Bundan başqa ikicərgəli ekranın sökülən konstruksiyası (şəkil 3.39, ç) ikinci cərgə borularının

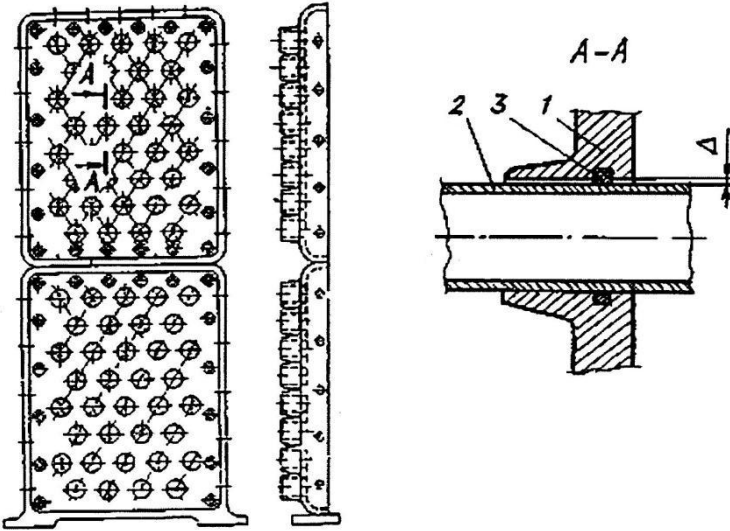


Şəkil 3.39. Asqıların tipləri: a-ikicərgəli ekran üçün bağlı asqı; b-bircərgəli tavan ekranının bağlı asqısı; c-tavan ekranının açıq asqısı; ç-ikicərgəli ekran üçün düzəltmə asqısı; d-bircərgəli yan ekran üçün bağlı kroştəyn; e, f-üfqə ekranın boruları üçün açıq kroştəynlər

çıxarılmasına yol verdiyindən, təmir zamanı birinci cərgə borularının vəziyyətinə nəzarət etmə imkanı təmin edilir.

Yan ekran borularının asqıları (şəkil 3.39, d,e) *kroştəyn* adlandırılırlar. Qızdırılan axınla soyulmadığından, asqılar soba boruları ilə müqayisədə daha ağır işçi şəraitdə istismar edilirlər və 1100°C və daha yüksək temperatura qədər qızırırlar. Tüstü qazlarında asqı materiallarını korroziyaya uğradan çoxlu miqdarda kükürlü qazlar, su buxarı, karbon oksidi, hidrogen və digər yeyici agentlər olurlar. Ona görə də, asqılar 20X23H13JI, X25H12JI və 40X24H7CJI kimi 1050°C-yə qədər odavamlı poladlardan, piroliz sobalarında isə tökmə asqılar 1100–1150°C şəraitində istismar edildiyindən 20X25H20C2JI markalı yüksək legirli poladdan hazırlanırlar. Sobaların radiasiya kamerasında asqılar bir neçə cərgədə yerləşdirilirlər.

Konveksiya bölməsi və radiasiya kamerasının iki tərəfdən şüalandırılan ikicərgəli mərkəzi ekranı boruları şəbəkədayaqlarda (şəkil 3.40) yerləşdirilirlər. Quraşdırılmanın və ilanvarı boruların hissələrlə təmirinin, xüsusilə çoxsaylı borular



Şəkil 3.40. Konveksiya borularının düzəltmə dayaq-şəbəkələri: 1-şəbəkə; 2-boru; 3-azbest qaytan-kipləşdirici;  $\Delta$  – istilik araboşluğu

olduqda, asanlaşdırılması üçün şəbəkələr iki və daha çox hissələrdən düzəltmə hazırlana bilərlər. Dayaq şəbəkələrinin 1 deşiklərində həlqəvi yarıqlar açılır və borular 2 quraşdırıldıqda, onların istilikdən genişlənməsi zamanı sürtünmə qüvvəsini azaltmaq məqsədilə, həmin yarıqlarda azbest qaytan 3 yerləşdirilir. Şəbəkələrin forması və ölçüləri müxtəlif ola bilər.

Konveksiya kamerasının boru şəbəkələrinin əksəriyyəti СЧ 21-40 markalı çuqun tökmədən hazırlanır. Radiasiya bölməsinin şəbəkələri, eləcə də konveksiya bölməsi şəbəkələrinin ocağa yaxın hissələri asqıların töküldükləri materiallardan hazırlanırlar.

Yüksək temperaturlu borulu sobaların radiasiya kamerasının şaquli ilanvarı boruları dirsəklərin qulaqcıqlarındakı deşiklərdə ştanqların və yaylı asqıların köməyiylə sərbəst asılırlar və 150 – 200 mm uzana bilərlər. Bu asqılar yanacağıın yanma

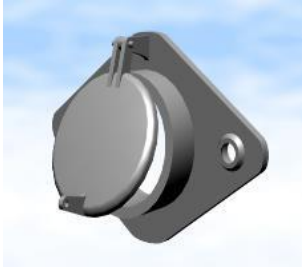
kamerasından kənarında yerləşdiklərindən, onlar yeyici mühitlərin və yüksək temperaturun təsirlərinə məruz qalırlar.

İlanvarı borular qızdırıldıqda və soyudulduqda qeyri-bərabər genişlənir və sıxılırlar. Giriş sahələri çıxış sahələrinə nisbətən az genişlənilir. Ona görə də, yaylı asqılar genişlənmə və sıxılmadan yaranan yüklərin bir hissəsini öz üzərinə götürmək və boru metalındakı daxili gərginlikləri azaltmaq üçün nəzərdə tutulmuşlar. Bundan başqa, sobanın döşəməsi və tağtavanının dayaq hissələrində gərginlikləri azaltmaq üçün aşağı istiqamətləndiricilərin və yuxarı dayaq ştanqlarının üfqi yerdəyişməsinə təmin edən araboşluqları nəzərdə tutulur. Bununla da, onların sıxılmasının və ilanvarı boruların uzununa əyilməsinin qarşısı alınır. Vaxt keçdikcə, metalın sürüşgənlik hadisəsi nəticəsində, ilanvarı borular tədricən uzanır və enirlər. Ona görə də, istismar zamanı yayların dartqısını dövrü olaraq dəyişmək lazımdır.

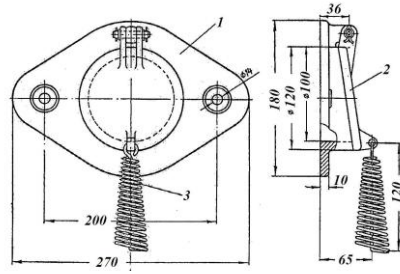
Odadavamlı futerləmə üçün asqı və kronşteynlər intensiv qızma zonasından kənarında yerləşdiklərindən, adətən CЧ 21-40 çuqunundan tökülürlər. Bir sıra hallarda, məsələn katalitik riforminq qurğularının sobalarında şaquli ilanvarı boruların dayaq elementləri odadavamlı 20X23H13 poladından, şamot kərpicli üçün asqılar odadavamlı polad vərəqdən hazırlanırlar.

**Baxış pəncərələri** (şəkil 3.41) soba borularının və futerləmənin vəziyyətlərinə və odluqların işinə (alovun parlaqlığına və ölçülərinə) nəzarət etmək məqsədini daşıyır. Onları çuqundan tökmə ilə hazırlayır və hörgüyə anker boltları vasitəsilə bərkidirlər. Daha böyük sahəyə nəzarət etmək üçün baxış pəncərəsi qoyulan divarda sobanın içərisinə doğru genişlənən deşik qoyulur. Praktikada baxış pəncərəsi və odluq ağızlıqları üçün stasionar şəraitdə odadavamlı betondan hazırlanmış deşikli komplekt bloklardan istifadə edilir.

**Qoruyucu pəncərələr** (şəkil 3.42) ölçülərinin böyüklüyü ilə baxış pəncərələrindən fərqlənir. Onlar qəza baş verdikdə partlayışın qüvvəsini azaltmaqla yanaşı, quraşdırma, təmir və



a)

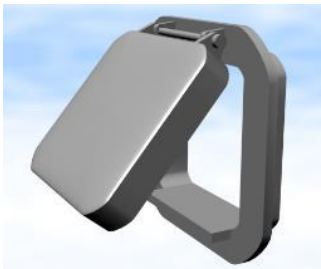


b)

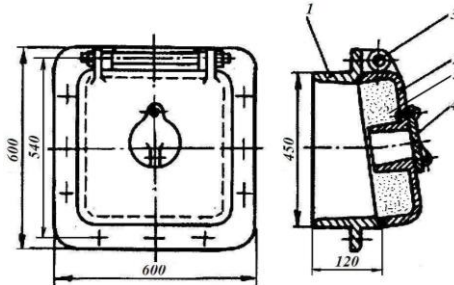
Şəkil 3.41. Baxış pəncərəsi: a-ümumi görünüş; b-proyeksiyaları və ölçüləri; 1-çərçivə; 2-qapaq; 3-dəstək

yoxlamalar zamanı işçilərin sobanın içərisinə daxil olmaları üçün giriş-lyuklar rolunu oynayırlar. Qoruyucu pəncərənin qapağında 2 yerləşdirilmiş döənən qapaq 4 baxış məqsədilə işlədilir. Baxış və qoruyucu pəncərələrin yerləşdirilməsi sobaların eskizlərində göstərilmişdir.

Baxış və qoruyucu pəncərələrin qapaqları işçi vəziyyətdə öz ağırlıqlarının təsiri altında gövdəyə kip oturmaldır. Bu məqsəd üçün onların birləşmə səthləri şaqülə nəzərən maili hazırlanırlar. İstilik itkisini azaltmaq və sobadakı yüksək



a)



b)

Şəkil 3.42. Qoruyucu pəncərə: a-ümumi görünüş (baxış pəncərəsi göstərilməyib); b-proyeksiyaları və ölçüləri; 1-gövdə; 2-açılan qapaq; 3-oynağın oxu; 4-baxış pəncərəsinin qapağı; 5-izolyasiya qatı

temperatur təsirindən baş verə biləcək deformasiyaların qarşısını almaq üçün qoruyucu pəncərələrin qapaqları iç tərəfdən yüngül odadavamlı materialla 5 örtülülər.

### **3.5.6. Tüstüxaran sistemlər**

Konveksiya kamerasından sonra tüstü qazları tüstüyığıcı və tüstü yolları sistemi vasitəsilə, istiliyi alındıqdan sonra atmosfərə tullanılması üçün tüstü borusuna nəql edirlər. Bir sıra hallarda, istiliyin alınması avadanlıqları, bilavasitə konveksiya borularından sonra yerləşdirilirlər.

Bir qayda olaraq, tüstüyığıcı, tüstü yolları və tüstü borusu odadavamlı betonla futerlənilər.

Tüstü qazlarının hərəkətini, yəni sobada sormanı tənzimləmək üçün *qapayıcıdan* (*şiberdən*) istifadə edilir. Yangın zamanı qapayıcı ilə tüstü yolunu bağlayırlar, nəticədə sorma və yanma intensivliyi kəskin aşağı düşür və alovun tüstü borusuna keçməsinin qarşısı alınır. Tüstü qazlarının temperaturu 300 °C -dən çox olduqda, qapayıcı ilə bağlı müəyyən problemlər yaranır. Belə ki, uzun müddət istismar edildikdə, pərlər deformasiyaya məruz qalır, yastıqlar artıq qızır və pərcimlənir, tüstü qazlarını idarə edilməsi imkanları aşağı düşür. Bu problemi həll etmək üçün tənzimləyici pərlərin qalınlıqları artırılır. 800°C-dən artıq temperaturda isə pərlər ya yüksəktemperaturlu tökmə ilə istiyədavamlı materialdan hazırlanmalı, ya da məcburi soyutmadan istifadə edilməlidir. Bu halda, pərlərin idarə olunması üçün hərəkətəgətirmə mexanizminin yastıqları intensiv qızma zonasından çıxarılmaqla, yüksəktemperaturlu icrada hazırlanmalıdır.

### **3.5.7. İstilikdən istifadə edilmə sistemləri**

Texnoloji sobaların işinin əsas texniki - iqtisadi göstəricilərindən biri f.i.ə.-dir, yəni yanacaq yandıqda alınan istilikdən effektiv istifadə edilmə dərəcəsidir.

Yanacağın ehtiyatlarından maksimal istifadə etmək və f.i.ə.-

nı yüksəltmək üçün sobalar layihələndirildikdə və istismar edildikdə havanın artıqlıq əmsalını minimallaşdırmaqla, sobanın kipliyini və istilik izolyasını yaxşılaşdırmaqla yanaşı, təkrar istilikdən istifadə edilmə sistemləri nəzərdə tutulur.

Sobanın girişində məhsulun temperaturu artdıqca, sobanın çıxışında tüstü qazlarının temperaturu da yüksəlir. Ona görə də, təkrar enerji mənbəələrindən istifadə edilməsi məsələsi aktuallaşır. Neft emalında tətbiq edilən əsas istilikdən istifadə edilməsi sistemlərinə *havaqızdırıcılar* və *utilizasiya qazanları* aiddirlər.

Havaqızdırıcılar sobada yanacağı yandırılmasına verilən havanı tüstü qazlarının istiliyi hesabına qızdırmaq üçün işlədilən istilikdəyişdiricidir. Havaqızdırıcılar rekuperativ və regenerativ tipli olmaqla, iki yerə bölünürlər.

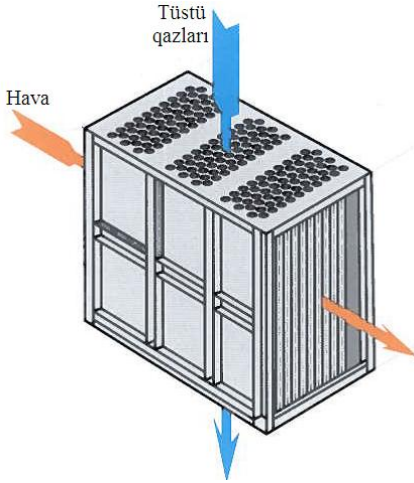
**Rekuperativ havaqızdırıcılar.** İstiliyin qaynar tüstü qazlarından yanacağı yanması üçün verilən havaya bilavasitə istilik mübadiləsi səthi vasitəsilə ötürülməsi baş verən bu tip havaqızdırıcılar daha geniş yayılmışlar.

İstiliyin istifadə edilmə sistemlərində alçaq kapital qoyuluşuna və istismarının sadəliyinə görə *borulu rekuperativ havaqızdırıcılar* (şəkil 3.43 və 3.44) daha geniş yayılmışlar. Bu havaqızdırıcılarda, bir qayda olaraq tüstü qazları borularla, hava isə borulararası fəza ilə hərəkət edirlər, çünki tüstü qazlarında qurum – yanacağı yanmamış hissəcikləri olduğundan, boruların iç səthlərinin təmizlənməsi daha rahatdır.

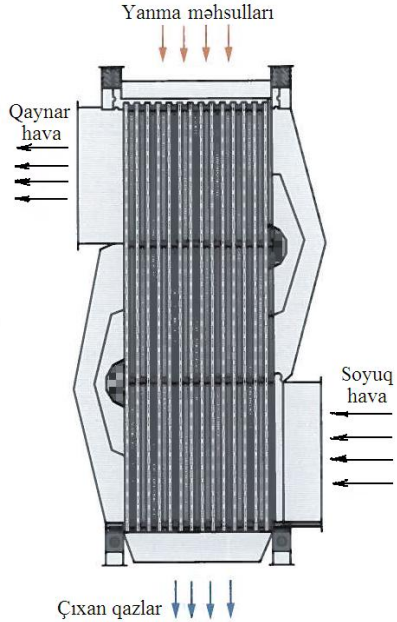
Sobanın içində quraşdırılmış havaqızdırıcılarda tüstü qazları konveksiya kamerasından sonra havaqızdırıcının borulararası fəzasına daxil olur, hava isə borularla hərəkət edir (şəkil 3.45).

Şəkil 3.46-da qızmış havanın bir hissəsinin dövr etdirilməsilə işləyən rekuperativ borulu havaqızdırıcının (RBH) konstruktiv eskizi verilmişdir. Havaqızdırıcı ümumi çərçivədə yerləşdirilmiş iki şaquli boru bölməsindən 1 ibarətdir. Bölmə borularının ölçüləri  $d_x \times s = (51 \times 1,5)$  mm və uzunluğu 5 m-dir.





Şəkil 3.43. Birgedişli borulu havaqızdırıcı

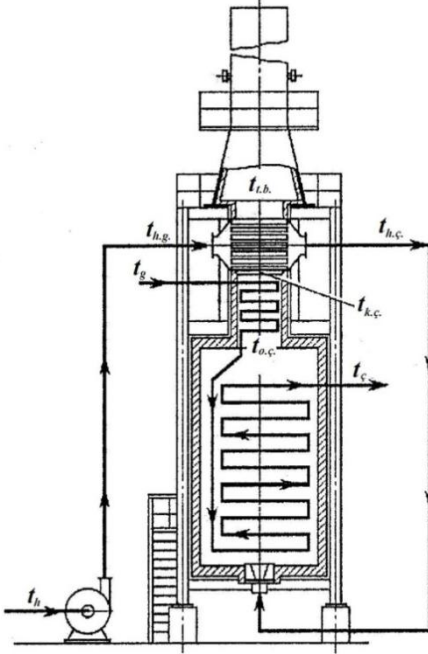


Şəkil 3.44. Çoxgedişli borulu havaqızdırıcı

Yuxarıda hər bir bölmədə boruların təmizlənməsi zamanı asanlıqla açılan, altı hissədən ibarət üst qapağı olan axıdıcı qutu 5 quraşdırılmışdır.

Havaqızdırıcı iki hissədən ibarət olduğundan boruların iş şəraiti yaxşılaşır. Qızdırılma zamanı boruların əyilməsi və onların boru şəbəkəsi ilə birləşmə yerlərində yüksək temperatur gərginlikləri istisna edilir. Bölmələrə hər iki tərəfdən ağzıgenlər 6,7 birləşdirilmişdir. Daxilində paylaşıldığı elementlər olan giriş ağzıgenində 6 qarışdırıcı kamer 2 bərkidilir. Tüştü qazları bölmənin aşağı hissəsinə verilir, şaquli yerləşdirilmiş borularla qutuya daxil olur, sonra ikinci bölmə ilə hərəkət edir və tüştü yoluna göndərilir. Soyuq hava öncə havaüfürücü ilə qarışdırma kamerinə 2 vurulur, burada dövr etdirilən qaynar hava ilə qarışaraq 80°C-yə qədər qızır, sonra

ağzığenin paylaşdırıcı elementlərilə bərabər paylanaraq bölmənin borulararası fəzasına daxil olur. Qızmış hava, əks tərəfdə yerləşmiş ağzığendən 7 çıxaraq hava xəttinə, sonra kollektora və daha sonra odluqlara verilir. Qaynar havanın bir

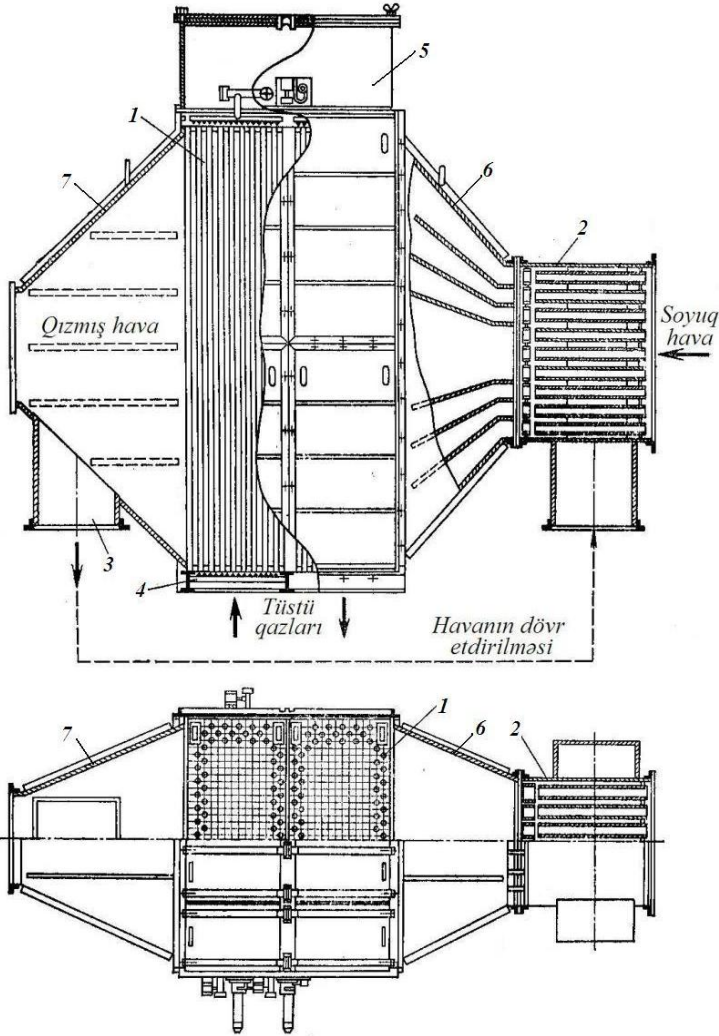


Şəkil 3.45. Havaqızdırıcının konveksiya kamerasında yerləşdirilməsi

hissəsi (40%-ə qədəri) baypas hava xəttinin qol borusu 3 vasitəsilə havaüfürücü ilə dövr etdirilir. Bu tip havaqızdırıcıdakı təzyiqlikləri: qaz xəttilə 1,2 kPa, hava xəttilə 0,8 kPa, dövr etdirmə xəttilə 0,5 kPa təşkil edir. Bu aparatların istilik mübadiləsi səthləri 670 – 1260 m<sup>2</sup> arasında dəyişir.

İstilikötürmə əmsalı K və tüstü qazı ilə havanın temperaturlarının orta fərqi  $\Delta t$  az olduğundan borulu havaqızdırıcıların istilik mübadiləsi səthi A, deməli kütləsi və qabarit ölçüləri böyük alınır. Onların ucuz olması, quraşdırılmasının və istismarının sadəliyi isə müsbət cəhətləridir.

Kükürlü birləşmələrin alçaq temperaturu korroziasının qarşısını almaq üçün havaqızdırıcıdan çıxan tüstü qazlarının temperaturu “şəhdüşmə nöqtəsindən” yüksək, yəni 150–180°C hədlərində olmalıdır. Ancaq soba işə salındıqda və aşağı istilik gücündə işlədikdə, yəni yanma məhsullarının alçaq temperaturlarında su buxarının kondensləşməsi baş verə bilər. Bu halda, alçaq temperatur zonasında korroziya ilə yanaşı uçan



Şəkil 3.46. Borulu havaqızdırıcı: 1-boru bölməsi; 2-qarışdırıcı kamera; 3-ştuser; 4-ucluqlu boru; 5-axıdıcı qutu; 6,7-ağzıqlar;

qurum hissəciklərinin qızma səthinə yapışması baş verir. Alınan nəm təbəqə səthə yapışqanlıq xassəsi verir və qurum hissəcikləri sıx kütlə halında sementləşirlər. Onlar tüstü

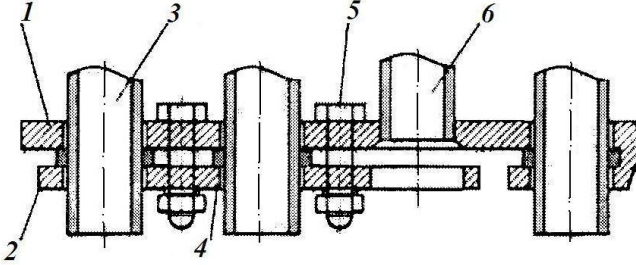
qazlarının keçid kəsiklərini azaldır, bəzən isə ayrı-ayrı borulartam tutulurlar və sobanın sonrakı istismarı mümkünsüz olur.

Kükürlü korroziyanın qarşısının alınması metodlarından biri havanın giriş temperaturunun yüksəldilməsidir. Bunun üçün havanı qabaqca qızdırır və ya yuxarıdakı kimi, qaynar hava ilə qarışdırırlar. Havanın qızdırılması üçün kənar mənbələrin (su və ya alçaq təzyiqli buxar) işlədilməsi tüstü qazlarının istiliyinin istifadəedilmə dərəcəsinə azaldır. Havanın ilkin qızmasını qurğuda alınan məhsulların hesabına həyata keçirmək olar, məsələn, hava ilə soyudan aparatda texnoloji axının istiliyi hesabına havanı 80 – 100°C-yə qədər qızdıraraq havaqızdırıcıya vermək olar. Digər tərəfdən, bu metod  $\Delta t$ -ni azaltdığından istilik mübadiləsi səthini artırır, qaynar hava ilə qarışdırılan halda isə əlavə olaraq, havaqızdırıcıdan və sorma-üfurmə avadanlıqlarından keçən havanın sərfi artdığından hava yolu sisteminin ölçüləri böyüyür və elektrik enerjisi sərfi çoxalır.

Tüstü qazları tərəfdən istilik mübadiləsi səthi atmosfer havası tərəfdəkindən xeyli çox olan, yəni xarici səthləri qabırğalanmış borulardan istifadə edilməsilə boru divarı temperaturunun tüstü qazlarının temperaturuna yaxınlaşdırmaq olar. Bu halda havaqızdırıcı bölmələrini müxtəlif qabırğalanma əmsallı borulardan yığmaqla, soyuq havanın girişində daha yüksək qabırğalanma əmsallı borular yerləşdirilir.

Korroziya ilə mübarizənin effektiv üsulu «soyuq» zonada şüşə boruların yerləşdirilməsini nəzərdə tutan havaqızdırıcı konstruksiyasıdır. Bu halda, alçaqtemperaturlu intensiv korroziya gedən havanın qızdırılmasının başlanğıc zonasında polad borular əvəzinə şüşə borular işlədilir. Şüşə havaqızdırıcının konstruksiyası metal borulununkuna oxşayır, ancaq şüşə borular dəhliz qaydasında üfqi yerləşdirilirlər: yanma məhsulları xarici səthi eninə yumaqla qalxır, hava isə boruların içi ilə hərəkət edir.

Şəkil 3.47-də şüşə borulu havaqızdırıcının bərkidilmə düyünü göstərilmişdir. Şüşə boruların 3 ucları boru şəbəkələrində 1 istiyədavamlı həlqəvi rezin araqların 4 köməyilə polad lövhələrlə 2 sıxılırlar. Sıxıcı lövhə və boru şəbəkəsi bir-birilə yaylı şaybalı boltlarla 5 bərkidilirlər.



Şəkil 3.47. Şüşə boruların bərkidilmə düyünü: 1-boru şəbəkəsi; 2-sıxıcı lövhə; 3-şüşə boru; 4-rezin araqları; 5-bolt; 6-polad borular

Havaqızdırıcının sərtliyi dəstin ayrı-ayrı yerlərində şüşə borular arasında yerləşdirilən polad borular –əlaqələndiricilərlə 6 təmin edilir. «Soyuq» şüşə borular dəstinintətbiqi nəticəsində kükürlü birləşmələr məcburən bu boruların səthində çöklər və sonradan yuyucu maye axını ilə yuyulurlar.

Bu halda, çıxan üstü qazlarının ifrat alçaq temperaturu – 50–80°C təmin edilə və sobanın f.i.ə. 92–94%-ə qədər yüksəldilə bilər.

Ancaq su təchizatına, «kükürlü suyun» təmizlənməsinə və istifadə edilməsinə əlavə istismar xərcləri və enerji sərfi, avadanlıqlar kompleksinə xidmət kimi məsələlər nəzərə alınmalıdır. Bundan başqa, «şüşə» havaqızdırıcının alınmasının və bütün sistemin quraşdırılmasının xərcləri, adi borulu havaqızdırıcının eyni xərclərini 3–5 dəfə üstələyir.

«Soyuq» zonada şüşə borularla yanaşı çuqun, keramik materiallar, eləcə də termiki dayanıqlı və turşuya davamlı emalla örtülmüş polad borular da tətbiq edilir. Bu materiallardan hazırlanmış havaqızdırıcılar korroziyaya

davamlı olsalar da, «nəm» təbəqənin yaranması və qurum hissəciklərinin qızma səthinə yapışmasından azad deyildirlər.

Beləliklə, bu havaqızdırıcılar istilik mübadiləsi səthinin işçi temperaturu şəhdüşmə nöqtəsindən aşağı olduqda, bir az uzun müddət işləyirlər, ancaq uzunömürlü deyildirlər. Onları adi rejimdə, yəni çıxan tüstü qazlarının temperaturu 150°C-dən çox olduqda istifadə etmək daha effektivdir. Bu halda onların istismar müddəti 20 ildən az olmur.

Bəzi məlumatlara görə, tüstü qazlarının temperaturunun 17–20°C azaldılması və bunun nəticəsində üfürülən havanın temperaturunun o qədər çoxalması 1% yanacağa qənaət etməyə imkan verir.

Hesablamalar [27] göstərir ki, sobanın içində quraşdırılmış havaqızdırıcıdan istifadə edildikə (f.i.ə. 85%) çəkilən xərclər 1 il müddətində, ayrıca quraşdırılmış lövhəli və ya borulu havaqızdırıcı olduqda (f.i.ə. 88%) – 4 il 8 ayda, ayrıca quraşdırılmış şüşəli havaqızdırıcı olduqda (f.i.ə. 92%) isə – 7 il 6 ayda çıxarılır.

Beləliklə, havaqızdırıcının tipinin seçilməsini həmişə çıxan tüstü qazlarının minimal temperaturunun və maksimal f.i.ə.-nin müəyyənləşdirmədiyi aydın olur.

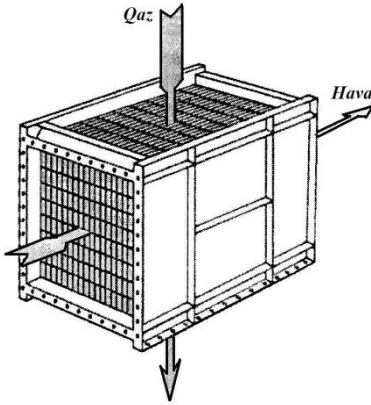
Yaddan çıxarılmamalıdır ki, yanma üçün verilən qızmış hava yanma temperaturunu əhəmiyyətli dərəcədə artırır, nəticədə yanma zamanı əmələ gələn və atmosfərə atılan azot oksidlərinin ( $\text{NO}_x$ ) miqdarı da çoxalır, yəni yanmanın ekoloji göstəriciləri pisləşir.

Digər tərəfdən odluğa qızmış havanın verilməsi yanma prosesini intensivləşdirir, havanın minimal artıqlıq əmsalı ilə yanacağın yandırılmasına imkan verir və tərkibində kükürtlü birləşmələr olan yanacaq yandırıldıqda isə  $\text{SO}_3$ -ün yaranmasını azaldır. Belə ki, havanın artıqlıq əmsalının alçaq qiymətlərində ( $\alpha=1,05 - 1,07$ ),  $\text{SO}_2$ -in ancaq 3%-i  $\text{SO}_3$ -ə çevrilir,  $\alpha=1,2$  olduqda isə kükürd iki oksidin 20%-i oksidləşir.

Nəzərə almaq lazımdır ki, avadanlıqların korroziyasını

azaltmaq üçün yanma məhsullarında oksigenin miqdarı 0,5–1,5%-dən artıq olmamalıdır.

Neft emalında *lövhəli rekuperativ havaqızdırıcılar* da geniş yayılmışlar. Bu aparatlarda hava lövhələr aralarında üfqi (şəkil 3.48), tüstü qazı isə qonşu aralıqlarda şaquli istiqamətlərdə hərəkət edirlər. Tüstü qazının yuxarıdan aşağı hərəkət etməsi qurum çöküntülərinin azaldılmasına kömək edir. Qurum çöküntülərilə tutulma təhlükəsi olduğundan, tüstü qazı üçün



Şəkil 3.48. Lövhəli havaqızdırıcının iş sxemi

kanalların en kəsiyi böyük götürülür. Müasir lövhəli havaqızdırıcılarda istilikötürmə əmsali analoji borulu aparatlardakından 2–3 dəfə çox olduğundan havaqızdırıcının kütləsinə və tutduğu sahəyə xeyli qənaət olunur. Borulu rekuperatorlarda olduğu kimi lövhəli havaqızdırıcılar bir- və çoxgedişli ola bilərlər.

Lövhəli havaqızdırıcılarda da kükürlü birləşmələrin korroziyası ilə mübarizə problemi öz ciddiliyini

saxlayır, istilik mübadiləsi səthinin təmizlənməsi isə daha sərt şəkildə ortaya çıxır, çünki boruların iç səthindən fərqli olaraq, lövhələrin səthini praktiki olaraq təmizləmək mümkün deyildir.

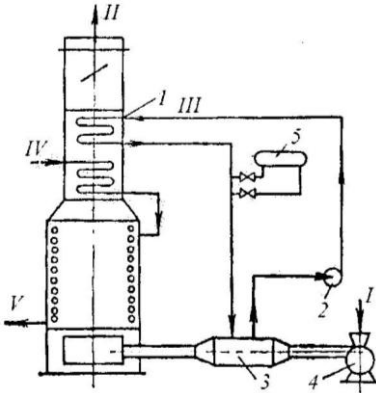
Tüstü qazlarının hərəkət etdikləri fəza tutulduqda, lövhələr paketlərini dəyişmək lazım gəlir. Bu, lövhəli havaqızdırıcının böyük çatışmazlığıdır. Bu tip havaqızdırıcının borulu ilə müqayisədə əsas üstünlüyü vahid həcmə və ya kütləyə aid edilmiş xeyli böyük xüsusi istilik mübadiləsi səthinin olmasıdır, yəni kiçik həcmdə böyük qızma səthi yerləşir.

Kükürlü birləşmələrin korroziyası məsələsinin həlli borulu aparatlarda olduğu kimi havanın giriş temperaturunun

yüksəldilməsi yolu ilə «soyuq» zonada istilik mübadiləsi səthi divarının temperaturunun qaldırılması və qazın hərəkət sürətini və turbulentiyyəni artırmaqla, istilikvermə əmsalının yüksəldilməsilə aradan qaldırılır. İngibitorlarla korroziyanın qarşısının alınması, «soyuq» temperaturlar zonasında qızma səthinin emalla örtülməsi, çuqun lövhələrdən istifadə edilməsi kimi üsullar da istehsalatda tətbiq tapmışlar.

*Yüksək üzvi aralıq istilikdaşıyıcının* köməyiylə mühitlərin qızdırılması və soyudulması praktiki olaraq, sənayenin bütün sahələrində, o cümlədən neft emalı və kimyada geniş tətbiq olunmalarına baxmayaraq, tüstü qazlarının istiliyindən istifadə edilməsi məqsədilə çox az işlədirlər.

Bütün sistem iki əsas aparatdan – istilikdaşıyıcının qızdırılma kamerasından və havaqızdırıcının özündən, eləcə də köməkçi avadanlıqlardan ibarətdir. Bu prinsiplə işləyən «Fallon» havaqızdırıcısının sxemi şəkil 3.49-da göstərilmişdir.



Şəkil 3.49. Aralıq istilikdaşıyıcı ilə havaqızdırıcı: I - hava; II - tüstü qazları; III - aralıq istilikdaşıyıcı; IV, V - məhsulun girişi və çıxışı; 1 - istilikdaşıyıcıyı qızdıran ilanvarı boru; 2 -dövredirici nasos; 3-istilikdaşıyıcısı; 4-hava üfürən; 5-genişləndirici tutum

Sistemin işinin istilik rejimləri və istilikdaşıyıcının sərfi düzgün seçildikdə, çıxan tüstü qazlarının temperaturu ilə şəhdüşmə nöqtəsi arasındakı fərqi 10°C-dən də aşağı salmaq olar. Bu halda, boruların korroziya ehtimalı praktiki olaraq sıfıra bərabərdir. Düzgün istismar edilərsə, aralıq istilikdaşıyıcı ilə tüstü qazlarının istiliyindən istifadə edilməsi sistemi 20



ildən çox müddətdə işləyə bilər. Hal-hazırda bu tip havaqızdırıcı «Aliter-Aksi» kompaniyası tərəfindən 10 ildən artıqdır ki, istismar edilir və təkrar istilikdən istifadə edilməsinin ən effektiv sistemlərindən biri kimi qəbul edilmişdir.

«İkonoteri» qızdırıcısında tüstü qazları və hava kameraları yanaşı yerləşdirilirlər və üzvi istilikdaşıyıcı borularla dövr edərək, növbə ilə qızma və soyuma zonalarından keçir.

Bu sistemin əsas çatışmazlığı nasoslar (əsas və ehtiyat), tutumlar, NÖC və tənzimləmə konturları kimi əlavə avadanlıqlardan istifadə edilməsidir. Bütün bunlar kapital qoyuluşunu və istismar xərclərini artırır.

*Termosifon* (şəkil 2.19) tiplihavaqızdırıcı müəyyən hissəsi istilikdaşıyıcı ilə doldurulmuş və hər iki ucu bağlanmış borular dəstindən ibarətdir. Borular qaz və hava axınlarını ayıran boru şəbəkəsinə nəzərən bucaq altında yerləşdirilirlər. Boruların aşağı ucları tüstü qazları mühitində (tüstü qazları ilə qızdırılan buxarlandırıcı hissə), yuxarı hissəsi isə hava axınında (hava ilə soyudulan kondensator hissəsi) yerləşdirilmişlər. Hər bir borucuq qızdırılan hissənin hündürlüyü qədər istilikdaşıyıcı ilə doldurulur. Hər bir borucuqda istilkdaşıyıcının halı onun temperaturu və ya təzyiqlə müəyyənləşir, çünki borucuğun qızdırılan hissəsində istilikdaşıyıcının buxarlanması ilə onun soyudulan hissədə kondensləşməsi eyni zamanda baş verir. Bu halda, buxarlanma və kondensləşmə hesabına, sadə qızdırma və soyutmaya nisbətən daha effektiv istilik mübadiləsi gedir. Bu tip havaqızdırıcının minimal aerodinamik müqavimətinin olması onun əsas üstünlüklərindən biridir. Belə istilik mübadiləsi sxemində havanın əvəzinə texnoloji suyu qızdırmaq və ya buxar almaq da olar.

İstilikdaşıyıcı boruların hazırlanmasının mürəkkəbliyi səbəbindən termosifon havaqızdırıcılar geniş tətbiq tapmamışlar.

**Regenerativ havaqızdırıcılar.** Bu tip havaqızdırıcılara

qızma səthinin növbə ilə qızdırılıb soyudulması ilə istilik mübadiləsi həyata keçirilən aparatlar aiddirlər. İstilik mübadiləsinin belə təşkili qaynar və soyuq mühitlər arasındakı ümumi səth vasitəsilə, bilavasitə istilik mübadiləsini aradan qaldırır.

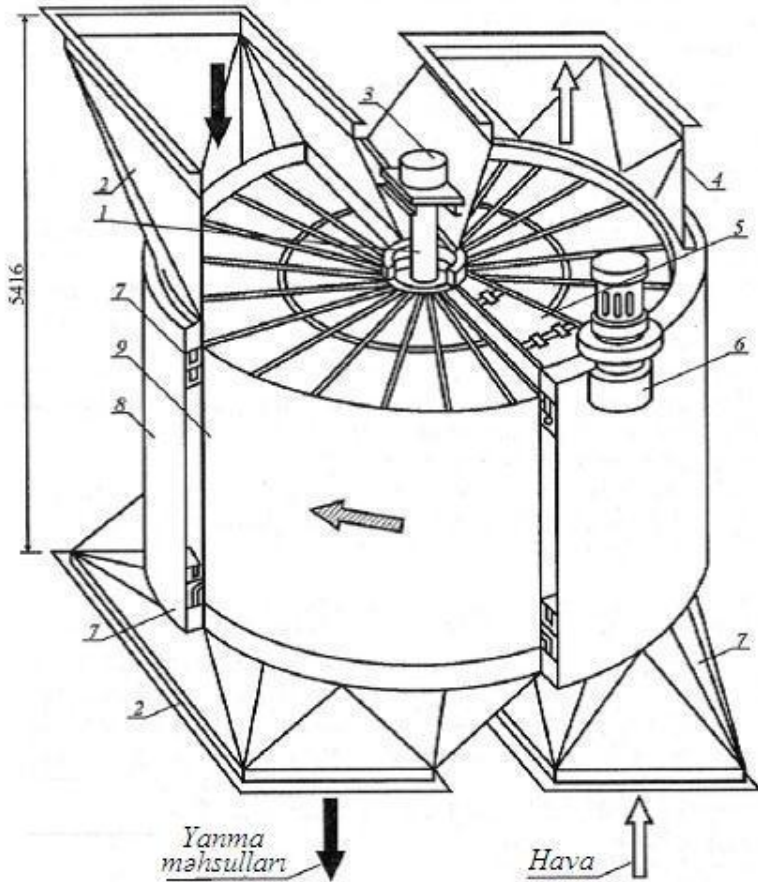
Bu tip istilikdəyişdiricilərin effektivlikləri rekuperativlilərə nisbətən xeyli yüksək olmalarına baxmayaraq, onlara neft emalı və kimya zavodlarında az rast gəlinir. Bu əsasən, ilkin kapital qoyuluşunun yüksək olması, hazırlanmasının və istismarının mürəkkəbliyi ilə əlaqədardır.

*Rotorlu havaqızdırıcılar (RHQ)* ilk dəfə 1923-ci ildə İsveç firması «Aktibolaget Yunqstrem Anqturbin» firması tərəfindən işə buraxılmışdır. Bundan sonra metallurgiya, energetika, neft-kimya və neft emalında geniş yayılmışlar. RHQ-nin iş prinsipi ondan ibarətdir ki, eyni istilik mübadiləsi səthi fırlanaraq, tüstü qazları ilə qızdırılır, sonra isə havanı qızdıraraq soyudulur.

RHQ-in *şaquqlu* və *üfqü* tipləri mövcuddur. Aparatın əsas elementi 1,5–3,0 dövr/dəq. tezliklə fırlanan rotordur (şəkil 3.50). Rotor qalınlığı 0,5–0,8 mm olan polad profil vərəqlərlə (doldurmalarla) doldurulur, radial və aksial arakəsmələrlə özəklərə ayrılır. 250 – 500 °C temperaturlu tüstü qazları gövdənin qapağının böyük kəsiyindən 2 keçərək, rotorun bu hissəsindəki doldurmanı qızdırır. Rotor fırlandıqda qızmış doldurma kiçik kəsikli tərəfə keçir. Bura tüstü qazlarının hərəkəti istiqamətinə əksinə 4 metal doldurmanın udduğu istiliklə qızan atmosfer havası verilir. RHQ-da tüstü qazlarının və qızmış havanın temperaturları arasındakı fərq 25–40 °C təşkil edir. Tüstü qazları 140–160°C-yə qədər soyudulur.

Soyuq havanın girişində qızma səthinin temperaturu tüstü qazlarının şəhdüşmə nöqtəsindən aşağı olduğundan səthin bu hissəsi intensiv korroziyaya və çirklənmələrə məruz qalır.

Aparatın istismar müddətini artırmaq üçün qızma səthinin soyuq hissəsi qalınlığı 1,0–1,2 mm olan, yəni daha qalın polad vərəqlərdən hazırlanırlar. Korroziyaya dayanıqlığı artırmaq



Şəkil 3.50. Rotorlu havaqızdırıcı: 1-rotorun valı; 2-tüstü qazının giriş və çıxışı; 3-yuxarı yastıq; 4-havanın giriş və çıxışı; 5-radial kipləşdirmə; 6-reduktorla elektrik mühərriki; 7-rotorun xarici kipləşdirməsi; 8-xarici örtük; 9-rotor

üçün işə aparatın soyuq hissəsində şüşə - keramik doldurmalar yerləşdirmək və doldurmaların səthlərini emalla örtmək olar. Havanı qabaqcadan 50 – 60°C-yə qədər qızdırmaqla, soyuq doldurmanın iş qabiliyyəti ehtiyatını artırmaq olar.

Tökmə çuqun kürəvi şəbəkələr qatı şəklində hazırlanmış

qızma səthi xüsusi maraq doğurur. Bu doldurma nazik legirli polad vərəqdən hazırlanan ənənəvi qızma səthini dəyişməklə, onun kütləsini 1,5 – 2,5 dəfə azaldır.

Bu aparatların əsas çatışmazlıqlarına qızma səthinin və kipləşdirmənin tez yeyilməsi, qızdırıcı vərəqlərdə bərk çöküntülərin əmələ gəlməsidir. Radial və dairəvi kipləşdirmələrin yeyilməsi nəticəsində araboşluqlarından havanın labüd itkiləri (20%-ə qədər) və onların tüstü qazları ilə qarışması baş verir və havaqızdırıcının işçi göstəriciləri pisləşir.

RHQ tipli regenerativ fırlanan havaqızdırıcı borulu havaqızdırıcı ilə müqayisədə bir sıra üstünlüklərə malikdir: 1 m<sup>2</sup> qızma səthinin kütləsi 2–3 dəfə azdır, RHQ-da istilikdaşıyıcıları ayırmaq üçün metal səthlər olmadığından, onlar daha yığcam olurlar və doldurmalara müxtəlif formalar vermək mümkündür. Nəticədə 1 m<sup>3</sup> doldurmanın qızma səthi 200 – 250 m<sup>2</sup>-a çatır, yəni RHQ az metaltutuludur. Müxtəlif doldurmalarından istifadə etməklə, keçid kəsiklərini və havaqızdırıcıların həcmi dəyişməklə olar. Qazın və havanın hərəkətinə müqavimət, eləcə də elektrik enerjisi sərfi çox deyildir. Bütün hissə və düyünlərə nəzarət etmək və onların təmirini aparmaq asandır. Kükürlü korroziyanın RHQ-nın işinə təsiri praktiki olaraq yoxdur. Hətta korroziya nəticəsində doldurmalar bir çox yerlərdə zədələnsə, bu hava ilə tüstü qazının qarışmasına gətirib çıxarmır və havaqızdırıcının işinə mane olmur.

İri sobalarda havanın ilkin qızdırılması nəzərdə tutulan RHQ tipli havaqızdırıcılardan istifadə edilməsi daha səmərəlidir. Hesablamalar göstərir ki, belə aqreqlə təchiz edilmiş sobalarda iqtisadi səmərə borulu rekuperatorla müqayisədə təqribən 1,5 dəfə yüksəkdir.

**Utilizasiya qazanları.** Tüstü qazlarının istiliyindən istifadə edilməsində utilizasiya qazanları da geniş tətbiq edilir. Utilizasiya qazanı öz ocağı olmayan və çıxan qazların istiliyi

hesabına istənilən təzyiqli su buxarı almaq üçün işlədilən buxar qazanıdır. Ocaq kimi tüstü qazları alınan sobanın radiasiya kamerası və ya texnoloji ocaqlar işlədilir.

Bir qayda olaraq, neft emalında utilizasiya qazanları qaynar tüstü qazları olduqda, qızdırıcı aparatlarda konveksiya kamerası olmadıqda, məsələn elementar kükürd alınması qurğusunun reaksiya ocağında və ya katalitik riforminq qurğusunda, eləcə də çoxlu miqdarda tüstü qazları alınan hallarda, məsələn AVQ-6 qurğusunun soba bloklarında tətbiq edilirlər.

Neft emalında sobanın içində yerləşdirilmiş utilizasiya qazanlarına üstünlük verilir. Belə olduqda utilizasiya qazanları sobanın yuxarı hissəsində konveksiya kamerasının yerində yerləşdirilir. 700–800°C temperaturu tüstü qazları radiasiya kamerasından bilavasitə buxar qızdırıcının istilik mübadiləsi səthinə, sonra isə buxar generatorunun və ekonomayzerin ilanvarı borularına daxil olur. Bundan sonra 150–180°C temperaturu tüstü qazları tüstü borusu vasitəsilə atmosfərə buraxılır.

Havaqızdırıcılarla müqayisədə utilizasiya qazanlarından istifadə edilməsinin üstünlüyünə, onun böyük ekolojiliyini göstərmək olar. Yuxarıda qeyd edildiyi kimi, yanma üçün qızmış havanın verilməsi, çıxan qazlarda  $\text{NO}_x$ -in qatılığını artırır. Utilizasiya qazanlarından istifadə edildikdə yanmaya soyuq hava verilir və  $\text{NO}_x$ -in artması effekti müşahidə edilmir.

Mənfi cəhətlərinə kimyəvi təmiz suya tələbatın olmasını aid etmək olar. Həm də, utilizasiya qazanlarının sxemləri və aparat tərtibatı havaqızdırıcı sistemlərdən xeyli mürəkkəbdir.

Tüstü qazlarının istiliyindən səmərəli istifadə edilməsi və uyğun aparatların düzgün və əsaslandırılmış seçilməsi böyük önəm daşıyır. Belə ki, onların qiyməti sobanın tikintisinə sərf olunan xərclərin 15–30%-ni təşkil edir.

Bundan başqa, sobadan çıxan tüstü qazlarının son

temperaturunun aşağı salınması tüstü yolunun aerodinamik müqavimətinin artmasına və sobada sormanın azalmasına gətirib çıxarır. Sormanı artırmaq üçün ya güclü tüstüorandan istifadə edilməli, ya da turşuyadayaıqlı materiallarla futerlənmiş daha hündür tüstü borusu quraşdırılmalıdır.

### 3.6. Borulu sobanın istilik-texnoloji hesabı

Verilmiş texnoloji prosesin aparılmasında istifadə edilən standart borulu sobanın tip-ölçüsü onun istilik-texnoloji hesabı əsasında seçilir.

#### 3.6.1. Yanma prosesinin hesabı

**Yanacaqın yanma istiliyi və tərkibi.** Maye yanacağın yanma istiliyini tapmaq üçün onun sıxlığı və elementlər üzrə tərkibi məlum olmalıdır. Maye yanacaqda hidrogenin miqdarı  $H$ , kütlə % ilə aşağıdakı empirik düsturla tapılır:

$$H = 26 - \rho_{15}^{15}, \quad (3.2)$$

burada  $\rho_{15}^{15} = \rho_4^{20} + 5\gamma - 15^\circ\text{C}$ -də yanacaqın nisbi sıxlığı;  $\rho_4^{20} - 20^\circ\text{C}$ -də yanacağın nisbi sıxlığı;  $\gamma - 1^\circ\text{C}$  üçün sıxlığın orta temperatur düzəlişi [4].

Yanacaqdakı karbonun miqdarı bərabərdir:

$$C = 100 - (H + S + O) \quad (3.3)$$

burada  $H, S, O$  – yanacaqda hidrogenin, kükürdün və oksigenin miqdarları, kütlə %.

Maye yanacağın alçaq yanma istiliyi  $Q_y^a$ , kC/kq-la aşağıdakı empirik düsturla hesablanır:

$$Q_y^a = 51916 - 0,879 \cdot 10^{-3} (\rho_{15}^{15})^2 - 211,2. \quad (3.4)$$

Əgər yanacaq müxtəlif maddələrin mürəkkəb qarışığıdırsa və onun elementlər üzrə tərkibi məlumdursa, onda onun alçaq yanmaistiliyi bu düsturla tapılır:

$$Q_y^a = 339C + 1030H + 109(S - O) - 25W, \quad (3.5)$$

burada  $W$ – yanacaqda nəmin miqdarı, kütlə %.

Qazvarı yanacağın alçaq yanma istiliyi  $Q_y^{a'}$ ,  $\text{kC/m}^3$  additivlik qaydası ilə hesablanır:

$$Q_y^{a'} = \sum_{i=1}^n Q_{y_i}^{a'} y_i', \quad (3.6)$$

burada  $Q_{y_i}^{a'}$ –yanacağın  $i$ -ci komponentinin alçaq yanma istiliyi,  $\text{kC/m}^3$ ;  $y_i'$ –yanacağın  $i$ -ci komponentinin həcm və ya mol payı.

Yanacağın ən çox yayılmış komponentlərinin yanma istiliklərinin qiymətləri cədvəl 3.5-də verilmişdir.

Cədvəl 3.5.

Yanacağın komponentlərinin alçaq yanma istilikləri

Komponent	$Q_y^a$ , MC/kq	$Q_y^{a'}$ , MC/m <sup>3</sup>	Komponent	$Q_y^a$ , MC/kq	$Q_y^{a'}$ , MC/m <sup>3</sup>
$H_2$	120,10	10,80	$C_3H_6$	45,84	86,06
$H_2S$	16,59	25,14	$C_3H_8$	46,42	91,32
$CO_2$	10,12	12,65	$C_4H_8$	45,38	113,50
$CH_4$	50,08	35,84	$n-C_4H_{10}$	45,79	118,73
$C_2H_2$	48,30	56,10	$i-C_4H_8$	45,96	109,30
$C_2H_6$	47,55	63,80	$n-C_5H_{12}$	45,42	146,10
$C_2H_4$	47,23	59,10	$i-C_5H_{12}$	45,06	141,00

Qazvarı yanacağın elementlər üzrə tərkibi, kütlə %-lə, aşağıdakı tənliklərlə hesablanıla bilər:

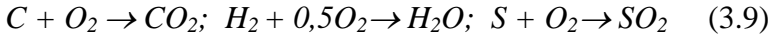
$$\left. \begin{aligned} C &= 12 \sum \frac{n_{C_i} y_i}{M_i} = \frac{12,01}{M_o} \sum n_{C_i} y_i' \\ H &= \sum \frac{n_{H_i} y_i}{M_i} = \frac{1}{M_o} \sum n_{H_i} y_i' \\ S &= 32 \sum \frac{n_{S_i} y_i}{M_i} = \frac{32}{M_o} \sum n_{S_i} y_i' \\ O &= 16 \sum \frac{n_{O_i} y_i}{M_i} = \frac{16}{M_o} \sum n_{O_i} y_i' \\ N &= 14 \sum \frac{n_{N_i} y_i}{M_i} = \frac{14}{M_o} \sum n_{N_i} y_i' \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

burada  $n_{C_i}$ ,  $n_{H_i}$ ,  $n_{S_i}$ ,  $n_{O_i}$ ,  $n_{N_i}$  – qazvarı yanacağın tərkibindəki ayrı-ayrı komponentlərin molekullarındakı uyğun olaraq karbon, hidrogen, kükürd, oksigen və azot atomlarının

sayı;  $y_i$  – qazvarı yanacağın  $i$ -ci komponentinin kütlə payı;  $M_i$  – yanacaq komponentlərinin molekül kütləsi, kq/kmol;  $M_o$  – qazvarı yanacağın orta molekül kütləsi, kq/kmol:

$$M_o = \sum M_i y_i' \quad (3.8)$$

**Havanın nəzəri sərfi.** Yanacağın tərkibindəki yanan elementlər olan C, H və S aşağıdakı reaksiyalarla oksidləşirlər (yanırlar):



Yanma reaksiyalarının bu sadə stexiometrik tənliklərindən istifadə etməklə, yanacağın tərkibindəki uyğun elementlərin kütlə faizilə ifadə edilmiş miqdarları C, H, S məlum olduqda, onların yanması üçün lazım olan oksigenin kütləsi hesablanır.

Belə ki, 1 kmol karbonun yanması üçün 1 kmol oksigen, yəni 12 kq karbonun yanması üçün 32 kq oksigen tələb olunur, onda C/100 kq karbonun yanması üçün:

$$(32:12) \cdot (C:100) = 0,267Ckq$$

oksigen lazımdır. Eyni qayda ilə hidrogenin yanması üçün 0,08H kq və kükürdün yanması üçün isə 0,01S kq oksigen tələb olunur. Tapılmış kəmiyyətləri toplayıb, yanacaqdakı oksigenin miqdarı  $O/100 = 0,01O$ -nı çıxaraq, oksigenin nəzəri kütləsini  $O_n$  alırıq:

$$O_n = 0,267C + 0,08H + 0,01S - 0,01O \quad (3.10)$$

Yanacağın yandırılması üçün tərkibində 23,2% (kütlə) oksigen olan hava işlədildiyindən, 1 kq yanacağın yandırılması üçün onun nəzəri kütlə sərfi ( $g_{h.n.}$ , kq/kq) bərabərdir:

$$g_{h.n.} = \frac{O_n}{0,232} = 0,115C + 0,345H + 0,043(S - O) \quad (3.11)$$

Normal şəraitdə (0 °C və 0,1 MPa) havanın sıxlığının  $\rho_h = 1,293 \text{ kq/m}^3$  olduğunu nəzərə alsaq, 1 kq yanacağın yanması üçün tələb olunan havanın nəzəri həcmi sərfi ( $V_{h.n.}$ ,  $\text{m}^3/\text{kq}$ ) üçün alırıq:

$$V_{h.n.} = \frac{g_{h.n.}}{1,293} = 0,089C + 0,267H + 0,033(S - O) \quad (3.12)$$

Elementlərin 1 kq yanacaqdakı kütlə faizləri ilə miqdarları



məlum olarsa, onların kilomolla miqdarlarını ( $n_i$ ) aşağıdakı ifadələrlə hesablamaq olar:

$$\left. \begin{aligned} n_c &= \frac{C}{100 \cdot 12}; n_{H_2} = \frac{H}{100 \cdot 2}; n_S = \frac{S}{100 \cdot 32}; \\ n_{O_2} &= \frac{O}{100 \cdot 32}; n_{N_2} = \frac{N}{100 \cdot 28}; n_W = \frac{W}{100 \cdot 18}; \end{aligned} \right\} \quad (3.13)$$

(3.9) tənliyini nəzərə alaraq 1 kq yanacağa sərf edilən oksigenin kilomolla nəzəri miqdarı aşağıdakı tənliklə tapılır:

$$O_N = n_c + 0,5n_{H_2} + n_S - n_{O_2}, \quad (3.14)$$

Oksigenin havadakı həcmi (mol) miqdarının 21% olduğunu nəzərə alsaq, 1 kq yanacağın yanması üçün lazım olan havanın kilomolla nəzəri miqdarı bərabərdir:

$$l_{h.n.} = \frac{O_N}{0,21}. \quad (3.15)$$

Havanın kütlə və kilomol miqdarları arasında aşağıdakı əlaqəni yazmaq olar:

$$g_{h.n.} = M_h \cdot l_{h.n.} = 29 \cdot l_{h.n.} \quad (3.16)$$

burada  $M_h = 29 \text{ kq/kmol}$  – havanın molekul kütləsi.

**Havanın artıqlıq əmsalı.** Yanacağın tam yanmasını təmin etmək üçün ocağa nəzəri sərfə nisbətən müəyyən qədər artıq hava verilir. Praktiki hava sərfinin ( $g_h$ ,  $V_h$  və  $l_h$ ) nəzəri hava sərfinə nisbəti havanın artıqlıq əmsalı adlanır və  $\alpha$  ilə işarə edilir:

$$\alpha = \frac{g_h}{g_{h.n.}} = \frac{V_h}{V_{h.n.}} = \frac{l_h}{l_{h.n.}} \quad (3.17)$$

$\alpha$  – nın qiyməti yanacağın növündən və yandırılma üsulundan, ocağın və odluğun konstruksiyalarından və i.a. asılı olmaqla, qaz yanacağı üçün  $\alpha = 1,02 - 1,15$ , maye yanacaq üçün isə  $\alpha = 1,2 - 1,5$  qəbul edilir və (3.17) ifadəsilə havanın praktiki sərfi hesablanır.

**Yanma məhsullarının (tüstü qazlarının) miqdarı və tərkibi.** 1 kq yanacaq yandıqda əmələ gələn yanma məhsullarının kütlə miqdarı  $G_{y.m.}$  (kq/kq) aşağıdakı ifadə ilə tapılır:

$$G_{y.m.} = 1 + \alpha g_{h.n.} + W_f \quad (3.18)$$

burada  $W_f = 0,3 - 0,6 \text{ kq/kq}$  – maye yanacağın püskürdülməsi üçün forsunkaya verilən buxarın sərfi,  $\text{kq/kq}$ . Qaz yanacağı üçün  $W_f = 0$ .

1  $\text{kq}$  yanacaq tam yandıqda alınan yanma məhsullarında ayrı-ayrı komponentlərin miqdarları  $m_i \text{ kq/kq}$  (yanacağın elementlər üzrə tərkibi məlum olduqda) aşağıdakı kimi tapılır. 1  $\text{kmol}$  karbon yandıqda 1  $\text{kmol}$   $\text{CO}_2$ , yəni 12  $\text{kq}$  C yandıqda 44  $\text{kq}$   $\text{CO}_2$  alınır. Onda  $\text{C}/100 \text{ kq}$  karbon yandıqda  $(44:12) \cdot (\text{C}:100) = 0,03667 \text{ kq}$   $\text{CO}_2$  alınır. Eyni qayda ilə mühakimə yürütməklə aşağıdakı tənlilikləri alırıq:

$$\left. \begin{aligned} m_{\text{CO}_2} &= 0,03667C; m_{\text{H}_2\text{O}} = 0,09H + 0,01W + W_f; \\ m_{\text{SO}_2} &= 0,02S; m_{\text{O}_2} = (\alpha - 1)g_{h.n.} \cdot 0,232; \\ m_{\text{N}_2} &= \alpha g_{h.n.} \cdot 0,768 + 0,01N_2 \end{aligned} \right\} (3.19)$$

burada  $W$  – yanacaqda namin %-lə (kütlə) miqdarı;  $0,768$  və  $0,232$  – havada azotun və oksigenin kütlə payları.

Yanma məhsullarının ümumi kütləsi:

$$G_{y.m.} = m_{\text{CO}_2} + m_{\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{SO}_2} + m_{\text{O}_2} + m_{\text{N}_2}. \quad (3.20)$$

Hesablamalar düzgün aparıldıqda (3.18) və (3.20) düsturları ilə  $G_{y.m.}$ -nin hesablanmış qiymətləri eyni alınır.

1  $\text{kq}$  yanacaq yandıqda alınan yanma məhsullarının həcmi  $V_{y.m.}$ -ni ( $\text{m}^3/\text{kq}$ ), onların kütləsini sıxlığa  $\rho_{y.m.}$  bölməklə tapmaq olar:

$$V_{y.m.} = \frac{G_{y.m.}}{\rho_{y.m.}} = \frac{1 + \alpha g_{h.n.} + W_f}{\rho_{y.m.}} \quad (3.21)$$

Yanma məhsullarının sıxlıqları normal şəraitdə bərabərdir:

maye yanacaq üçün  $\rho_{y.m.} = 1,29 - 1,31 \text{ kq/m}^3$ ;

qazvarı yanacaq üçün  $\rho_{y.m.} = 1,25 - 1,26 \text{ kq/m}^3$ .

Yanma məhsullarının komponentlər üzrə normal şəraitlərdə həcmi  $V_i$  ( $\text{m}^3/\text{kq}$ ):

$$V_i = \frac{m_i \cdot 22,4}{M_i}, \quad (3.22)$$

burada  $M_i$  – uyğun komponentin kmolunun kütləsi,  $\text{kq/kmol}$ ; 22,4 – normal şəraitdə 1  $\text{kmol}$  qazın həcmi,  $\text{m}^3/\text{kmol}$ .

(3.22) ifadəsini ayrı-ayrı komponentlər üçün yazaq:

$$V_{CO_2} = \frac{m_{CO_2} \cdot 22,4}{M_{CO_2}}; \quad V_{H_2O} = \frac{m_{H_2O} \cdot 22,4}{M_{H_2O}}; \quad V_{SO_2} = \frac{m_{SO_2} \cdot 22,4}{M_{SO_2}};$$

$$V_{O_2} = \frac{m_{O_2} \cdot 22,4}{M_{O_2}}; \quad V_{N_2} = \frac{m_{N_2} \cdot 22,4}{M_{N_2}}.$$

Yanma məhsullarının ümumi həcmi:

$$V_{y.m.} = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{SO_2} + V_{O_2} + V_{N_2} \quad (3.23)$$

Normal şəraitdən fərqlənən istənilən temperatur və təzyiqdə yanma məhsullarının həcmi  $V_t$  bərabərdir:

$$V_t = V_{y.m.} \frac{p_0 T}{p T_0}, \quad (3.24)$$

burada  $p_0 = 0,1 \text{ MPa}$  və  $T_0 = 273 \text{ K}$  – normal fiziki şərait;  $p$ ,  $\text{MPa}$  və  $T$ ,  $\text{K}$  – işçi şərait.

1 kq yanacaq yandıqda alınan yanma məhsullarında ayrı-ayrı komponentlərin kilomolla miqdarları  $N_i$  ( $\text{kmol/kq}$ ) aşağıdakı ifadələrlə hesablanır:

$$N_{CO_2} = n_c; \quad N_{H_2O} = n_{H_2} + n_w + W_f; \quad N_{SO_2} = n_s;$$

$$N_{O_2} = (\alpha - 1)O_N; \quad N_{N_2} = n_{N_2} + 0,79l_h.$$

Yanma məhsullarının kilomolla ümumi miqdarı:

$$N = N_{CO_2} + N_{H_2O} + N_{SO_2} + N_{O_2} + N_{N_2} \quad (3.25)$$

### **Yanma məhsullarının (tüstü qazlarının) entalpiyası.**

Yanacaq tam yandıqda karbon qazı ( $CO_2$ ), kükürd qazı ( $SO_2$ ), su buxarı ( $H_2O$ ) əmələ gəlir. Bundan başqa, yanma məhsullarında izafi oksigen ( $O_2$ ) və havadakı azot ( $N_2$ ) da olur. Yanacaq tam yanmadıqda, yanma məhsullarında dəm qazı ( $CO$ ), karbohidrogenlər, karbon və s. də ola bilər.

1 kq yanacaq yandıqda alınan qazların entalpiyası ( $\dot{I}_t$ ) dedikdə, onları  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  -dən verilmiş  $t$ ,  $^\circ\text{C}$  temperatura qədər qızdırmaq üçün lazım olan istilik miqdarı başa düşülür. Yanma məhsullarının entalpiyası additivlik qaydasına əsasən hesablanır:

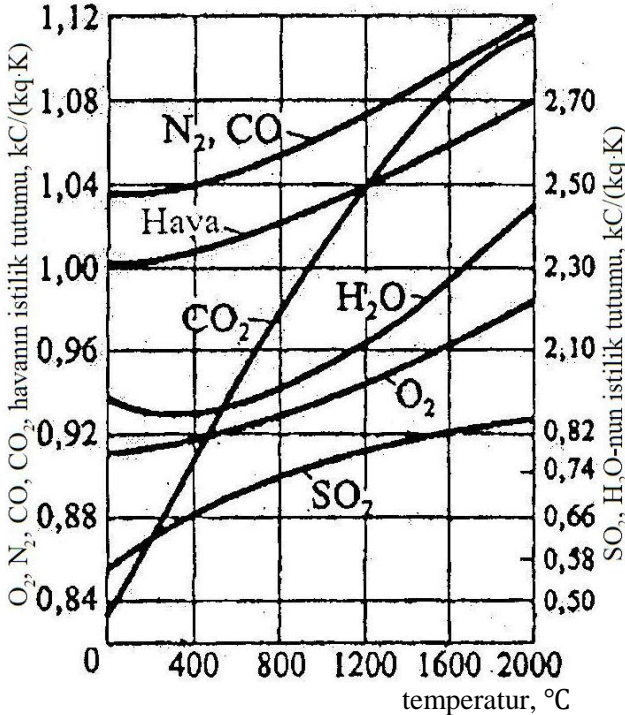
$$\dot{I}_t = \sum m_i \dot{I}_i = \sum m_i c_{p_i} t \quad (3.26)$$

və ya:

$$\dot{I}_t = m_{CO_2} \dot{I}_{CO_2} + m_{H_2O} \dot{I}_{H_2O} + m_{SO_2} \dot{I}_{SO_2} + m_{O_2} \dot{I}_{O_2} + m_{N_2} \dot{I}_{N_2},$$

burada  $\dot{I}_i = c_{p_i} t$  –  $i$ -ci komponentin  $t^\circ\text{C}$  temperaturda entalpiyası,  $\text{kC}/\text{kq}$ ;  $c_{p_i}$  –  $i$ -ci komponentin sabit təzyiqdə  $0$ -la  $t^\circ\text{C}$  arasındakı orta xüsusi istilik tutumu,  $\text{kC}/(\text{kq}\cdot^\circ\text{C})$ .

Şəkil 3.51-də yanacağın yanma məhsullarının ayrı-ayrı komponentlərinin istilik tutumları verilmişdir.



Şəkil 3.51. Qazların orta istilik tutumlarının temperaturdan asılılığı

Bir sıra hallarda, hesablamalarda yanma məhsullarının orta xüsusi istilik tutumunu aşağıdakı ifadə ilə hesablayırlar:

$$c_{p_{y.m.}} = 1,03 + 18,85 \cdot 10^{-5} T \quad (3.27)$$

burada  $T$  – yanma məhsullarının temperaturu,  $\text{K}$ .

Bu halda, yanma məhsullarının entalpiyası bərabərdir:

$$\dot{I}_t = G_{y.m.} c_{p_{y.m.}} t \quad (3.28)$$

Fərdi qazların xüsusi entalpiyalarının qiymətləri cədvəl 3.6-da verilmişdir. Adətən (3.26) və ya (3.28) düsturuna əsasən tüstü qazının  $I-t$  qrafiki qurulur.

Cədvəl 3.6.

Qazların xüsusi entalpiyaları,  $I_b$ , kC/kq  
(şərti başlanğıc temperatur –  $0^\circ\text{C}$ , təzyiq – atmosfer təzyiqi)

$t^\circ\text{C}$	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	CO	hava	H <sub>2</sub> O (buxar)
200	187,1	206,9	132,4	182,0	209,4	202,6	378,5
400	386,0	419,0	283,2	393,0	426,4	412,0	778,2
600	595,6	640,1	444,6	623,8	653,4	630,6	1204,0
800	812,6	870,5	612,8	868,2	888,8	856,8	1658,0
1000	1035,0	1108,0	783,0	1122,0	1132,0	1091,0	2143,0

**Məsələ 1.** Yanma prosesini hesablamalı.

*İlkin verilənlər.* İşlədilən qaz yanacağıının tərkibi (kütlə %) – CH<sub>4</sub>= 88,15; C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>= 1,54; C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>= 2,54; C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>= 6,14; CO<sub>2</sub>= 1,63.

*Həlli.*

♦ Yanacağın yanma istiliyi. Yanacağın alçaq yanma istiliyi (3.6) düsturu ilə hesablanır. Öncə yanacağın tərkibini həcm (mol) faizləri ilə hesablayaq. Bu məqsəd üçün aşağıdakı düsturdan istifadə edirik:

$$y'_i = \frac{y_i M_o}{M_i}$$

$M_o$ -un qiyməti bu ifadə ilə tapılır [4]:

$$\frac{1}{M_o} = \sum \frac{y_i}{M_i} = \frac{0,8815}{16} + \frac{0,0154}{30} + \frac{0,0254}{44} + \frac{0,0614}{58} + \frac{0,0163}{44} = 0,057613,$$

buradan  $M_o = 17,357$  kq/kmol.

Hesablamaların nəticələri cədvəl 3.7-də verilmişdir.

(3.6) ifadəsinə əsasən  $1 \text{ m}^3$  yanacağın alçaq yanma istiliyi bərabərdir:

$$\begin{aligned} Q_y^{a'} &= \sum_{i=1}^5 Q_{y_i}^{a'} \cdot y'_i = 35840 \cdot 0,95626 + 63800 \cdot 0,00891 + \\ &+ 91320 \cdot 0,01002 + 118730 \cdot 0,01838 + 12650 \cdot 0,00643 = \\ &= 38019 \frac{\text{kC}}{\text{m}^3}. \end{aligned}$$

Yanacağın tərkibindəki ayrı-ayrı komponentlərin alçaq yanma istiliklərinin  $Q_{y_i}^{a'}$  qiymətləri cədvəl 3.5-dən götürülmüşdür.

Normal şəraitdə qazın sıxlığı bərabərdir:

$$\rho_q = \frac{M_o}{22,4} = \frac{17,357}{22,4} = 0,775 \frac{\text{kq}}{\text{m}^3}.$$

1 kq yanacaqın alçaq yanma istiliyi bərabərdir:

$$Q_y^a = \frac{Q_y^{a'}}{\rho_q} = \frac{38019}{0,775} = 49057 \frac{\text{kC}}{\text{kq}}.$$

Cədvəl 3.7.

Kütlə faizlərindən mol faizlərinə keçmə hesablamaları

Komponentlər	$M_i$	$y_i$	$y_i M_{or}$	$y_i' = y_i M_{or} / M_i$
$CH_4$	16	88,15	1530	95,626
$C_2H_6$	30	1,54	26,73	0,891
$C_3H_8$	44	2,54	44,087	1,002
$C_4H_{10}$	58	6,14	106,572	1,838
$CO_2$	44	1,63	28,292	0,643
Cəmi		100,00		100,000

♦ Yanacağın elementlər üzrə kütlə % ilə tərkibini tapmaq üçün (3.7) tənliklərindən istifadə edirik:

Karbonun miqdarı:

$$C = 12 \sum \frac{n_{C_i} y_i}{M_i} = 12 \left( \frac{1 \cdot 88,15}{16} + \frac{2 \cdot 1,54}{30} + \frac{3 \cdot 2,54}{44} + \frac{4 \cdot 6,14}{58} + \frac{1 \cdot 1,63}{44} \right) = 74,95$$

Hidrogenin miqdarı:

$$H = \sum \frac{n_{H_i} y_i}{M_i} = \frac{4 \cdot 88,15}{16} + \frac{6 \cdot 1,54}{30} + \frac{8 \cdot 2,54}{44} + \frac{10 \cdot 6,14}{58} = 23,87;$$

Oksigenin miqdarı:

$$O = 16 \sum \frac{n_{O_i} y_i}{M_i} = 16 \cdot \frac{2 \cdot 1,63}{44} = 1,18;$$

♦ 1 kq yanacağın yanması üçün lazım olan havanın nəzəri miqdarı (3.11) düsturuna əsasən bərabərdir:

$$g_{h.n.} = 0,115 \cdot 74,95 + 0,345 \cdot 23,87 - 0,043 \cdot 1,18 = 16,8 \text{ kq/kq};$$

Havanın artıqlıq əmsalını  $\alpha = 1,08$  qəbul etsək, 1 kq yanacağın yanması üçün havanın praktiki sərfi (3.17) düsturuna əsasən bərabərdir:

$$g_h = \alpha g_{h.n.} = 1,08 \cdot 16,8 = 18,14 \text{ kq/kq},$$

və ya:

$$V_h = \frac{g_h}{\rho_h} = \frac{18,14}{1,293} = 14,03 \text{ m}^3/\text{kq},$$

◆ 1 kq yanacaq yandıqda əmələ gələn yanma məhsullarının miqdarını ( $kq/kq$ -la) (3.19) düsturu ilə tapırıq:

$$m_{CO_2} = 0,03667C = 0,03667 \cdot 74,95 = 2,75 \text{ kq/kq},$$

$$m_{H_2O} = 0,09H = 0,09 \cdot 23,87 = 2,15 \text{ kq/kq},$$

$$m_{O_2} = (\alpha - 1)g_{h.n.} \cdot 0,232 = (1,08 - 1) \cdot 16,8 \cdot 0,232 = 0,31 \text{ kq/kq},$$

$$m_{N_2} = \alpha g_{h.n.} \cdot 0,768 = 1,08 \cdot 16,8 \cdot 0,768 = 13,93 \text{ kq/kq}.$$

Yanma məhsullarının ümumi kütləsi (3.20) düsturu ilə tapılır:

$$G_{y.m.} = 2,75 + 2,15 + 0,31 + 13,93 = 19,14 \text{ kq/kq}.$$

(3.18) düsturu ilə yoxlama:

$$G_{y.m.} = 1 + \alpha g_{h.n.} = 1 + 1,08 \cdot 16,8 = 19,14 \text{ kq/kq}.$$

Hesabatda nəmin miqdarı nəzərə alınmır.

Yanma məhsullarının həcmə miqdarı (3.22) düsturu ilə hesablanır:

$$V_{CO_2} = \frac{2,75 \cdot 22,4}{44} = 1,40 \text{ m}^3/\text{kq}, \quad V_{H_2O} = \frac{2,15 \cdot 22,4}{18} = 2,68 \text{ m}^3/\text{kq},$$

$$V_{O_2} = \frac{0,31 \cdot 22,4}{32} = 0,22 \text{ m}^3/\text{kq}, \quad V_{N_2} = \frac{13,93 \cdot 22,4}{28} = 11,14 \text{ m}^3/\text{kq}.$$

Yanma məhsullarının ümumi həcmi (3.23) düsturu ilə bərabərdir:

$$V_{y.m.} = 1,40 + 2,68 + 0,22 + 11,14 = 15,44 \text{ m}^3/\text{kq}.$$

◆ Yanma məhsullarının sıxlığı (3.21) düsturu ilə tapılır:

$$\rho_{y.m.} = \frac{G_{y.m.}}{V_{y.m.}} = \frac{19,14}{15,44} = 1,24 \text{ kq/m}^3.$$

◆ 1 kq yanacaq yandıqda alınan yanma məhsullarının entalpiyasının hesabı (3.26) düsturu ilə aparılır.  $T=200^\circ\text{C}$ -də yanma məhsullarının entalpiyasını hesablayaq:

$$\begin{aligned} \dot{I}_{200} &= (2,75 \cdot 182 + 2,15 \cdot 398,15 + 0,31 \cdot 187,1 + 13,93 \cdot 206 = \\ &= 4253,6 \frac{\text{kC}}{\text{kq}}. \end{aligned}$$

Müxtəlif qazların entalpiyalarının qiymətləri  $\dot{I}_i$  cədvəl 3.6-dan götürülmüşdür.

(3.27) və (3.28) düsturları ilə hesabat aparıldıqda aşağıdakı nəticə alınır:

$$c_{p_{y.m.}} = 1,03 + 18,85 \cdot 10^{-5} \cdot 473 = 1,12 \text{ kC}/(\text{kq} \cdot \text{K}) \text{ və}$$

$$\dot{I}_{200} = 19,14 \cdot 1,12 \cdot 200 = 4287 \text{ kC/kq},$$

yəni (3.26) və (3.27) ilə (3.28) düsturları hesablamalarda alınan qiymətlər yaxındırlar. Xəta:

$$\frac{4287-4253,6}{4287} \cdot 100 = 0,78\%$$

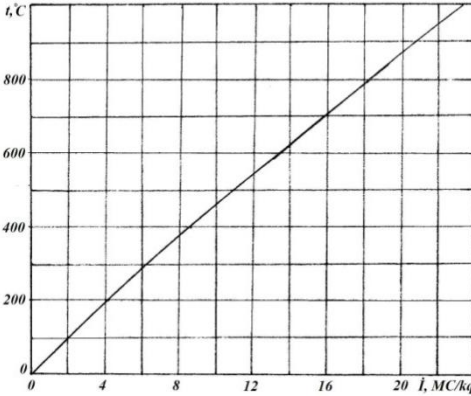
təşkil edir. Deməli, yanma məhsullarının entalpiyasını (3.27) və (3.28) düsturları ilə də hesablamaq olar.

Yanma məhsullarının müxtəlif temperaturlarda hesablanmış entalpiyalarının qiymətləri cədvəl 3.8. və şəkil 3.52–də verilmişdir.

Cədvəl 3.8.

Yanma məhsullarının entalpiyaları

$t, ^\circ\text{C}$	200	400	600	800	1000
$\dot{I}_b, \text{kC/kq}$	4253,6	8710,2	13405,3	18330,2	23448,2



Şəkil 3.52. Tüstü qazının entalpiyasının temperaturdan asılılığı qrafiki

### 3.6.2. Sobanın faydalı istilik gücü və yanacaq sərfi

Ümumi halda, sobada yanacaq yandıqda ayrılan istilik xammalın qızmasına  $Q_q$ , onun qismən və ya tam buxarlanmasına  $Q_b$  və sobanın borularında xammalın kimyəvi çevrilmələri baş verirsə, reaksiyanın endotermik effektinin  $Q_r$  ödənilməsinə sərf edilir. Tüstü qazlarının istiliyindən səmərəli istifadə edilməsi məqsədilə konveksiya kamerasında buxar və ya hava qızdırıcısı yerləşdirilərsə, həmin qızdırıcının aldığı istilik  $Q_{h.q.}$  də sobanın faydalı istilik yükünə  $Q_f$  aid edilir. Deməli, sobanın faydalı istilik gücü aşağıdakı ifadə ilə hesablanıla bilər:



$$Q_f = Q_q + Q_b + Q_r + Q_{h.q.} \quad (3.29)$$

Xammalın qızması və qismən buxarlanması baş verən sobaların faydalı istilik yükü və ya istilik gücü  $Q_f$ , kC/saat-la bu düsturla hesablanır:

$$Q_f = L[e\dot{I}_ç + (1 - e)i_ç - i_g] \quad (3.30)$$

burada  $L$ – xammalın sərfi, kq/saat;  $e$ –sobanın çıxışında xammalın buxarlanma dərəcəsi;  $\dot{I}_ç$  – sobanın çıxışında buxar fazanın entalpiyası, kC/kq;  $i_g, i_ç$  – sobanın girişində maye xammalın və sobanın çıxışında maye fazanın entalpiyaları kC/kq;

Sobada eyni zamanda bir neçə növ xammal qızdırılırsa, sobanın ümumi faydalı istilik gücü bərabərdir:

$$Q_f = \sum Q_{L_i} \quad (3.31)$$

burada  $Q_{L_i}$ – ayrı-ayrı axınların qızmasına sərf olunan istiliyin miqdarı, kC/saat.

Sobada yanacaq sərfi ( $B$ , kq/saat):

$$B = \frac{Q_f}{Q_y^a \eta_s} \quad (3.32)$$

### 3.6.3. Sobanın f.i.ə.

Sobanın effektivliyi onun termiki f.i.ə.  $\eta_s$  ilə xarakterizə olunur. Sobanın f.i.ə.-ni tapmaq üçün 1 kq yanacağa aid edilmiş, ümumi qaydaya: daxil olan istiliyin miqdarının sərf olunan istilik miqdarına bərabər olması prinsipinə əsasən sobanın istilik balansını yazaq:

$$Q_y^a + q_y + q_h + q_{s.b.} = Q_f + q_{y.m.} + q_i + q_{t.y.} \quad (3.33)$$

burada *sobaya daxil olan istiliklər*, kC/kq:  $q_y = c_{p_y} t_y$  – yanacağın özünün istiliyi;  $q_h = g_h c_{p_h} t_h$  – yanacağın yanması üçün verilən havanın  $g_h$  sobaya gətirdiyi istilik;  $q_{s.b.} = W_f c_{p_{s.b.}} t_{s.b.}$  – maye yanacağın püskürdülməsi üçün forsunkaya verilən su buxarının sobaya gətirdiyi istilik;

sərf olunan istiliklər,  $kC/kq$ :  $q_{y.m.} = G_{y.m.} c_{p_{y.m.}} t_{y.m.}$  – yanma məhsulları (tüstü qazları) ilə istilik itkisi;  $q_i$  – soba divarlarından ətraf mühitə istilik itkisi;  $q_{t.y.}$  – yanacağın tam yanmaması səbəbindən istilik itkisi;

(3.33) tənliyinin sol tərəfindəki istiliklər arasında əsas payı (97 – 98%) yanacağın yanma istiliyi  $Q_y^a$  təşkil etdiyini və yanacağın tam yanmaması səbəbindən istilik itkisinin digər istiliklərlə müqayisədə olduqca kiçik, yəni  $q_{t.y.} = 0$  olduğunu qəbul etsək, aşağıdakı alınır:

$$Q_y^a = Q_f + q_{y.m.} + q_i \quad \text{və} \quad Q_f = Q_y^a - q_{y.m.} - q_i \quad (3.34)$$

Sonuncu bərabərliyin bütün hədlərini  $Q_y^a$ -ya bölsək:

$$\eta_s = \frac{Q_f}{Q_y^a} = 1 - \frac{q_{y.m.}}{Q_y^a} - \frac{q_i}{Q_y^a} \quad \text{alınır.} \quad (3.35)$$

Beləliklə, borulu sobanın termiki faydalı iş əmsalı, əsasən sobadan çıxan yanma məhsulları ilə aparılan və sobanın divarlarından ətraf mühitə ötürülən istiliklərin nisbi miqdarlarından asılıdır. Sobadan çıxan yanma məhsulları ilə aparılan istilik havanın artıqlıq əmsalı  $\alpha$  və bu qazların temperaturu  $t_{y.m.}$  ilə müəyyənləşir. Sobanın tipindən və havanın artıqlıq əmsalından asılı olaraq,  $q_{y.m.}/Q_y^a = 0,15 - 0,25$  və daha artıq ola bilər.

Yanma məhsulları ilə istilik itkisini azaltmaq məqsədilə sobadan çıxan yanma məhsullarının temperaturu  $t_{y.m.}$  mümkün qədər aşağı olmalıdır. Konveksiya kamerası borularının istilik mübadiləsi səthinin optimal qiymətdə olması üçün onun çıxışında yanma məhsullarının temperaturu  $t_{k.ç.}$  həmin kameraya daxil olan xammalın temperaturu  $t_{g.k.}$ -dən 100 – 150°C artıq olmalıdır, yəni:

$$t_{k.ç.} = t_{g.k.} + (100 - 150)^\circ\text{C}$$

Çıxan tüstü qazlarının temperaturu tüstü borusunun işinə təsir edir. Təbii sormada çıxan qazların temperaturu 250°C-dən az olmamalıdır. Tüstüorandan istifadə edildikdə, çıxan qazların temperaturu az da qəbul oluna bilər.

Yanma məhsullarının istiliyi yanacağıın yandırılmasına verilən havanın qızdırılması, eləcə də su buxarı alınması üçün istifadə oluna bilər. Konveksiya borularının səthinin artırılması hesabına  $t_{y.m.}$ -in aşağı salınması, çox halda iqtisadi cəhətdən sərfəli hesab olunmur. Digər tərəfdən, yanma məhsullarındakı korroziyaedici birləşmələrin kondensləşməsini aradan qaldırmaq üçün onun temperaturunu tüstü qazlarının şəhdüşmə nöqtəsi adlanan temperaturundan 15 – 20°C artıq saxlamaq məsləhət görülür.

Adətən  $q_i/Q_y^a = 0,02 - 0,08$  olur; kiçik qiymətlər böyük faydalı istilik güclü ( $> 17,5$  MVt) sobalara uyğun gəlir. Hörgüdən itən istiliyin 70 – 80%-i radiasiya bölməsi divarlarının payına düşür.

### 3.6.4. Radiasiya bölməsinin hesabı

Radiasiya bölməsinin hesabı ocağın istilik balansı və ocaqda istiliyin ötürülməsi tənliklərinin birgə həllinə əsaslanır. Ocağın istilik balansını enerjinin saxlanması qanununa əsasən aşağıdakı tənliklə ifadə oluna bilər:

$$Q_o = Q_r + Q_{k.a.}, \quad (3.36)$$

burada  $Q_o$  – yanacaq yandırıldıqda ocağa gətirilmiş istilik, kC/saat;  $Q_r$  – radiasiya borularına şüalanma və sərbəst konveksiya ilə verilmiş istilik, kC/saat;  $Q_{k.a.}$  – yanma məhsulları ilə konveksiya kamerasına aparılan istilik, kC/saat.

Beləliklə yazmaq olar:

$$BQ_y^a \eta_o = Q_r + BG_{y.m.} c_{p_{y.m.}} (T_{o.ç.} - T_o), \quad (3.37)$$

burada  $\eta_o = 0,95 - 0,98$  – ocağın f.i.ə.,  $T_{o.ç.}$  – yanma məhsullarının ocağın çıxışında temperaturu, K;  $T_o$  – ilkin sistemin gətirilmiş temperaturu; ətrafdakı havanın temperaturuna bərabər götürülə bilər, K.

Sistemin gətirilmiş temperaturu dedikdə, yanacağıın yanma

istiliyi ayrılana qədər ocaqda qarışdırılan yanacaq, hava, su buxarı (maye yanacaqdan istifadə edildikdə), dövr edən qazlar qarışığının temperaturu başa düşülür.

Radiasiya borularına istilik şüalanma  $Q_{r\dot{s}}$  və konveksiya  $Q_{rk}$  ilə ötürülür:

$$Q_r = Q_{r\dot{s}} + Q_{rk} \quad (3.38)$$

Boruların (udan və ya soyuq səth) və yanma məhsullarının (şüalanan səth) səthlərinin paralel və düz, onlar arasındakı məsafə ilə müqayisədə olduqca böyük olduqlarını və onların temperaturlarının dəyişməz qaldığını, eləcə də divarların tamamilə izolyasiya olunduğunu, yəni onlara düşən şüaların hamsının sobanın içinə əks olunduğunu qəbul etsək, şüalanma ilə istiliyin verilməsi Stefan-Boltzman tənliyi ilə tapıla bilər.

Yanma məhsullarının orta effektiv temperaturunun müəyyənləşdirilməsinin mürəkkəbliyini nəzərə alaraq, boruların udma səthinə ekvivalent mütləq qara səth  $A_s$  anlayışından istifadə edilir. Mütləq qara səthin yanma məhsullarının ocaqdan çıxma temperaturunda ( $T_{o.ç.}$ , K) şüalanması, bütün düzünə və əks olunan şüalanmalara bərabərdir. Başqa sözlə desək, ekvivalent mütləq qara səthin  $T_{o.ç.}$  temperaturunda şüalanma ilə verdiyi istiliyin ümumi miqdarı ekranın həqiqi səthinin ocaqdakı faktiki şəraitdə yalnız şüalanma ilə aldığı istiliyə  $Q_{r\dot{s}}$  bərabərdir [3]:

$$Q_{r\dot{s}} = C_s A_s \left[ \left( \frac{T_{o.ç.}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_d}{100} \right)^4 \right], \quad (3.39)$$

burada  $C_s = 5,67 \text{ Wt}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$  – mütləq qara cismin şüalandırma sabiti;  $T_d$  – radiasiya borularının xarici səthinin orta temperaturu, K;

Ekvivalent mütləq qara səth aşağıdakı tənliklə tapılır:

$$A_s = \frac{Q_o}{q_s} = \frac{B Q_y^2 \eta_o}{q_s}, \quad (3.40)$$

burada  $q_s$  – ekvivalent mütləq qara səthin istilik gərginliyi,  $\text{kC}/(\text{m}^2 \cdot \text{saat})$ .

(3.38) düsturundakı konveksiya ilə alınan istilik  $Q_{rk}$  aşağıdakı tənliklə hesablanır:

$$Q_{r.k.} = \alpha_k A_r (T_{o.ç.} - T_d), \quad (3.41)$$

burada  $\alpha_k$  – yanma məhsullarından (tüstü qazlarından) radiasiya borularına sərbəst konveksiya ilə istilikvermə əmsalı,  $Vt/(m^2 \cdot K)$ :

$$\alpha_k = 2,1 \sqrt[4]{T_{o.ç.} - T_d} \quad (3.42)$$

düsturu ilə hesablanır;  $A_r$  – radiasiya borularının qızma səthi,  $m^2$ .

Beləliklə, bu metodika aşağıdakı tənliyin hesabını nəzərdə tutur:

$$BQ_y^a \eta_o = C_s A_s \left[ \left( \frac{T_{o.ç.}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_d}{100} \right)^4 \right] + \alpha_k A_r (T_{o.ç.} - T_d) + BG_{y.m.} c_{p_{y.m.}} (T_{o.ç.} - T_o) \quad (3.43)$$

Bu tənliyi həll etmək üçün şüalandıran və udan mənbələrin temperaturları məlum olmalıdır.

Sobanın radiasiya bölməsinin hesabladığıda alovun közərmiş hissəciklərinin və tüstü qazının üçatomlu komponentlərinin şüalanmaları, sərbəst konveksiya, divarın şüalanması, kameranın forma və ölçülərinin nisbəti, ekranlaşma dərəcəsi, yanacağıın növü və yanma üsulu və s. kimi bir çox amillər nəzərə alınmalıdır. Ona görə də, belə bir mürəkkəb məsələnin həllində müxtəlif empirik düsturlar və qrafiklərdən geniş istifadə edilir [3].

### **Radiasiya bölməsinin hesabının algoritmi.**

1. Sobanın tətbiq sahəsinə uyğun olaraq (cədvəl 3.9), ocağı tərk edən yanma məhsullarının ehtimal olunan temperaturunu  $t_{o.ç.}$ , °C qəbul etməli:

$$T_{o.ç.} = t_{o.ç.} + 273, K$$

2. Yanmanın maksimal hesabi temperaturunu  $T_{max}$ , K tapmalı:

$$T_{max} = T_o + \frac{Q_y^a \eta_o}{G_{y.m.} c_{p_{y.m.}}} \quad (3.44)$$

burada  $G_{y.m.} \cdot c_{p_{y.m.}} = m_{CO_2} c_{p_{CO_2}} + m_{H_2O} c_{p_{H_2O}} + m_{SO_2} c_{p_{SO_2}} + m_{N_2} c_{p_{N_2}} + m_{O_2} c_{p_{O_2}}$ . (3.45)

3. Xammalın radiasiya borularında aldığı istiliyin miqdarını  $Q_r$  kC/saat, müəyyənləşdirməli:

$$Q_r = B \left( Q_y^a \eta_o - i_{t_{o.ç.}} \right) \quad (3.46)$$

burada  $i_{t_{o.ç.}}$  – ocağı tərk edən üstü qazlarının  $t_{o.ç.}$  temperaturunda entalpiyası, kC/kq.

4. Konveksiya bölməsində xammala verilən istiliyin miqdarını  $Q_k$ , kC/saat hesablamalı:

Cədvəl 3.9.

$t_{o.ç.}$ -nin məsləhət görülən qiymətləri

Sobaların tətbiq sahəsi	$t_{o.ç.}, ^\circ C$
Neftin, mazutun qızdırılması	700 – 850
Katalitik və termiki krekinq xammallarının qızdırılması	800 – 900
Seçici həlledicilərin qovulması sobaları	700 – 800
Piroliz sobaları	1000-ə qədər

$$Q_k = Q_f - Q_r \quad (3.47)$$

5. Xammalın konveksiya bölməsindən radiasiya bölməsinə keçid nöqtəsində (konveksiya bölməsinin çıxışında) entalpiyasını  $i_{t_{ç.k.}}$  hesablayaraq, onun həmin nöqtədə temperaturunu  $t_{ç.k.}, ^\circ C$  ( $T_{ç.k.}, K$ ) tapmalı:

$$i_{t_{ç.k.}} = i_{t_g} + \frac{Q_k}{L} \quad (3.48)$$

burada  $i_{t_g}$  – sobaya (konveksiya bölməsinə) giriş temperaturunda xammalın entalpiyası, kC/kq. Bu düsturla hesablanan  $i_{t_{ç.k.}}$  entalpiyasına görə  $T_{ç.k.}, K$  temperaturu (əlavə 1) tapılır.

6. Radiasiya borularının xarici səthinin temperaturunu  $T_d$  aşağıdakı tənliklə hesablamalı:

$$T_d = \frac{T_{\zeta,k.} + T_{\zeta}}{2} + \Delta \quad (3.49)$$

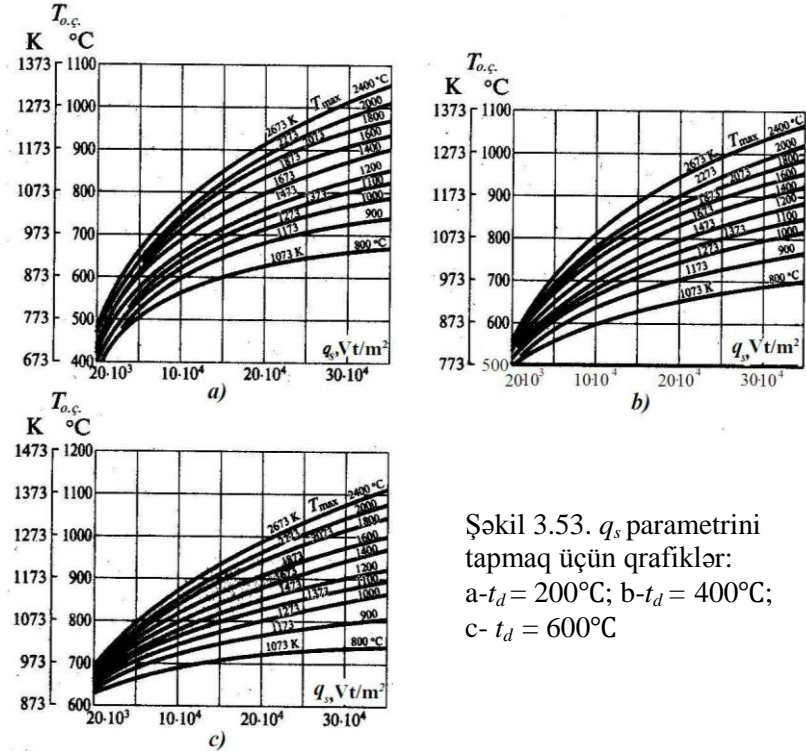
burada  $T_{\zeta}$  – sobanın çıxışında xammalın temperaturu, K;  $\Delta = 20 - 120$  K – çöküntülər hesabına borunun temperaturunun yüksəlməsi.

7. Ekvivalent mütləq qara səthin sahəsi  $A_s$ -i aşağıdakı düsturla tapmalı:

$$A_s = \frac{Q_f}{q_s} = \frac{BQ_y^0 \eta_o}{q_s} \quad (3.50)$$

Mütləq qara səthin istilik gərginliyi  $q_s$  məlum  $T_{o,\zeta}$ ,  $T_{max}$  və  $T_d$  temperaturlarına əsasən, şəkil 3.53-dən müəyyənləşdirilir.

8. Hörgünün ekranlaşma dərəcəsinə  $\varphi$  qəbul etməli. Müasir sobalar üçün  $\varphi = 0,3 - 0,5$ .



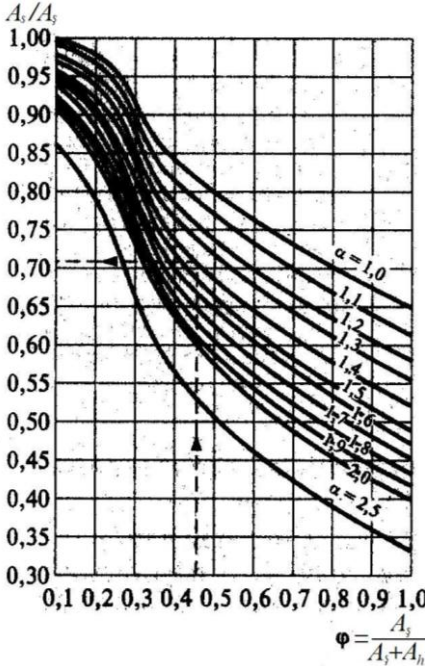
Şəkil 3.53.  $q_s$  parametrini tapmaq üçün qrafiklər:  
a-  $t_d = 200^\circ C$ ; b-  $t_d = 400^\circ C$ ;  
c-  $t_d = 600^\circ C$

9. Şəkil 3.54-dəki qrafiklərdən istifadə edərək, ekvivalent şüa qəbul edən səthi  $A_s$  müəyyənləşdirməli:

$$A_s = \frac{A_s}{\left[ \frac{A_s}{A_s} \right]} \quad (3.51)$$

Borular perimetri üzrə tüstü qazları ilə bərabər qızdırılmadığından və ocaqdakı istiliyin hamısını qəbul etmədiyindən, hesabatda ekvivalent şüa qəbul edən səth  $A_s$  anlayışı daxil edilir. Ekvivalent şüa qəbul edən səth dedikdəfaktiki ekran səthinin qəbul etdiyi qədər istilik qəbul edən səth başa düşülür.

10. Hottel qrafiklərindən (şəkil 3.55) istifadə edərək, boruları əvəz edən ekranlanmış düz səthin sahəsini tapmalı:



Şəkil 3.54.  $A_s/A_s$  tapmaq üçün qrafik

$$A' = \frac{A_s}{K}, \quad (3.52)$$

burada  $K$  –forma faktoru: faktiki boruların, tam ekranlanmış səthin eyni şəraitdə udacağı istiliyin hansı payını udduğunu göstərir. Şəkil 3.54-dən görünür ki, forma faktoru boruların oxları arasındakı məsafədən, onların diametrindən və cərgələrin sayından asılıdır.

11. Boruların uzunluğunu  $l_b$  qəbul edərək, onun tüstü qazları ilə bilavasitə yuyulan hissəsini  $l_f$  hesablamalı və ekranın enini  $h$  tapmalı:

$$l_f = l_b - 0,5 m \quad (3.53)$$



$$h = \frac{A}{l_f} \quad (3.54)$$

12. Sobanın konstruksiyasını seçməli və radiasiya bölməsindəki boruların sayını hesablamalı:

$$n_r = \frac{h-d_x}{t} + 1 \quad (3.55)$$

burada  $d_x$ –borunun xarici diametri, m;  $t = (1,5-2,0)d_x$  –boruların oxları arasındakı məsafə, m.

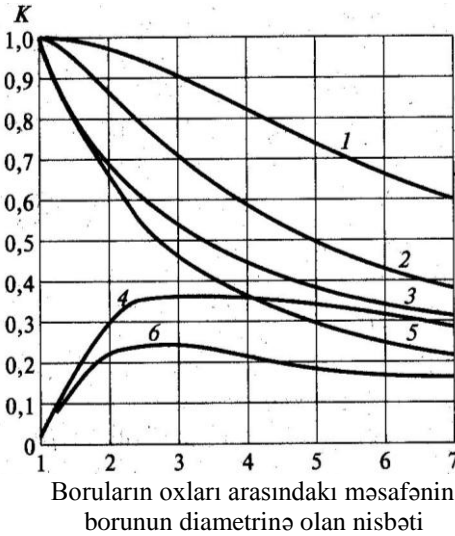
13. Radiasiya borularının səthinin sahəsini hesablamalı:

$$A_r = \pi d_x l_f n_r \quad (3.56)$$

14. Radiasiya bölməsinin faktiki ölçülərini nəzərə almaqla, hörgünün ümumi səthinin sahəsini tapmalı:

$$\sum A_h = A_d + A_o \quad (3.57)$$

burada  $A_d$ – bütün divarların sahəsi, m<sup>2</sup>;  $A_o$ – döşəmə və



Şəkil 3.55. Forma faktorunu K tapmaq üçün Hottel qrafiki: 1-iki boru cərgəsinə verilən istiliyin ümumi miqdarı. İki boru cərgəsi mövcuddur; 2-borunun birinci cərgəsinə verilən istiliyin ümumi miqdarı. Ancaq bir boru cərgəsi mövcuddur; 3-birinci cərgəyə verilən, düzünə və əks olunan istiliyin ümumi miqdarı; 4-borunun ikinci cərgəsinə verilən, düzünə və əks olunan istiliyin ümumi miqdarı; 5-borunun birinci cərgəsinə düzünə şüalanma; 6- borunun ikinci cərgəsinə düzünə şüalanma;

tavanın sahəsi, m<sup>2</sup>.

15. Boruların sayını hesabladıqdan və onların radiasiya kamerasında yerləşdirdikdən sonra ekranlanmış hörgünün həqiqi sahəsi A-nı tapmalı.

16. Dəqiqləşdirilmiş ekvivalent şüa qəbul edən səthi  $A_s$  hesablamalı:

$$A_s = KA. \quad (3.58)$$

17. Hörgünün ekranlanma dərəcəsini hesablamalı:

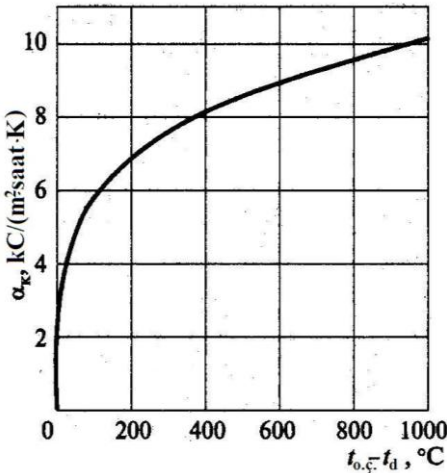
$$\varphi = \frac{A_s}{\sum A_h} \quad (3.59)$$

Əgər  $\varphi$ -nin hesablanmış qiyməti, qabaqlar qəbul edilmiş qiymətə uyğun deyildirsə,  $\varphi$ -nin yeni qiyməti qəbul edilərək, hesabat təkrarlanır.

18. Yanma məhsullarından radiasiya borularına sərbəst konveksiya ilə istilikvermə əmsalı  $\alpha_k$ -ni (3.42) düsturu ilə hesablamalı və ya şəkil 3.56-dəki qrafikdən götürməli.

19. Ocaqdakı istilikötürmənin temperatur düzəlişini  $\Delta T$  tapmalı:

$$\Delta T = \frac{\alpha_k A_r (T_{max} - T_d) - C_s A_s T_d^4 \cdot 10^{-8}}{BG_{y.m.} c_{pT} + \alpha_k A_r}. \quad (3.60)$$



Şəkil 3.56. Sərbəst konveksiya ilə istilikvermə əmsalını tapmaq üçün qrafik

$\Delta T$  konveksiya ilə hədd istilikötürmənin ekranın əks olunan şüalandırma üzərində artıqlığını ( $\Delta T > 0$ ) və ya əksikliyi ( $\Delta T < 0$ ) xarakterizə edir.

20. Şüalandırma arqumentini  $x$  aşağıdakı düsturla hesablamalı:

$$x = \frac{10A_s C_s}{BG_{y.m.} c_{pT} + \alpha_k A_r} \left( \frac{T_{max} - \Delta T}{1000} \right)^3. \quad (3.61)$$

21. Şəkil 3.57-dəki qrafikdən istifadə edərək, şüalandırma arqumentinin qiymətinə görə şüalandırma xarakteristikasını  $\beta_s$  tapmalı.

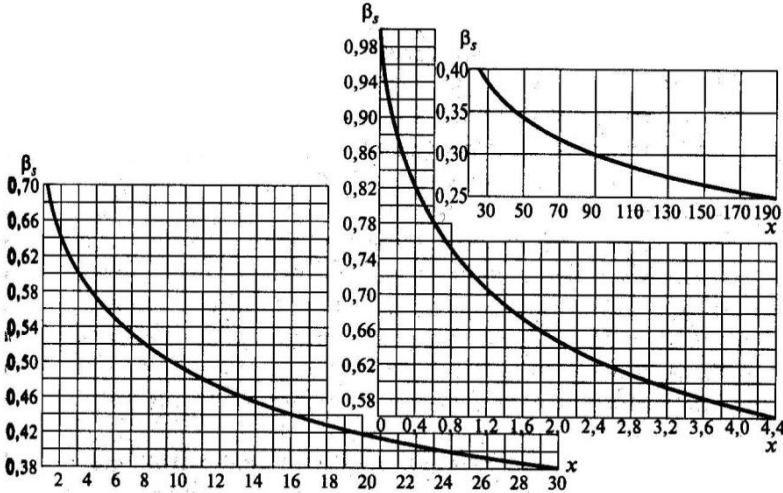
22. Ocağın çıxışında yanma məhsullarının temperaturunu aşağıdakı tənliklə müəyyənləşdirməli:

$$T_{o.ç.} = \beta_s (T_{max} - \Delta T). \quad (3.62)$$

Əgər (3.62) düsturu ilə hesablanmış ocaqdan çıxan tüstü qazlarının temperaturu əvvəllər qəbul edilmiş qiymətdən xeyli fərqlənərsə, hesabı yenidən aparmaq lazımdır.

23. Düzünə vermə əmsalını  $\mu$ , yəni radiasiya borularının qəbul etdiyi istiliyin, yanacaq yandıqda ayrılan istiliyə olan nisbətini müəyyənləşdirməli:

$$\mu = \frac{Q_r}{Q_o} = \frac{T_{max} - T_{o.ç.}}{T_{max} - T_o}. \quad (3.63)$$



Şəkil 3.57. Şüalanma xarakteristikasının  $\beta_s$  şüalanma arqumentindən  $x$  asılılığı

24. Radiasiya borularının aldığı istiliyin miqdarını dəqiqləşdirməli:

$$Q_r = \mu B Q_y^a \eta_o. \quad (3.64)$$

25. Radiasiya borularının istilik gərginliyini,  $kC/(m^2 \cdot saat)$ , hesablamalı:

$$q_r = \frac{Q_r}{A_r}. \quad (3.65)$$

Alınmış qiymət sobanın tipindən və tətbiq sahəsindən asılı olaraq yol verilən qiymətdən (cədvəl 3.1) çox olmamalıdır.

### 3.6.5. Konveksiya bölməsinin hesabı

Konveksiya bölməsində istiliyin ötürülməsi əsasən konveksiya və azacıq közərmiş tüstü qazlarının şüalanması hesabına həyata keçirilir. Konveksiya borularının qızma səthinin sahəsi  $A_k$  istilikötürmənin əsas tənliyi ilə hesablanır:

$$A_k = \frac{Q_k}{K_i \Delta t_{or}} \quad (3.66)$$

burada  $K_i$  – konveksiya bölməsində tüstü qazlarından xammala istilikötürmə əmsalı,  $Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  $t_{or}$  – konveksiyaya bölməsində tüstü qazları və xammalın temperaturlarının orta fərqi,  $^\circ C$ .

Konveksiya kamerasında istilikvermə, aralarında istilik mübadiləsi gedən mühitlərin sürətlərindən, onların temperaturlarından, eləcə də boru dəstinin yığılmasından asılıdır. Məsələn, borular şahmat qaydasında yerləşdirildikdə istilikvermə kvadratın təpələrində yerləşdirilmə ilə müqayisədə daha yüksək olur, çünki bu halda tüstü qazlarının hərəkət sürəti artır. Konveksiya ilə istilikötürmə əmsalı borulararası addım və boruların diametri azaldıqca, yüksəlir. Ona görə də, konveksiya borularının diametrini radiasiya borularınınkından kiçik götürmək məqsədəuyğundur. Tüstü qazlarının konveksiya borularının eninə hərəkət etməsi daha effektivdir.

Boruların səthinin sahəsi konveksiya kamerasından çıxan tüstü qazlarının qəbul olunmuş temperaturundan  $t_{k.ç.}$  asılıdır. Belə ki, tüstü qazlarının temperaturu azaldıqca, temperaturların

orta fərqi kiçilir və qızma səthinin sahəsi artır. Digər tərəfdən, çıxan tüstü qazlarının temperaturunun artması sobanın f.i.ə.-nin azalmasına səbəb olur. Konveksiya bölməsindən çıxan tüstü qazlarının temperaturunun sobaya verilən xammalın temperaturundan 100 – 150°C artıq olması optimal hesab edilir.

### Konveksiya bölməsinin hesabının alqoritmi.

1. Konveksiya bölməsinin istilik yükünü  $Q_k$  (3.47) düsturu ilə müəyyənləşdirməli.
2. Xammalın konveksiya kamerasının çıxışındakı temperaturunu  $t_{ç.k.}$ , °C, ( $T_{ç.k.}$ , K) (3.49) düsturu ilə hesablamalı.
3. Konveksiya bölməsi borularında xammalın və tüstü qazlarının əksaxınla hərəkət etdikləri nəzərə alınmaqla, temperaturların orta fərqi müəyyənləşdirməli:

$$\begin{array}{ccc}
 t_{o.ç.} & \xrightarrow{\text{Tüstü qazları}} & t_{k.ç.}; \\
 t_{ç.k.} & \xleftarrow{\text{Xammal}} & t_{g.k.};
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{l}
 \Delta t_b = t_{o.ç.} - t_{ç.k.}, \\
 \Delta t_k = t_{k.ç.} - t_{g.k.},
 \end{array}$$

$$\Delta t_{or} = \frac{\Delta t_b - \Delta t_k}{2,3lg \frac{\Delta t_b}{\Delta t_k}}, \quad (3.67)$$

burada  $t_{k.ç.}$ , ( $T_{k.ç.}$ ) – konveksiya bölməsindən çıxan tüstü qazlarının temperaturu, °C (K).

4. Borunun xarici səthinin temperaturunu xammalın orta temperaturundan  $\Delta = 20-100^\circ\text{C}$  artıq qəbul etməli, yəni:

$$t_{d.k.} = \frac{t_{g.k.} + t_{ç.k.}}{2} + \Delta. \quad (3.68)$$

5. İstilikötürmə əmsalını tapmalı:

$$K_i = 1,1(\alpha_{k.k.} + \alpha_s), \quad (3.69)$$

burada  $1,1$  – istiliyin hörgüdən şüalanma ilə ötürülməsini nəzərə alan əmsal;  $\alpha_{k.k.}$  və  $\alpha_s$  – məcburi konveksiya və şüalanma ilə tüstü qazlarından konveksiya borularına istilikvermə əmsalları,  $\text{Vt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ .

6. Şüalanma ilə istilikvermə əmsalını  $\alpha_s$  Nelson düsturu ilə hesablamalı:

$$\alpha_s = 0,0256t_{1or} - 2,33 \quad (3.70)$$

burada  $t_{1or}$  – tüstü qazlarının orta temperaturu, °C, bərabərdir:

$$t_{1or} = \frac{t_{o.ç.} - t_{k.ç.}}{2,3lg \frac{t_{o.ç.}}{t_{k.ç.}}} \quad (3.71)$$

7. Tüstü qazlarının kütlə hərəkət sürətini  $w_{t.q.}$ ,  $kq/(m^2 \cdot s)$ , hesablamalı:

$$w_{t.q.} = \frac{G'_{y.m.}}{a_k}, \quad (3.72)$$

burada  $G'_{y.m.}$  – tüstü qazlarının sərfi,  $kq/s$ ;  $a_k$  – konveksiya kamerasının canlı kəsiyi,  $m^2$ .

Konveksiya kamerasının canlı kəsiyini tapmaq üçün boruların üfqi istiqamətdə oxları arasındakı məsafəni  $t_{k1}$  və bir üfqi cərgədəki boruların sayını  $n_{k1}$  qəbul edirlər:

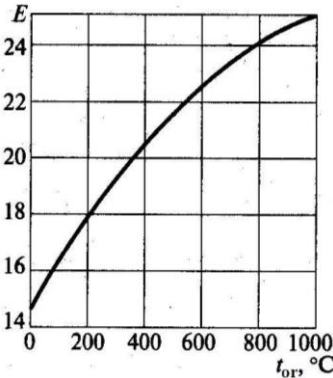
$$a_k = (b_k - n_{k1}d_x)l_f, \quad (3.73)$$

burada  $b_k = (n_{k1} - 1)t_{k1} + 0,05 + d_x$  – konveksiya kamerasının eni;  $t_{k1} = (1,7 - 2,0)d_x$ .

8. Tüstü qazlarından şahmat qaydasında yerləşdirilmiş borulara konveksiya ilə istilikvermə əmsalını müəyyənləşdirməli:

$$\alpha_{k.k.} = 0,35E \frac{w_{t.q.}^{0,6}}{d_x^{0,4}}, \quad (3.74)$$

burada  $E$  – tüstü qazlarının orta temperaturundan asılı olan əmsal; şəkil 3.58-dəki grafikdən tapılır.



Şəkil 3.58. Borular şahmat qaydasında yerləşdirildikdə  $E$  əmsalını tapmaq üçün grafik

9. Konveksiya borularının lazımi qızma səthinin sahəsini (3.66) ifadəsilə hesablamalı.

10. Konveksiya bölməsindəki boruların sayını hesablamalı:

$$n_k = \frac{A_k}{\pi d_x l_f}. \quad (3.75)$$

11. Konveksiya boruları səthinin istilik gərginliyini tapmalı:

$$q_k = \frac{Q_k}{A_k}. \quad (3.76)$$

$q_k$  – nın qiyməti sobanın temperatur rejimi ilə müəyyənləşən yol verilən hədlərdə olmalıdır.

Qeyd etmək lazımdır ki, yuxarıda borulu sobanın radiasiya və konveksiya bölmələrinin tam istilik hesabı verilmişdir.

Hesabatın məqsədindən asılı olaraq, həmin bölmələrin müxtəlif ardıcılıqla sadələşmiş yoxlama hesablamaları da aparıla bilər. Məsələn, onlardan biri aşağıda verilir.

1. (3.29), (3.30) və (3.31) düsturlarından biri ilə borulu sobanın faydalı istilik gücü  $Q_f$  hesablanır.
2. Tətbiq sahəsindən asılı olaraq, aparatın tipi seçilir və hesablanmış faydalı istilik gücü  $Q_f$ -ə görə normativ materiallardan (cədvəl 3.2–3.4) sobanın əsas göstəriciləri (radiasiya borularının səthi  $A_r$ , orta istilik gərginliyi  $q_r$  və işçi uzunluğu  $l_f$ ) müəyyənləşdirilir.
3. Tüstü qazlarının ocağın çıxışındakı  $t_{o.c.}$  temperaturunun ehtimal olunan qiyməti cədvəl 3.6-dan qəbul edilir və entalpiyası  $I_{t_{o.c.}}$  (3.26) və ya (3.28) düsturlarından biri ilə hesablanır.
5. Xammalın radiasiya borularında aldığı istiliyin miqdarı  $Q_r$ , kC/saat, (3.46) düsturu ilə müəyyənləşdirilir.
6. Radiasiya borularının istilik gərginliyi  $q_r$ -ni, kC/( $m^2 \cdot$  saat), (3.65) düsturu ilə hesablanır və  $q_r \leq [q_r]$  şərti ( $[q_r]$  – boru səthinin yol verilən istilik gərginliyi; onun qiyməti sobanın göstəricilərində və ya cədvəl 3.1-də verilir) yoxlanılır.
7. Radiasiya borularının aldığı istilik payı  $\varphi_r$  hesablanır:

$$\varphi_r = \frac{Q_r}{Q_f}.$$

$\varphi_r = 0,7 \div 0,8$  hədlərində olmalıdır.

8.  $t_{o.ç}$ -in ( $T_{o.ç}, K$ ) qəbul olunmuş qiyməti aşağıdakı düsturla yoxlanılır [10]:

$$T_{o.ç} = 100 \sqrt[4]{\frac{1}{\psi} \left[ \frac{(q_r - q_{rk})A_r}{C_s \cdot A_s} + \left( \frac{T_d}{100} \right)^4 \right]} \quad (3.77)$$

burada  $\psi$  – ocaqda temperaturun paylanması, yanacağıın növündən və sobanın tipindən asılı olan ümumi əmsal;  $q_{rk} = Q_{rk}/A_r$  – radiasiya borularının sərbəst konveksiya payına düşən istilik gərginliyi,  $kC/(m^2 \cdot \text{saat})$ .

Hər tip sobadan ötrü  $\psi$ -nin və  $A_r/A_s$ -in qiyməti kiçik həd daxilində dəyişir və onların qiymətləri [10]-də verilir.

9. Radiasiya borularının sərbəst konveksiya ilə əlaqədar istilik gərginliyi aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$q_{rk} = \alpha_k (T_{o.ç} - T_d) \quad (3.78)$$

Radiasiya boruları səthinin temperaturu  $T_d$  (3.49) düsturu ilə hesablanır.  $\alpha_k$ -nın qiyməti (3.42) düsturu ilə tapılır.

(3.77) düsturu ilə hesablanmış və cədvəl 3.6-dan qəbul edilmiş qiymətlər arasındakı fərq çox alındıqda,  $t_{o.ç}$ -in yeni qiyməti qəbul edilərək hesabat təkrarlanır.

10. Radiasiya borularının ölçülərini qəbul ( $d_x \times s$ ) edərək, (3.56) düsturu ilə onların sayı tapılır:

$$n_r = \frac{A_r}{\pi d_x l_f} \quad (3.80)$$

11. Boruların oxları arasındakı məsafəni  $t = (1,5 - 2,0)d_x$  ifadəsindən qəbul edərək, onlar radiasiya bölməsinin yan, tavan və döşəmə divarlarında yerləşdirilirlər.

12. Konveksiya bölməsində axınların temperaturlarının orta fərqi  $\Delta t$  (3.67) düsturu ilə tapılaraq, konveksiya borularının səthinin sahəsi aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$A_k = \frac{O_k}{K \cdot \Delta t} \quad (3.81)$$

Xammal maye olduqda konveksiya boruları üçün istilikötürmə əmsalının qiyməti,  $K = 23 \div 52 \text{ Vt}/(m^2 \cdot ^\circ\text{C})$  arasında dəyişir.

Konveksiya borularının ölçüləri qəbul edilərək (bu boruların ölçüləri radiasiya borularının ölçülərindən fərqlənə bilər),



onların sayı və konveksiya bölməsinin ölçüləri müəyyənləşdirilir.

### 3.6.6. Borulu sobanın texnoloji hesabına aid məsələ həlli

**Məsələ 2.** Nefti qızdırmaq üçün sərbəst alovlu, qutuşəkilli dar kameralı, radiasiya boruları üfqi yerləşdirilmiş sobanı hesablamalı.

*İlk verilənlər.* Sobanın neftə görə məhsuldarlığı  $L=260000$   $kq/saat$ , sobanın girişində və çıxışında xammalın temperaturları:  $t_g=220^\circ C$  və  $t_c=350^\circ C$ , sobanın çıxışındakı işçi izafi təzyiqlik  $p_i=0,13$   $MPa$ , neftin sıxlığı  $\rho_{20} = 882$   $kq/m^3$ , sobanın çıxışında buxarlanma dərəcəsi  $e=0,35$  (kütlə). Yanacaq kimi tərkibi məsələ 3.1-də verilmiş qazdan istifadə edilir.

*Həlli.* Yanma prosesinin hesabı yuxarıda həll edilmiş məsələdə verilmişdir.

♦ *Sobanın faydalı istilik gücü və yanacaq sərfi.* Sobada yalnız neft qızdırıldığından sobanın faydalı istilik gücü (3.30) düsturu ilə hesablanır. Sobanın giriş və çıxış temperaturlarında axınların entalpiyalarını tapmaq üçün onların nisbi sıxlıqları  $\rho_{15}^{15}$  məlum olmalıdır. Praktiki məlumatlara görə sobada buxarlanmış neftin yüngül fraksiyalarının nisbi sıxlığını  $(\rho_4^{20})_b=0,82$ , buxarlanmamış qalığı fraksiyalarının nisbi sıxlığını  $(\rho_4^{20})_q=0,92$  götürürük. Onda [10]:

$$(\rho_{15}^{15})_b = (\rho_4^{20})_b + 0,0035 = 0,82 + 0,0035 = 0,8235;$$

$$(\rho_{15}^{15})_q = (\rho_4^{20})_q + 0,0035 = 0,92 + 0,0035 = 0,9235;$$

$$(\rho_{15}^{15})_n = (\rho_4^{20})_n + 0,0035 = 0,882 + 0,0035 = 0,8855;$$

Nisbi sıxlıqların hesablanmış qiymətlərində, sobanın giriş və çıxış temperaturlarında axınların entalpiyalarının qiymətlərini əlavə 1-dən tapırıq:  $t_g=220$  °C temperaturunda  $i_g=481,78$   $kC/kq$ ;  $t_c=350$  °C temperaturunda: maye axın üçün  $i_c=830,89$   $kC/kq$  və buxar axın üçün  $\dot{I}_c=1087,92$   $kC/kq$ .

Sobanın girişində neftin maye halda olduğunu qəbul etsək, onun faydalı istilik gücü (3.30) düsturuna əsasən bərabərdir:

$$\begin{aligned} Q_f &= L[e\dot{I}_c + (1 - e)i_c - i_g] = 260000[0,35 \cdot 1087,92 + \\ &+ (1 - 0,35) \cdot 830,89 - 481,78] = 114158330 \text{ kC/saat} = \\ &= 31710647 \text{ Vt} \approx 31,71 \text{ MVt}. \end{aligned}$$

◆ Sobanın f.i.ə.  $\eta_s$  (3.35) düsturu ilə hesablanır. Konveksiya bölməsindən çıxan tüstü qazlarının temperaturu  $t_{k.ç.}$  -ni sobaya verilən xammalın temperaturu  $t_g$ -dən, yuxarıda qeyd edildiyi kimi,  $100 \div 150^\circ\text{C}$  artıq götürmək olar:

$$t_{k.ç.} = t_g + (100 \div 150)^\circ\text{C} = 220 + (100 \div 150) = 320 \div 370^\circ\text{C}; t_{k.ç.} = 350^\circ\text{C} \text{ qəbul edirik.}$$

Bu temperaturda tüstü qazları ilə istilik itkisi  $q_{y.m.}$ -ni cədvəl 3.8-dən interpolyasiya ilə tapırıq:

$$q_{y.m.} = \dot{I}_{350} = 7596 \text{ kC/kq.}$$

$q_v/Q_a^y = 0,06$  qəbul edirik. Onda (3.35) düsturuna əsasən alırıq:

$$\eta_s = 1 - \frac{q_{y.m.}}{Q_y^a} - \frac{q_i}{Q_y^a} = 1 - \frac{7596}{49057} - 0,06 = 0,785.$$

Sobada yanacaq sərfi (3.32) düsturu ilə hesablanır:

$$B = \frac{Q_f}{Q_y^a \eta_s} = \frac{114158330}{49057 \cdot 0,785} = 2964,4 \text{ kq/saat.}$$

*Radiasiya bölməsinin hesabını* aşağıdakı ardıcılıqla davam etdiririk.

◆ Sobanın tətbiq sahəsinə uyğun olaraq (cədvəl 3.9), ocağı tərək edən yanma məhsullarının temperaturunu bir neçə cəhddən sonra  $t_{o.ç.} = 840^\circ\text{C}$  ( $T = 1113\text{K}$ ) qəbul edirik.

◆ Yanmanın maksimal hesabi temperaturu  $T_{max}$  (3.44) düsturu ilə tapılır. Öncə düsturun məxrəcindəki ifadəni (3.45) düsturu ilə hesablayaq:

$$G_{y.m.} c_{p_{y.m.}} = m_{CO_2} c_{p_{CO_2}} + m_{H_2O} c_{p_{H_2O}} + m_{N_2} c_{p_{N_2}} + m_{O_2} c_{p_{O_2}} = 2,75 \cdot 1,094 + 2,15 \cdot 2,0893 + 13,93 \cdot 1,0929 + 0,31 \cdot 1,0203 = 23,04$$

burada müxtəlif qazların istilik turumları  $c_{p_{y.m.}} = \frac{i_{1840}}{t_{o.ç.}} = \frac{i_{1840}}{840}$  ifadəsilə hesablanmışdır.  $i_{1840}$ -ün qiymətləri cədvəl 3.6-dan götürülmüşdür. Onda:

$$T_{max} = T_o + \frac{Q_y^a \eta_o}{G_{y.m.} c_{p_{y.m.}}} = (273 + 20) + \frac{49057 \cdot 0,96}{23,04} = 2337\text{K} (2064^\circ\text{C}),$$

burada sistemin ilkin gətirilmiş temperaturu  $T_o$  ətraf mühitin temperaturuna bərabər götürülmüş, ocağın f.i.ə.  $\eta_o = 0,96$  qəbul edilmişdir.

◆ Xammalın radiasiya borularında aldığı istiliyin miqdarı  $Q_r$  (3.46) düsturu ilə müəyyənləşdirilir:

$$Q_r = B \left( Q_y^a \eta_o - \dot{I}_{t_{o,\zeta}} \right) = 2964,4(49057 \cdot 0,96 - 19353,8) = \\ = 82235183 \text{ kC/saat} = 22843106 \text{ Vt} \approx 22,84 \text{ MVt},$$

burada  $\dot{I}_{t_{o,\zeta}}$  - ocağı tərک edən tüstü qazlarının  $t_{o,\zeta} = 840^\circ\text{C}$  -də entalpiyası, kC/kq, qiyməti cədvəl 3.8-dən götürülmüşdür.

◆ Konveksiya bölməsində xammala verilən istiliyin miqdarı  $Q_k$  (3.47) düsturu ilə hesablanır:

$$Q_k = Q_f - Q_r = 114158330 - 82235183 = 31923147 \text{ kC/saat}.$$

◆ Konveksiya bölməsindən çıxan xammalın entalpiyası (3.48) ifadəsilə tapılır:

$$\dot{i}_{t_{\zeta,k}} = \dot{i}_{t_g} + \frac{Q_k}{L} = 481,78 + \frac{31923147}{260000} = 604,56 \text{ kC/kq}.$$

Xammalın entalpiyasının bu qiymətinə, onun  $T_{\zeta,k} = 539\text{K}$  ( $t_{\zeta,k} = 266^\circ\text{C}$ ) temperaturu (əlavə 1) uyğun gəlir.

◆ Boruların xarici səthinin temperaturu  $T_d$  (3.49) tənliyi ilə hesablanır:

$$T_d = \frac{T_{\zeta,k} + T_{\zeta}}{2} + \Delta = \frac{539 + 623}{2} + 40 = 621\text{K} (348^\circ\text{C}),$$

◆ Ekvivalent mütləq qara səthin sahəsini (3.50) düsturu ilə tapmaq üçün, onun səthinin istilik gərginliyini  $q_s$  məlum  $T_{o,\zeta}$ ,  $T_{max}$  və  $T_d$  temperaturlarına əsasən qrafiklərdən (şəkil 3.53) müəyyənləşdirək.

$t_d = 400^\circ\text{C}$ ,  $t_{o,\zeta} = 840^\circ\text{C}$  qiymətlərində:  $t_{max} = 2000^\circ\text{C}$  olduqda,  $q_s = 14 \cdot 10^4 \text{ Vt/m}^2$  və  $t_{max} = 2400^\circ\text{C}$  olduqda isə  $q_s = 12 \cdot 10^4 \text{ Vt/m}^2$ -dir. İnterpolyasiya metodu ilə  $t_{max} = 2064^\circ\text{C}$  olduqda  $q_s = 13,68 \cdot 10^4 \text{ Vt/m}^2$  alınır.

$t_d = 200^\circ\text{C}$ ,  $t_{o,\zeta} = 840^\circ\text{C}$  qiymətlərində:  $t_{max} = 2000^\circ\text{C}$  olduqda,  $q_s = 16,8 \cdot 10^4 \text{ Vt/m}^2$  və  $t_{max} = 2400^\circ\text{C}$  olduqda isə  $q_s = 14,5 \cdot 10^4 \text{ Vt/m}^2$ -dir. İnterpolyasiya metodu ilə  $t_{max} = 2064^\circ\text{C}$  olduqda  $q_s = 16,432 \cdot 10^4 \text{ Vt/m}^2$  alınır.

Nəhayət, interpolyasiya metodu ilə  $t_d = 348^\circ\text{C}$ ,  $t_{o,\zeta} = 840^\circ\text{C}$  və  $t_{max} = 2064^\circ\text{C}$  olduqda  $q_s = 14,395 \cdot 10^4 \text{ Vt/m}^2 = 14,395 \cdot 10^4 \text{ C/(s} \cdot \text{m}^2) = 143,95 \text{ kC/(s} \cdot \text{m}^2) = 518220 \text{ kC/(m}^2 \cdot \text{saat)}$  alınır.

Ekvivalent mütləq qara səthin sahəsi bərabərdir:

$$A_s = \frac{Q_f}{q_s} = \frac{B Q_y^a \eta_o}{q_s} = \frac{2964,4 \cdot 49057 \cdot 0,96}{518220} = 269 \text{ m}^2.$$

◆ Hörgünün ekranlanma dərəcəsinə  $\varphi = 0,6$  qəbul edirik.

◆  $\varphi=0,6$  və  $\alpha=1,08$  qiymətlərində qrafiklərdən (şəkil 3.54)  $A_s/A_y \approx 0,74$  olduğunu tapırıq. Onda (3.51) düsturuna əsasən ekvivalent şüa qəbul edən səth  $A_s$  bərabərdir:

$$A_s = \frac{A_s}{\left[\frac{A_s}{A_s}\right]} = \frac{269}{0,74} = 363 \text{ m}^2$$

◆ Boruları əvəz edən ekranlanmış düz səthin sahəsini (3.52) ifadəsilə tapırıq:

$$A = \frac{A_s}{K} = \frac{363}{0,87} = 417 \text{ m}^2,$$

burada forma faktoru  $K=0,87$ –bircərgəli radiasiya boruları arasındakı məsafə  $t=2d_x$  olduqda, şəkil 3.55-dəki qrafikdən tapılmışdır.

◆ Radiasiya borularının uzunluğunu  $l_b=21 \text{ m}$  qəbul edirik. Onların tüstü qazları ilə bilavasitə yuyulan faydalı uzunluqları  $l_f$  (3.53) düsturu ilə hesablanır:

$$l_f = l_b - 0,5 \text{ m} = 21 - 0,5 = 20,5 \text{ m}.$$

◆ Boruların radiasiya kamerasının hər iki tərəfində yerləşdirildiyini nəzərə alsaq, ekranın eni (3.54)-ə əsasən bərabərdir:

$$h = \frac{A}{2l_f} = \frac{417}{2 \cdot 20,5} = 10,2 \text{ m}.$$

◆ Radiasiya borularının ölçülərini  $d_x \times s = 152 \times 8 \text{ mm}$  qəbul edirik. Radiasiya kamerasının bir tərəfində yerləşən boruların sayı (3.55)-ə görə (yuxarıda  $h$  hesablandıqda  $A/2$  götürülmüşdür) bərabərdir:

$$n'_r = \frac{h-d_x}{t} + 1 = \frac{10,2-0,152}{2 \cdot 0,152} + 1 = 34.$$

Radiasiya borularının ümumi sayı:

$$n_r = 2 \cdot n'_r = 2 \cdot 34 = 68$$

◆ Radiasiya borularının tam səthi (3.56) ifadəsilə hesablanır:

$$A_r = \pi d_x l_f n_r = 3,14 \cdot 0,152 \cdot 20,5 \cdot 68 = 665 \text{ m}^2$$

◆ Radiasiya bölməsinin ölçülərini dəqiqləşdirək. Sobanın yanma kamerasının enini  $b_{y.k.}=4000 \text{ mm}$  (şəkil 3.1) qəbul edirik. Sobanın tavan hissəsində yerləşən qoruyucu boruların sayı bərabərdir:

$$n_q = 4000 : t = 4000 : 2 \cdot 152 = 14 \text{ ədəd}.$$

Hər bir yan divarda yerləşən boruların sayını tapırıq:

$$n_{y.d.} = \frac{n_r - n_q}{2} = \frac{68 - 14}{2} = 27 \text{ ədəd}.$$

Onda radiasiya bölməsinin hündürlüyü  $h_r$  bərabərdir:

$$h_r = n_{y.d.} \cdot t = 27 \cdot 2 \cdot 0,152 = 8,2 \text{ m}.$$

Radiasiya bölməsinin faktiki ölçüləri (konveksiya kamerasız) nəzərə alınmaqla, hörgünün ümumi səthinin sahəsini (3.57) ilə tapırıq:

$$\begin{aligned} \sum A_h &= A_d + A_o = 2(h_r \cdot l_f + h_r \cdot b_{y.k.}) + l_f \cdot b_{y.k.} + \\ &+ 2 \cdot l_f \cdot \frac{b_{y.k.} - b_k}{2} = 2(8,2 \cdot 20,5 + 8,2 \cdot 4,0) + 20,5 \cdot 4,0 + \\ &+ 2 \cdot 20,5 \cdot \frac{4,0 - 1,4}{2} = 537 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

◆ Boruların səthinin sahəsinə bərabər olan ekranlanmış düz səthin sahəsini hesablayırıq:

$$A = 2 \left( h_r \cdot l_f + l_f \cdot \frac{b_{y.k.} - b_k}{2} \right) = 2 \cdot \left( 8,2 \cdot 20,5 + 20,5 \cdot \frac{4,0 - 1,4}{2} \right) = 389 \text{ m}^2.$$

◆ Dəqiqləşdirilmiş ekvivalent şüa qəbul edən səthi  $A_s$  (3.58) düsturu ilə tapırıq:

$$A_s = KA = 0,87 \cdot 389 = 339 \text{ m}^2.$$

◆ Hörgünün ekranlanma dərəcəsi (3.59) ifadəsilə hesablanır:

$$\varphi = \frac{A_s}{\sum A_h} = \frac{339}{537} = 0,63.$$

$\varphi$ -nin alınmış qiyməti qabaqlar qəbul edilmiş 0,6-ya kifayət qədər yaxın olduğundan və fərq hesablama nəzərə çarpacaq düzəliş tələb etmədiyindən, yenidən hesablama aparılmır.

◆ Yanma məhsullarından radiasiya borularına sərbəst konveksiya ilə istilikvermə əmsalı  $\alpha_k$ -ni (3.42) düsturu ilə tapırıq:

$$\alpha_k = 2,1 \sqrt[4]{T_{o.c.} - T_d} = 2,1 \sqrt[4]{1113 - 621} = 9,89 \frac{\text{vt}}{(\text{m}^2 \cdot \text{K})}.$$

◆ Ocaqdakı istilikötürmənin temperatur düzəlişi  $\Delta T$ -ni (3.60) ifadəsilə hesablayırıq:

$$\begin{aligned} \Delta T &= \frac{\alpha_k A_r (T_{max} - T_d) - C_s A_s T_d^4 10^{-8}}{BG_{y.m.} c_{pT} + \alpha_k A_r} = \\ &= \frac{9,89 \cdot 665 (2337 - 621) - 5,67 \cdot 269 \cdot 621^4 \cdot 10^{-8}}{2964,4 \cdot 23,04 \cdot \frac{1000}{3600} + 9,89 \cdot 665} = 353 \text{ K}. \end{aligned}$$

◆ (3.61) düsturuna əsasən şüalandırma arqumenti bərabərdir:

$$\begin{aligned} x &= \frac{10 A_s C_s}{BG_{y.m.} c_{pT} + \alpha_k A_r} \left( \frac{T_{max} - \Delta T}{1000} \right)^3 = \\ &= \frac{10 \cdot 269 \cdot 5,67}{2964,4 \cdot 23,04 \cdot \frac{1000}{3600} + 9,89 \cdot 665} \left( \frac{2337 - 353}{1000} \right)^3 = 4,66. \end{aligned}$$

◆  $x=4,66$  olduqda şəkil 3.57-dəki qrafikdən şüalandırma xarakteristikasını  $\beta_s=0,56$  olduğunu qəbul edərək, ocağı tərək edən tüstü qazlarının temperaturunun dəqiqləşdirilmiş qiymətini tapırıq:

$$T_{o.ç.} = \beta_s(T_{max} - \Delta T) = 0,56(2337 - 353) = 1111K (838^\circ C),$$

Bu qiymət, qəbul edilmiş  $t_{o.ç.}=840^\circ C$ -yə yaxın olduğundan, yeni hesablama aparmırıq.

◆ Düzünə vermə əmsalı  $\mu$  (3.63) düsturu ilə müəyyənləşdirilir:

$$\mu = \frac{T_{max}-T_{o.ç.}}{T_{max}-T_o} = \frac{2337-1111}{2337-293} = 0,6.$$

Radiasiya borularının aldığı istiliyin miqdarı (3.64) ifadəsilə dəqiqləşdirilir:

$$Q_r = \mu B Q_y \eta_o = 0,6 \cdot 2964,4 \cdot 49057 \cdot 0,96 = 83764553 \text{ kC/saat.}$$

Fərq  $\frac{83764553-82235183}{83764553} \cdot 100 = 1,8\%$  alınır, yəni qəbul ediləndir.

◆ Radiasiya borularının istilik gərginliyi (3.65) ilə hesablanır:

$$q_r = \frac{Q_r}{A_r} = \frac{83764553}{665} = 125962 \text{ kC}/(m^2 \cdot \text{saat}) = 34989 \text{ Vt}/m^2.$$

Alınmış qiymət sobanın tipindən və tətbiq sahəsindən asılı olaraq, yol verilən qiymətdən (cədvəl 3.1) çox deyildir, deməli hesablamanın nəticələri qəbul olunandır.

*Konveksiya kamerasının hesabı* onun yuxarıda tapılmış istilik yükünə  $Q_k=32923147\text{kC/saat}$  və xammalın konveksiya borularının çıxışındakı  $t_{ç.k.}=266^\circ C$  temperaturuna görə aparılır.

◆ Konveksiya bölməsi borularında xammalın və tüstü qazlarının temperaturlarının orta fərqi (3.67) ilə müəyyənləşdiririk:

$$\Delta t_b = t_{o.ç.} - t_{ç.k.} = 838 - 266 = 572^\circ C;$$

$$\Delta t_k = t_{k.ç.} - t_{g.k.} = 350 - 220 = 130^\circ C;$$

$$\Delta t_{or} = \frac{\Delta t_b - \Delta t_k}{2,3lg \frac{\Delta t_b}{\Delta t_k}} = \frac{572-130}{2,3lg \frac{572}{130}} = 299^\circ C.$$

◆ Tüstü qazlarından xammala istilikötürmə əmsalı  $K$ -nı (3.69) düsturu ilə hesablamaq üçün şüalanma  $\alpha_s$  və məcburi konveksiya  $\alpha_{k.k.}$  ilə istilikvermə əmsalları tapılmalıdır.

Şüalanma ilə istilikvermə əmsalı (3.70) ilə hesablanır. Öncə tüstü qazlarının orta temperaturunu (3.71) ifadəsilə tapaq:

$$t_{1or} = \frac{t_{o.ç.}-t_{k.ç.}}{2,3lg \frac{t_{o.ç.}}{t_{k.ç.}}} = \frac{838-350}{2,3lg \frac{838}{350}} = 559,6^\circ C,$$

$$\alpha_s = 0,0256t_{or} - 2,33 = 0,0256 \cdot 559,6 - 2,33 = 12 \text{ Vt}/(m^2 \cdot ^\circ C).$$

Konveksiya kamerasında  $d_x \times s = 128 \times 6$  mm ölçülü boruların  $t_{k1} = 0,225$  mm ( $t_{k1} \approx 1,76 d_x$ ) addımla yerləşdirildiyini qəbul edərək, onun ölçülərini müəyyənləşdirək. Bir üfqi cərgədə yerləşən boruların sayı:

$$n_{k1} = b_k / t_1 = 1,4 / 0,225 = 6 \text{ ədəd} \quad \text{alınır.}$$

◆ Konveksiya kamerasının canlı kəsiyi  $a_k$  (3.73) -ə əsasən bərabərdir:

$$a_k = (b_k - n_1 d_x) l_f = (1,4 - 6 \cdot 0,128) \cdot 20,5 = 12,96 \text{ m}^2,$$

◆ Tüstü qazlarının kütlə hərəkət sürəti  $w_{t,q}$ ,  $kq/(m^2 \cdot s)$ , (3.72) ilə hesablayırıq:

$$w_{t,q} = \frac{G'_{y.m.}}{a_k} = \frac{G_{y.m.} \cdot B}{3600 a_k} = \frac{19,14 \cdot 2964,4}{3600 \cdot 12,96} = 1,22 \text{ kq}/(m^2 \cdot s);$$

◆ Tüstü qazlarından şahmat qaydasında yerləşdirilmiş borulara konveksiya ilə istilikvermə əmsalı (3.74) ilə müəyyənləşdirilir:

$$\alpha_{k.k.} = 0,35 E \frac{w_{t,q}^{0,6}}{d_x^{0,4}} = 0,35 \cdot 22,3 \cdot \frac{1,22^{0,6}}{0,128^{0,4}} = 20 \text{ Vt}/(m^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

burada  $t_{lor} = 559,6^\circ\text{C}$  üçün  $E = 22,3$  qiyməti şəkil 3.58-dəki qrafikdən tapılmışdır.

◆ İstilikötürmə əmsalını (3.69) düsturu ilə hesablayırıq:

$$K = 1,1(\alpha_{k.k.} + \alpha_s) = 1,1(20 + 12) = 35,2 \text{ Vt}/(m^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

◆ Konveksiya borularının lazımı qızma səthinin sahəsini (3.66) ifadəsilə tapırıq:

$$A_k = \frac{Q_k}{K \Delta t} = \frac{32923147}{35,2 \cdot 299 \cdot 3,6} = 869 \text{ m}^2.$$

◆ Konveksiya bölməsindəki boruların sayı (3.75) ilə hesablanır:

$$n_k = \frac{A_k}{\pi d_x l_f} = \frac{869}{3,14 \cdot 0,128 \cdot 20,5} = 105.$$

$n_k = 108$  ədəd qəbul edirik.

◆ Konveksiya bölməsinin hündürlüyü bərabərdir:

$$h_k = \frac{n_k}{n_{k1}} \cdot t_{k1} = \frac{108}{6} \cdot 0,225 = 4,05 \text{ m.}$$

◆ Konveksiya boruları səthinin istilik gərginliyini (3.77) ilə tapırıq:

$$q_k = \frac{Q_k}{A_k} = \frac{32923147}{869} = 37886 \text{ kC}/(m^2 \cdot \text{saat}) = 10,5 \text{ kVt}/m^2.$$

Beləliklə,  $q_k$ -nın alınmış qiyməti məsləhət görülən hədlərdədir.

### **3.6.7. Borulu sobanın istilik-texnoloji hesabına müasir yanaşmalar**

Borulu sobanın istilik-texnoloji hesabı keçən əsrin 60-cı illərində işlənmiş və təcrübə-sənaye qurğularında alınmış empirik asılılıqlara əsaslanır. Bu asılılıqlardan istifadə edərək, layihəçi sobaya daxil olan texnoloji axınlar barədə ilkin verilənlər əsasında baxılan bölmənin hesabının alqoritminə uyğun olaraq, ardıcıl yaxınlaşma metodu ilə hesablamaları aparır. Bu halda, bir sıra parametrlərin qəbul olunmuş qiymətlərinin düzgünlüyü hesablama ilə yoxlanılır və qiymətlər üst-üstə düşənə qədər (yol verilən fərqlər həddində) çoxsaylı iterasiyadan istifadə etmək lazım gəlir. «Əllə» hesabat üzərində yuxarıda ətraflı dayanılmışdır.

Son 20–25 ildə təcrübə və real qurğularda əldə edilmiş təcrubi material xeyli çoxalmışdır. Bu illər ərzində, əsasən ABŞ və avropa kompaniyaları yığılmış məlumatları və hesablama metodlarını ümumiləşdirərək, borulu sobanın istilik-texnoloji hesabını aparmaq üçün eyni prinsipə – ardıcıl yaxınlaşmalar metoduna əsaslanan tədqiqatlar aparmış və proqram məhsullarını təqdim etmişlər. Ancaq müasir hesablama metodları saniyədə 100-dən artıq iterasiya aparmağa imkan verir. Xeyli çox həcmdə material ümumiləşdirilərək istifadə edildiyindən, bu gün hesablamaların dəqiqliyi və sürəti olduqca yüksəlmişdir.

Proqram məhsullarının olmasına baxmayaraq, sobanın hesabının əsaslandığı və onun işini xarakterizə edən parametrlər dəyişməz qalırlar.

Hal-hazırda borulu sobanın hesabı üçün ən geniş yayılmış proqram məhsulları aşağıdakılardır: Aspen FHR, FRNC – 5PC, HTRI. Bu proqramlar hesablama nəticələrinin 1–2% dəqiqliklə üst-üstə düşməsinə əldə etməyə imkan verir. Halbuki, «əllə» hesablamada dəqiqlik 10%-dən artıq olur. Ancaq bu, yüksək bilikli mütəxəssislərə ehtiyacın olmaması



anlamına gəlmir, əksinə bu gün mühəndis biliyinə və peşəkarlığına tələbat daha da artmışdır.

Proqramlar ilanvarı boruların istənilən vəziyyətində, istər geniş yayılmış şaquli və üfqi, istərsə də az rast gəlinən spiral və kollektorlu yerləşmələrində, radiasiya borularının birtərəfli və iki tərəfli düzünə şüalanmalarında, məhsulun bir- və çoxfazlı hallarında, bir- və çoxkəmerli sobalarda hesablama aparmağa imkan verir.

Müxtəlif proqram məhsullarının dərinədən öyrənilməsi və tətbiq edilməsi sahəsində praktiki təcrübələr əsasında FRNC-5PC proqramının borulu sobanın daha tam texnoloji hesabını aparmağa imkan verdiyi nəticəsinə gəlmək olar [27].

Buna baxmayaraq, borulu sobanın hesabı üzrə mütəxəssis istilik ötürülməsinin əsaslarını, buxarlanma və kondensləşmə proseslərini, müxtəlif texnoloji mühitlərin mümkün ola biləcək kimyəvi çevrilmələrini dərinədən bilməlidir. Eləcə də, sobanın əsas parametrlərinin «əllə» hesabını da bilmək lazımdır, çünki ilkin verilənlərin daxil edilməsində azacıq qeyri-dəqiqliklərə yol verilməsi və ya ilanvarı borunun yerləşməsini proqramın «başla düşməməsi» və i.a. səbəblərdən proqram ilə hesablama həqiqi parametrlərdən xeyli fərqlənmələr verə bilər.

Bir neçə proqram məhsullarını bilmək hesabı daha dərinədən aparmağa, sobanın işinin əsas parametrlərini yoxlamağa imkan verir.

### **3.7. İlanvarı boruda təzyiqlik itkisinin hesabı**

Borulu sobanın normal işini təmin etmək üçün xammal axınının borudakı hərəkət sürətini düzgün seçmək lazımdır. Axının borudakı hərəkət sürəti artdıqda, boru divarından qızan xammala istilikvermə əmsalı yüksəlir və boru divarının temperaturu aşağı düşür, deməli, boruda koks yaranması təhlükəsi azalır. Bundan başqa, boruda hərəkət sürətinin artması borunun iç səthində çöküntülərin əmələ gəlməsini də azaldır. Nəticədə, soba borusunun yanma ehtimalı azalır və

qızma səthinin istilik gərginliyini artırmaq imkanı yaranır. Xammal axınının yüksək sürəti borunun diametrini azaltmağa və ya sobanın məhsuldarlığını artırmağa, paralel axınların sayını azaltmağa imkan verir.

Ancaq sürətin artması xammal axınına olan hidravliki müqavimətin yüksəlməsinə gətirib çıxarır. Bununla əlaqədar olaraq, vurucu nasosun hərəkətə gətirilməsinə sərf olunan enerji sərfi çoxalır, çünki təzyiq itkisi, deməli enerji sərfi təqribən sürətin kvadratına (daha dəqiqi 1,7–1,8 üstünə) mütənasib olaraq artır.

İlanvarı borunun uzunluğu boyu xammalın hərəkət sürətinin dəyişmə xarakterindən, yəni borulardakı hidravliki rejimdən asılı olaraq, borulu sobalarda xammal axını *birfazlı*, *ikifazlı* və *dəyişən tərkibli* ola bilər. Birinci qrupa buxarlanmadan maye xammal, eləcə də qaz və buxarlar qızdırılan sobalar aiddirlər. İkinci qrup sobalarda maye xammal qızdırıldıqda, o qismən və ya tamamilə buxarlanır. Üçüncü qrup sobalara misal olaraq, bu və ya digər kimyəvi reaksiya baş verən sobaları göstərmək olar.

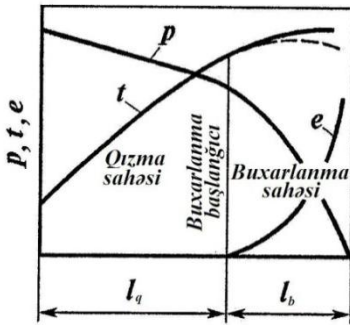
Birfazlı maye xammal axınlı sobalarda, xammalın qızması nəticəsində sıxlığının azalması ilə əlaqədar olaraq, hərəkət sürəti az dəyişir. Bu sobalarda ilanvarı borunun bütün uzunluğu boyu hərəkət sürəti 10–20% dəyişir. Qaz və buxarlar qızdıran sobalarda ilanvarı borunun uzunluğu boyu axının sürətinin artması, əsasən təzyiqin azalması və axının temperaturunun yüksəlməsi hesabına baş verir.

İlanvarı borunun uzunluğu boyu axının sürətinin az dəyişməsi, birfazlı rejimli sobalarda təzyiq itkisinin hesabında Darsi-Veysbax tənliyindən və sürətin orta qiymətindən istifadə etməyə imkan verir.

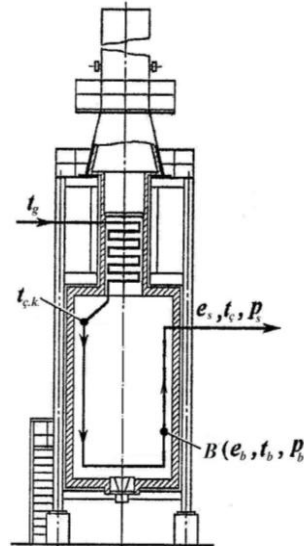
İkifazlı rejimli sobalarda xammal qismən və ya tamamilə buxarlandıqda, axının sürəti çox dəyişir. Bu halda, sobanın çıxışdakı sürət, axının sobanın girişindəki sürətindən bir neçə on dəfələrlə fərqlənə bilər. Təbiidir ki, hərəkət edən axının

sürəti belə çox dəyişdikdə, təzyiqli itkisini hesablayarkən sürətin orta qiymətindən istifadə etmək mümkün deyildir. Bu tipli sobaların hidravliki rejimi barədə təsəvvürü şəkil 3.58-dəki qrafiklərdən almaq olar. Absiss oxunda ilanvarı borunun uzunluğu, ordinat oxunda isə uyğun təzyiqli  $p$ , temperatur  $t$  və buxarlanma dərəcəsi  $e$  göstərilmişdir.

Başlanğıcda, xammal axını ilanvarı boru ilə hərəkət etdikdə, təzyiqli nisbətən bərabər düşür, sonra buxarlanmanın başlanğıcına uyğun gələn hər hansı bir kəsikdən başlayaraq, təzyiqli itkisi, eləcə də sobada buxarlanma dərəcəsi artan xətt üzrə yüksəlir. Buxarlanma dərəcəsinin belə dəyişməsi xammalın temperaturunun yüksəlməsi və təzyiqliğin düşməsi nəticəsində baş verir. Xammalın temperaturunun ilanvarı borunun uzunluğu boyu dəyişməsi maraqlı doğurur. Xammal buxarlanmadan qızın sahədə temperatur bərabər artır; buxarlanma başlayandan sonra temperaturun yüksəlməsi yavaşdır, çünki istiliyin bir hissəsi xammalın buxarlanmasına



Şəkil 3.58. Borulu sobanın ilanvarı borusunun uzunluğu boyu təzyiqliğin, temperaturun və buxarlanma dərəcəsinin dəyişmələri qrafikləri



Şəkil 3.59. Borulu sobanın hidravliki hesabındakı işarələrin izahı sxemi

sərf olunur. Bu halda, xammalın sobanın çıxışındakı temperaturunun qabaqkı borulardakından bir qədər aşağı olması da (şəkil 3.58-də punktir) mümkündür.

Belə hadisə təzyiq itkisi böyük olduqda və xammalın soba borularında intensiv buxarlanması zamanı müşahidə edilir, çünki boru səthindən ötürülən istiliyin miqdarı xammalın buxarlanması üçün tələb olunan gizli buxarlanma istiliyindən azdır. Buxarlanma qismən xammal axınının istiliyi hesabına baş verir və ona görə də, onun temperaturu aşağı düşür.

Üçüncü tip sobalarda ilanvarı boruların uzunluğu boyu sürətin dəyişməsi xammalın çevrilmə dərəcəsiindən (reaksiya məhsullarının çıxımından) asılıdır.

Birfazlı rejimdə təzyiq itkisi hidravlikanın məlum düstürləri ilə hesablanır. Onun üzərində burada dayanılmır.

Sobalarda xammalın qismən və ya tamamilə buxarlanması baş verən hallar üçün aşağıda verilən təzyiq itkisinin hesabı metodu B.D.Baklanov tərəfindən işlənmiş və 13 ədəd istismar edilən sobalarda [7] yoxlanılmışdır. Bu halda hesabi və faktiki təzyiq itkiləri arasındakı fərqlər 1-dən 12% arasında dəyişməklə, ortalama 7% təşkil edir. Belə rejimdə borulu sobanın ilanvarı borusunda təzyiq düşgüsü qızdırılma və buxarlanma sahələri üçün ayrı-ayrılıqda hesablanır.

Baxılan metod soba borularında istiliyin artımının borunun uzunluğuna mütənəsb olması barədə sadələşməyə əsaslanır, yəni ilanvarı borunun hesablanan bütün sahələri eyni istilik gərginliyi ilə işləyirlər. Belə sadələşmə bircərgəli düzünə şüalanan radiasiya boruları üçün qəbul edilə bilər və konveksiya borularında istifadə edilə bilməz. Əksər hallarda, xammal radiasiya borularında buxarlanmağa başlayır, ona görə də belə sadələşmə Baklanov metodunu radiasiya borularının hidravliki hesabında tətbiq etməyə imkan verir.

Buxarlanma sahəsində təzyiqi tapmaq üçün Baklanovun hesabi tənliyi belə yazılır:

$$p_b = \sqrt{p_s^2 + Al_b p_s \left(1 + \frac{C}{l_b}\right) + Bl_b^2 \left(1 + \frac{2C}{l_b}\right)}, \quad (3.82)$$

burada  $p_b$  və  $p_s$  – baxılan sahədə başlanğıc və son mütləq təzyiqlər, Pa (şəkil 3.59);  $l_b$  – hesablanan buxarlanma sahəsinin uzunluğu, m;  $A$ ,  $B$  və  $C$  – əmsallar; aşağıdakı düsturlarla hesablanırlar:

$$A = \frac{0,815\lambda G^2}{\rho_m d^5}, \quad (3.83)$$

$$B = \frac{9,81A(e_s - e_b)\rho_m}{l_b \rho_b}, \quad (3.84)$$

$$C = \frac{e_b l_b}{(e_s - e_b)}, \quad (3.85)$$

burada  $G$  – bir axın üçün xammalın kütlə sərfi, kq/s;  $d$  – borunun daxili diametri, m;  $\rho_m$  – hesablanan sahə hüdudlarında orta temperaturda mayenin sıxlığı, kq/m<sup>3</sup>;  $\lambda$  – hidravliki müqavimətlər əmsalı (atmosfer sobaları üçün  $\lambda = 0,020$ – $0,024$ , vakuum sobaları üçün isə  $\lambda = 0,018$ – $0,020$  məsləhət görülür);  $e_b$  və  $e_s$  – hesablanan sahədə başlanğıc və son kütlə buxarlanma payı, vahidin paylarında;  $\rho_b - p = 10^5$  Pa təzyiqdə buxarların orta sıxlığı, kq/m<sup>3</sup>. Ümumi halda bu kəmiyyət aşağıdakı düsturdan hesablanı bilər:

$$\frac{pM}{\rho_b} = 848T.$$

Buxar fazada və orta qaynama temperaturları hesablanan sahənin başlanğıcında  $T_b$  və sobanın çıxışında  $T_s$ , molekula kütlələri uyğun olaraq  $M_b$  və  $M_s$  olan fraksiyalar üçün  $10^5$  Pa təzyiqdə orta sıxlığı bu ifadədən tapmaq olar:

$$\frac{1}{\rho_b} = 424 \left( \frac{T_b}{M_b} + \frac{M_s}{T_s} \right)$$

Baxılan sahənin başlanğıcında və sonunda buxar fazası eyni komponentlərdən ibarət, yəni  $T_b = T_s = T$  və  $M_b = M_s = M$  olsa, məsələn sürtgü yağlarının təmizlənməsi qurğusunun həlledicini qovma sobasında müşahidə olunduğu kimi, onda:

$$\frac{1}{\rho_b} = 848 \frac{T}{M}.$$

Hesabatı sadələşdirmək üçün neft və yarımazut qızdıran

sobalar üçün  $l/\rho_b = 3500$  və mazut qızdırın sobalar üçün  $l/\rho_b = 2000$  qəbul etmək məsləhət görülür.

(3.83)–(3.85) tənliklərində sadə çevirmələr aparmaqla, əsas (3.82) tənliyini hesabat üçün daha rahat şəkllə salmaq olar:

$$p_b = \sqrt{p_s^2 + Al_b \left[ \frac{e_s}{(e_s - e_b)} p_s + 9,81(e_s + e_b) \frac{\rho_m}{\rho_b} \right]} \quad (3.86)$$

Bu tənlikdə kvadrat mütərizədəki birinci toplanan ikincidən xeyli az olduğundan, onu təqribi olaraq aşağıdakı kimi yazmaq olar:

$$p_b = \sqrt{p_s^2 + 9,81Al_b(e_s + e_b) \frac{\rho_m}{\rho_b}}$$

Əgər buxarlanma başlanğıcı hesablanan sahənin başlanğıcına düşərsə,  $e_b = 0$  olduğundan hesabat tənliyi (3.86) xeyli sadələşir və aşağıdakı kimi yazılır:

$$p_b = \sqrt{p_s^2 + Al_b \left( p_s + 9,81e_s \frac{\rho_m}{\rho_b} \right)}$$

Fərz edək ki, xammalın buxarlanması H nöqtəsində (şəkil 3.59) başlayır, buxarlanma sahəsinin başlanğıcında təzyiq  $p_b$ -ə bərabərdir, bu halda xammalın temperaturu  $t_b$ , buxarlanma sahəsinin uzunluğu isə  $l_b$ -dir.

Buxarlanma sahəsinin uzunluğu  $l_b$  bu tənliklə tapılır:

$$l_b = \frac{i_{t_c}^q - i_{t_b}}{i_{t_c}^q - i_{t_c.k.}} l_h \quad (3.87)$$

burada  $I_{t_c}^q$  – sobadan çıxış temperaturu  $t_c$ -da buxar  $e$  ( $i_{t_c}$ ) və maye  $(1-e)$  ( $i_{t_c}$ ) fazaların qarışığı olan xammalın entalpiyası; aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$i_{t_c}^q = e i_{t_c} + (1 - e) i_{t_c}$$

$i_{t_b}$  və  $i_{t_c.k.}$  – uyğun olaraq, xammalın buxarlanma sahəsinin başlanğıc temperaturu  $t_b$ -da və xammalın radiasiya borularına giriş temperaturu  $t_{c.k.}$ -da entalpiyaları, kC/kq;  $l_h$  – radiasiya borularının hesabi uzunluğu; boruların faktiki uzunluğu və soba ikiliklərinin gətirilmiş uzunluqları cəminə bərabərdir:

$$l_h = n_r l_t + (n_r - 1) l_e$$

burada  $n_r$  – xammalın bir axınına düşən radiasiya borularının sayı;  $l_t$  – bir borunun tam uzunluğu;  $l_e$  – soba ikiliyinin ekvivalent uzunluğu [axın kəskin döənən ikiliklər üçün (50–100)d, axın səlis döənən ikiliklər üçün isə  $l_e \approx 30d$  qəbul olunur].

Buxarlanma sahəsinin hesabi uzunluğunu (3.87) düsturu ilə hesablamaq üçün buxarlanma başlanğıcının temperaturu  $t_b$  məlum olmalıdır.  $t_b$ -ni tapmaq üçün buxarlanma başlanğıcı təzyiqi  $p_b$ -ni bilməliyik.  $p_b$  isə öz növbəsində (3.87) düsturu ilə hesablanan buxarlanma sahəsinin uzunluğu  $l_b$ -dan asılıdır.

Ona görə də, təzyiq itkisi ardıcıl yaxınlaşma metodu ilə [6] hesablayırlar.

Qızma sahəsində təzyiq itkisi  $\Delta p_q$  Darsi-Veysbax düsturu ilə hesablanır:

$$\Delta p_q = \frac{\lambda l_q w_m^2}{2d \rho_m} \quad (3.88)$$

burada  $l_q$  – soba ikiliklərinin ekvivalent uzunluqları da daxil olmaqla, qızma sahəsinin hesabi uzunluğu, m;  $w_m$  – mayenin kütlə hərəkət sürəti, kq/(m<sup>2</sup>·s). Qızma sahəsi üçün hidravliki müqavimətlər əmsalı  $\lambda = 0,030–0,035$  götürülür.

Sobanın girişində təzyiq bərabərdir:

$$p_0 = p_b + \Delta p_q + \Delta p_{st} \quad (3.89)$$

burada  $\Delta p_{st} = 9,81h\rho_m$  – sobada maye sütununun statik təzyiqi, Pa;  $h$  – ilanvarı boruda yerləşmiş ən hündür borunun oxundan olan məsafə, m.

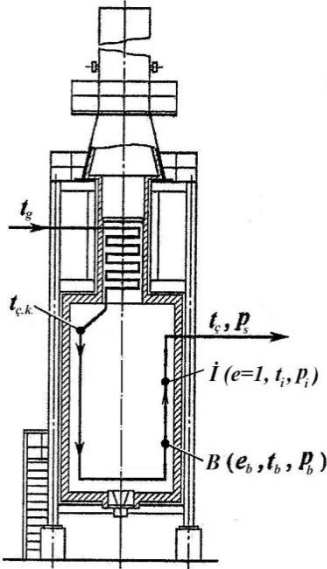
Bir sıra hallarda, soba borularında xammalın buxarlanması ilə yanaşı, alınan buxarların qızdırılması da baş verir. Belə şəraitdə, məsələn, katalitik krekinq qurğusunun sobaları işləyir. Bu halda, sobanın ilanvarı borusu qızma, buxarlanma və buxarların qızdırılmasına uyğun olan üç sahəyə bölünə bilər. Qızma sahəsində, ancaq maye faza olur və axının temperaturu  $t_g$ -dən  $t_b$ -ya (şəkil 3.60) qədər dəyişir. Buxarlanma sahəsində

ilanvarı boruda maye və buxar iştirak edirlər, temperatur  $t_b$ -dən  $t_i$ -yə dəyişir; buxarın ifrat qızması sahəsində borularda ancaq buxar qızır və onun temperaturu  $t_i$ -dən  $t_{ç}$ -a qədər artır.

Bu sobalarda təzyiqlik itkisi ifrat qızma sahəsindən başlayaraq, hər bir sahə üçün ayrı-ayrılıqda hesablanır.

Ancaq bir faza olan ifrat qızma sahəsində buxarın sürətinin dəyişməsi ilanvarı borunun uzunluğu boyu temperaturun və təzyiqləndəyişmələri ilə əlaqədardır. Burada təzyiqlik itkisi yenə də Darsi-Veysbax tənliyi ilə hesablanır:

$$\Delta p_i = \frac{\lambda l_i w_b^2}{2d \rho_b} \quad (3.90)$$



Şəkil 3.60. İfrat qızmış buxarla işləyən borulu sobanın hidravliki hesabına aid sxem

burada  $l_i$  – ifrat qızma sahəsinin hesabi uzunluğu, m;  $w_b^2$  – ifrat qızma sahəsində buxarın kütlə hərəkət sürəti,  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ;  $\rho_b$  – ifrat qızma sahəsində buxarın orta sıxlığı,  $\text{kg}/\text{m}^3$ .

Xammal entalpiyasının artımının ilanvarı boru uzunluğuna mütənasib olduğu nəzərə alınaraq, ifrat qızma sahəsinin uzunluğu  $l_i$ , yuxarıda buxarlanma sahəsi üçün edildiyi kimi hesablanır. Bu halda:

$$l_i = \frac{i_{t_c} - i_{t_i}}{i_{t_c} - i_{t_{ç,k}}} l_h \quad (3.91)$$

burada  $i_{t_i}$  – ifrat qızma sahəsinin başlanğıcı temperaturu  $t_i$  - də buxarın entalpiyası,  $\text{kC}/\text{kg}$ .

Bu halda da, məsələn buxarlanma sahəsində təzyiqlik itkisinin hesabında olduğu kimi ardıcıl yaxınlaşma metodu ilə həll etmək lazım gəlir [7].

$l_i$  (3.91) düsturu ilə hesablandıqdan sonra, ifrat qızma sahəsinin başlanğıcı ( $t_i$  və  $p_i$ ) və sobanın çıxışı ( $t_c$  və  $p_s$ )



parametrlərində buxar axınının uyğun sıxlıqları  $\rho'_b$  və  $\rho''_b$  tapılır və buxarın ifrat qızma sahəsində orta sıxlığı hesablanır:

$$\rho_b = \frac{\rho'_b + \rho''_b}{2}.$$

Daha sonra, ifrat qızma sahəsində təzyiqli itkisi [(3.90) tənliyi] və ifrat qızma sahəsinin başlanğıcında hesabi təzyiqli hesablanır:

$$p_i = p_s + \Delta p_i.$$

Bu soba üçün buxarlanma sahəsində təzyiqli itkisi yuxarıda qeyd edildiyi kimi, ardıcıl yaxınlaşma metodu ilə tapılır. Bu halda nəzərə alınmalıdır ki, buxarlanma sahəsinin sonundakı temperatur və təzyiqli, uyğun olaraq  $t_i$  və  $p_i$ -yə bərabərdir, buxarlanma payı isə  $e = 1$ .

Qızma sahəsindəki təzyiqli itkisi (3.88) düsturu ilə tapılır. Əgər hidravliki hesablama ilə tapılmış təzyiqli itkisinin qiyməti məqsədəuyğun hədlərdə deyildirsə, onda ya borunun diametri, ya da axınların sayı dəyişdirilməlidir. Sobalarda lazımi hidravliki rejimi təmin etmək üçün bəzən müxtəlif diametrlili borulardan istifadə edilir. Məsələn, neftin ilkin emalı qurğusunun vakuu sobalarında radiasiya borularının diametrləri böyük götürüldükdə, onlarda xammalın intensiv buxarlanması baş verir. Bu, bütün sobada yol verilən təzyiqli itkisində həm qızma, həm də buxarlanma sahələrində axının lazımi hərəkət sürətlərini əldə etməyə imkan verir.

Bir sıra hallarda, sobanın radiasiya borularına su buxarı verilir. Nəticədə axının həcmi böyüyür, onun hərəkət sürəti artır, borunun divarından qızdırılan xammala istilik vermə yaxşılaşır, koksun və duzların boruların iç səthlərində çökməsi azalır.

Sobada paralel axınların sayının artırılması ilə eyni zamanda axının sürətinin və qızdırılan xammalın qət etdiyi məsafənin azaldılması təzyiqli itkisini kəskin aşağı salmağa imkan verir. Lazım gəldikdə, paralel axınlar tətbiq etməklə, kiçik diametrlili borulardan istifadə etmək olar.

Yuxarıda qeyd edilmiş borulu sobanın texnoloji hesabı üçün işlənmiş proqramlar bir- və ikifazlı axınlar üçün hər bir boruda axma rejimlərini, təzyiq itkilərini və digər parametrləri müəyyənləşdirməyə imkan verir.

### **3.8. Qaz müqaviməti və sorma**

Borulu sobanın normal işləməsi üçün yanacağıın yanmasından ötrü ocağa havanın verilməsini, qazların sobadan keçməklə, bütün qaz xətlərində hərəkətini və yanma məhsullarının sanitar normalarına və ətraf mühitin yol verilən çirklənmələrinə əməl etməklə, kifayət qədər hündürlükdə atmosferə buraxılmasını təmin etmək lazımdır.

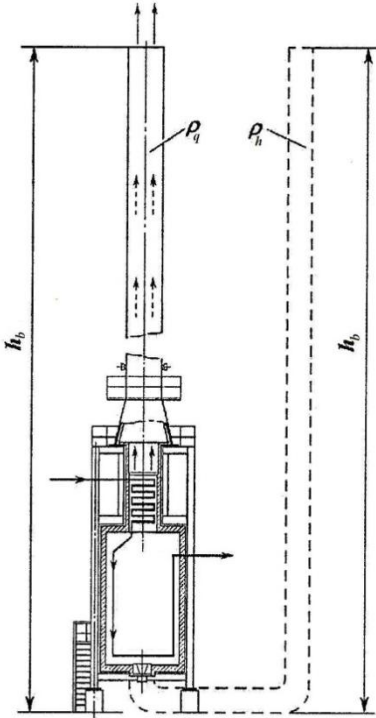
Borulu sobada bu şərait, adətən tüstü borusu ilə yaradılan təbii sorma ilə təmin edilir. Təbii sormada tüstü qazlarının hərəkətini və hidravliki müqavimətlərin dəf edilməsini təmin edən hərəkətverici qüvvə, atmosfer havası təbəqəsinin və borudakı tüstü qazlarının təzyiqləri fərqi (şəkil 3.61).

Borulu sobanın qaz traktı, onun tüstü borusu və atmosfer havası təbəqəsinə birləşmiş qablar kimi baxmaq olar. Onun bir qolu tüstü qazları ilə dolu tüstü borusu, digəri isə – atmosfer havası təbəqəsidir. Atmosfer havasının və borudakı tüstü qazlarının temperaturları fərqi nəticəsində onların sıxlıqları, deməli çəkiləri də müxtəlif olur. Ona görə də, daha ağırsoyuq hava təbəqəsi, daha yüngül qaynar tüstü qazı qatını itələyir.

Tüstü borusu ilə yaradılan hərəkətverici qüvvə (sorma) çıxan tüstü qazlarının temperaturu və borunun hündürlüyü yüksəldikcə artır, çünki bu halda, atmosfer havası və tüstü qazları təbəqələrinin çəkiləri fərqi artır.

Yanacağıın yanmasına lazım olan havanın daxil olması üçün ocaqda müəyyən qədər sorma olmalıdır. Maye yanacaq hava ilə tozlandırıldıqda və qazvarı yanacaq üçün injeksiya tipli

odluqlardan istifadə edildikdə, yanacağıın yanması üçün hava qismən və ya tamamilə təzyiqlə verilir.



Şəkil 3.61. Təbii sorma ilə borulu sobanın sxemi

Ocaqda sorma həm də, hörgünün kipliyinin pozulduğu yerlərdən tüstü qazlarının sızmasının qarşısını alır. Ocaqda izafi təzyiqlin olması tüstü qazlarının sızmasına şərait yaratmaqla, ətraf mühitin çirklənməsinə və istilik itkisinin artmasına, yəni sobanın f.i.ə.-nin azalmasına gətirib çıxarır.

Ocaqda xeyli sormanın olması da yaxşı hal deyildir: lazımsız izafi havanın sorulmasına, çıxan tüstü qazları ilə istilik itkisinin çoxalmasına və sobanın f.i.ə.-nin azalmasına səbəb olur. Ocaqda sormanın 20–40 Pa olması məsləhət görülür. Tüstü qazlarının borulu sobada hərəkəti zamanı axına olan

müqavimətə təbii sorma ilə işləyən sobanın misalında baxaq (şəkil 3.61). Həmin müqavimət qazların konveksiya boruları dəstindən keçdikdə yaranan müqavimətdən, qaz keçidlərinin divarlarına sürtünmə müqavimətindən, axının istiqamətinin və kəsiklərin dəyişməsi (genişlənmə və ya daralma) ilə əlaqədar yerli hidravliki müqavimətlərdən, bağlayıcı və tənzimləyici tərtibatların (qarayıcı, şiber) müqavimətlərindən, statik və dinamik təzyiqlərdən, havaqızdırıcının müqavimətindən ibarətdir.

Bütün qaz traktının ümumi müqaviməti ayrı-ayrı toplananların cəminə bərabərdir:

$$\Delta p_{\text{ü}} = \sum \Delta p_i.$$

Tüstü qazları axınına müqavimətin əsas toplananlarından biri *konveksiya boruları dəstinin* müqavimətidir. Bu müqavimət əsasən borular arasındakı sərbəst en kəsiyində tüstü qazlarının hərəkət sürətindən, boru cərgələrinin sayından və onların diametrindən, boruların yerləşdirilmə üsulundan (şahmat və ya dəhliz), üfqi və şaquli istiqamətlərdə boruların oxları arasındakı məsafədən asılıdır. Onun qiymətini hesablamaq üçün xüsusi ədəbiyyatlarda bir sıra tənliklər və ya nomogramlar verilmişdir. İstismar edilən sobalarda konveksiya kamerasında təzyiqli itkisi təqribən 40–80 Pa-a bərabərdir.

Qaz axınının müqaviməti hesablandıqda onun istiqaməti nəzərə alınmalıdır. Qızmış qazın aşağıdan yuxarıya hərəkəti hidravlik müqavimətləri dəf etmək üçün əlavə təzyiqli yaradır, çünki belə sahədə axının istiqaməti təbii sormanın təsiri istiqamətilə üst-üstə düşür. Əksinə, qazlar yuxarıdan aşağı hərəkət etdikdə, dəf edilməli (statik təzyiqli) əlavə müqavimət yaranır.

Qazların aşağı istiqamətdə hərəkəti zamanı konveksiya kamerasında yaranan statik təzyiqli bu ifadədən tapılır:

$$\Delta p_{st} = h_k (\rho_h - \rho_q) g,$$

burada  $h_k$  – konveksiya kamerasının hündürlüyü, m;  $\rho_h$  və  $\rho_q$  uyğun olaraq havanın və tüstü qazlarının sıxlıqları,  $\text{kg/m}^3$ ;  $g$  – cazibə qüvvəsinin təcili,  $\text{m/s}^2$ .

*Qaz keçidində sürünmə* müqaviməti hidravlikanın tənliyiyi ilə tapılır və tüstü qazlarının hərəkət sürətindən (4–6 m/s), qaz keçidinin uzunluğundan və onun kələ-kötürlüyü dərəcəsiindən asılıdır.

*Yerli hidravliki* müqavimətlər aşağıdakı tənliklə hesablanır:

$$\Delta p_{y.m.} = \sum \xi_i \frac{w_i^2}{2} \rho_i,$$

burada  $\xi_i$ — yerli müqavimət əmsalları, sorğu məlumatlarından götürülür;  $w_i$ — qaz axınının xətti sürəti, m/s;  $\rho_i$ — uyğun kanal kəsiyində qaz axınının sıxlığı, kq/m<sup>3</sup>.

Müəyyən ehtiyatın və sormanı tənzimləmə imkanının olması üçün tüstü borusu və ya tüstüboranla yaradılan sorma qazların axınına olan ümumi hesabi müqavimətdən bir qədər artıq olmalıdır. Ehtiyat əmsalını 1,2 qəbul edirlər, yəni:

$$\Delta p_b = 1,2\Delta p_{\text{ü}}.$$

Boru ilə yaradılan izafi sorma tənzimləyici qapayıcının müqavimətini dəf etmək üçün sərf edilir. Tüstü borusunun hündürlüyü aşağıdakı ifadə ilə tapılır:

$$h_b = \frac{\Delta p_b}{(\rho_h - \rho_q)} \quad (3.92)$$

Borulu sobada təbii sormada tüstü borusunun yaratdığı sorma 200 Pa hədlərində olur.

Əgər tüstü qazlarının temperaturunun nisbətən aşağı olması səbəbindən tüstü borusu ilə yaradılan təbii sorma, tüstü qazları axınına olan ümumi müqaviməti dəf etmək üçün kifayət deyildirsə, onda tüstü qazları sobadan ventilyatorla sorularaq, tüstü borusuna vurulur, yəni süni sorma yaradılır.

Tüstü borusunun diametri qazların həcmi sərfindən və onların yol verilən sürətindən asılıdır: təbii sormada bu sürət 4–8 m/s, süni sormada isə – 8–16 m/s qəbul edilir.

Sobanın hesabı üçün işlənilmiş proqramlar sobanın müxtəlif yerlərində: döşəmədə, «aşırım divarının» üstündə, konveksiya kamerasının çıxışında və ətraf havanın temperaturu nəzərə alınmaqla, tüstü borusunun çıxışında sormanın qiymətlərini hesablayırlar.

### 3.9. Borulu sobanın istismarının enerji effektivliyi

Sobanın istismarında işlədilən yanacaq xərclərin əsas payını təşkil etdiyinə baxmayaraq, geniş mənada *borulu sobanın işinin enerji effektivliyi* anlayışı, həm də istismar, parametrlərin

verilmiş qiymətlərinin saxlanması, təhlükəsizlik tədbirləri xərclərini və digərlərini əhatə edir.

Sobanın işinin enerji effektivliyinin əsas və ən əhəmiyyətli faktoru yanacaq sərfidir. Yanacaq sərfinə təsir edən amillər aşağıdakılardır:

- çıxan tüstü qazları istiliyinin effektiv istifadəsi;
- divarlardan xaricə istilik itkisi;
- YYQ-ın işi.
- konveksiya və radiasiya borularının xarici və daxili səthlərinin vəziyyəti;

**Çıxan tüstü qazları istiliyinin effektiv istifadəsi.** Yuxarıda qeyd edildiyi kimi, çıxan tüstü qazlarının temperaturu nəzəri mümkün olan temperatura yaxın, yəni ətraf mühitin temperaturuna yaxın şəraitdə sobanın işinin təmin edilməsi texniki cəhətdən mürəkkəb deyildir. Bu layihənin həllində əsas maneə – tüstü qazlarındakı su buxarının və turş kükürdtərkibli maddələrin kondensləşməsi və onların sonrakı istifadəsidir.

Effektiv istilik ötürülməsi və sobanın (havaqızdırıcının, utilizasiya qazanının və i.a.) çıxışında boruların səthində kondensləşməni aradan qaldıran şəraitlərin təmin edilməsi üçün boru divarının minimal temperaturu tüstü qazlarının şəhdüşmə nöqtəsi temperaturundan 10 – 20°C artıq, çıxan qazların temperaturu isə ən soyuq boru səthinin temperaturundan 40 – 60°C artıq saxlanılır.

Yuxarıda baxılan sistemlər borulu sobanın f.i.ə.-ni 95–96%-ə qaldırmağa imkan verir, ancaq onlar kifayət qədər bahadırlar, onların istismarı isə turş tullantıların istifadəsinə çəkilən əlavə xərclərlə əlaqəlidir. Ona görə də, belə layihələrin iqtisadi səmərəsi hesablamalarla əsaslandırılmalıdır.

Ümumi halda, f.i.ə. 92%-dən yüksək olan istilikdən istifadə sistemlərini istilik gücü 70 – 80 MVt-dan çox olan soba aqreqatlarında tətbiq edilməsi məsləhət görülür.

**Divarlardan ətraf mühitə istilik itkisi.** Normal futerləmədə və divarların xarici səthlərinin temperaturları normal, yəni 60°C-dən çox olmadıqda, soba səthlərindən istilik itkisi 1,5–2% hədlərində olur. Ancaq futerləmədə qüsurlar olduqda və səthlərin temperaturu 100–125°C-yə, boruların, baxış pəncərələrinin keçidlərində 280°C-yə çatdıqda, istilik itkisi kəskin yüksəlir və 7–8% təşkil edə bilər.

**YYQ-nın işi.** Yanma rejimi və havanın artıqlıq əmsalı yanacaq sərfinə böyük təsir edir. Praktiki olaraq, istismar edilən sobalarda havanın artıqlıq əmsalı normativ qiymətdən xeyli çox olur. Sobada havanın artıqlığı həm odluqlarda yanma rejiminin düzgün tənzimlənməsinə, həm də divarların, baxış pəncərələrinin, boru keçidlərinin və s. kipliklərinin pozulması səbəbindən yaranır. Sobada normadan artıq izafi hava olduqda, izafi havanı qızdırmaq üçün yanacaq sərfi 8–10% arta bilər.

Müasir odluqların tətbiqi yanacaq sərfinə ancaq 1,0–1,5%-ə qədər qənaət etməyə imkan verir. Odluqların işinin enerji effektivliklərini artırmaq üçün yanma rejimi düzgün tənzimlənməli və sobada kiplik təmin edilməlidir.

**Boruların xarici və daxili səthlərinin vəziyyəti.** Sobaların istismarı zamanı boruların xarici səthlərində çöküntülər əmələ gəlir. Bu proses istənilən yanacaq növündə baş verir, ancaq maye və kombinəedilmiş yanacaqlarda daha intensiv gedir. Çöküntü qatı istiliyin ötürülməsinə mane olaraq, yanacaq sərfini artırır və f.i.ə.-ni azaldır.

Radiasiya və konveksiya borularındakı çirklənmələr bir-birindən həm strukturuna, həm də təmizlənməsi üsuluna görə fərqlənirlər. Radiasiya boruları səthində əsasən dəmirin oksidləri və sulfidləri olurlar. Qurum və his hissəcikləri radiasiya boruları üfqi vəziyyətdə yerləşdirildikdə onların üstünə çökürlər. Radiasiya borularının çirklənmə intensivliyi və onun istilik ötürülməsinə təsiri o qədər də yüksək deyildir.

Konveksiya boruları daha çox çirklənməyə məruz qalır. İstilik mübadiləsi səthini artırmaq və intensivləşdirmək

məqsədilə bu borular, çox halda qabırğalarla və çıxıntılarla təchiz edirlər. Bu da çöküntülərin yaranması sürətini xeyli artırır.

Çöküntülərin inkişafı prosesini aşağıdakı kimi təsvir etmək olar:

- səthin oksidləşməsi və sulfidləşməsi hesabına metalın oksid və sulfid qatının əmələ gəlməsi;

- borunun səthində və borunu örtən oksid-sulfid qatı üstündə qurum hissəciklərinin çökməsi;

- çöküntü kütləsinin artması;

- yaranmış kütlənin möhkəmlənməsi, böyüməsi, qabıq qoyması.

Bu tüstü qazlarının temperaturunun artmasında və sobanın çıxışında tüstü qazlarının sorulmasının pisləşməsində özünü göstərir. Bir il istismar edildikdən sonra soba öz gücünün 10%-ə qədərini itirə bilər.

Soba işlədikdə və təmir edildikdə ilanvarı boruların təmizlənməsini müxtəlif üsulları mövcuddur.

*Buxarla üfürmə* soba işlədikdə konveksiya borularını təmizləmək üçün tətbiq edilən mexaniki təmizləmə üsuludur. Sonunda ucluq olan qalındıvarlı paslanmayan boru müxtəlif deşiklərdən (baxış pəncərəsi, boru keçidləri, lyuklar və s.) konveksiya kamerası boruları arasına yerləşdirilir. Boru ilə yüksək təzyiqli (2–4 MPa) buxar verilir və çöküntülər borulardan üfürülərək kənarlaşdırılır. Ayrıca dayaq meydançaları tələb edən mürəkkəb və iri konstruksiyası, bahalıqı, yüksək təzyiqli buxara ehtiuacın olması bu metodun mənfi cəhətləridir.

*Qaz - impuls təmizləməsi* də mexaniki üsula aiddir. Təmizləmə əməliyyatı işləyən sobanın konveksiya kamerasında tətbiq edilir. Bu halda, yanacaq qazının və hava qarışığının impuls kamerasında qeyri-stasionar yanması prosesində (mikro partlayışlarla) alınmış yanma məhsullarının hər hansı bir kütləsi konveksiya borularının qızma səthinə



dövri olaraq atılır. Boruların səthinə həm nisbətən böyük sürətlə hərəkət edən yanma məhsulları təsir edir, həm də müəyyən titrəmə təsirləri olur. Nəticədə, yanma məhsullarının verildiyi hər bir nöqtə ətrafında kifayət qədər geniş sahə – eni və hündürlüyü 3 m-ə qədər olan boru sahəsi təmizlənir.

Layihə rejimini saxlamaq üçün, bir qayda olaraq, həftədə 1-2 təmizləmə sikli aparılmalıdır. Bu üsul istehsalatda özünü doğrultmuşdur.

*Kimyəvi təmizləmədə* radiasiya və konveksiya borularının səthləri asan əriyən qələvi birləşmələri əsasında olan kimyəvi reagentlə emal edilir. Bu metod işləyən sobada da tətbiq edilə bilər. Boruların səthinə düşmüş kimyəvi reagent turş qurum çöküntülərilə reaksiyaya girir və toz halına çevrilir. Alınmış toz ya tüstü borusuna sorulur, ya da döşəməyə səpələnir.

Reagent boruların səthinə sıxılmış hava ilə çətin əriyən lülə vasitəsilə verilir. Əməliyyat 4–6 gün davam edir, çox əziyyətli və xüsusi qoruyucu kostyumdan istifadə etmək lazımdır. Lülələr sobanın içinə aralanmış baxış və partlayış pəncərələrindən, lyuklardan, odluqlardakı baxış dəşiklərindən keçirilir.

Bu işləri bir sıra xarici şirkətlər yerinə yetirirlər.

*Boruların daxili səthinin* koks və qurum çöküntülərindən təmizlənməsində, əsasən onların hava-buxar qarışığı ilə yandırılması üsulundan istifadə edilir. Təmizləndikdən sonra boruların içi mütləq yuyulmalıdır, çünki bir çox duzlar koks yaranmasında katalizator rolunun oynayırlar.

Bu tədbirlərin kompleks halında yerinə yetirilməsi yanacaq sərfinə xeyli qənaət etməyə imkan verir.

### **3.10. Borulu sobaların təkmilləşdirilməsi istiqamətləri**

Borulu sobaların istismarı, inkişafı və təkmilləşdirilməsi elmi-texniki mərkəzlərin, sahə institutlarının, aparıcı mütəxəssislərin diqqət mərkəzində qalmaqla yanaşı, onlar

haqda bilgilərin aşağıdakı istiqamətlərdə dərinləşməsi və genişlənməsi gözlənilir.

**Materialşünaslıq.** Yaxın zamanlarda daha yüksək möhkəmlikli və ya daha yüksək istilikudma və istilikkeçirmə qabiliyyətli poladların işlənməsi sahəsində böyük irəliləyiş əldə edilməsi mürəkkəb məsələdir.

İfrat alçaq istilikkeçirmə qabiliyyətli, ocağın içində (radiasiya kamerasında) istilyi daha yaxşı əks etdirən odadavamlı materiallar meydana çıxa bilər. Bu hörgünün qalınlığının və kütləsinin, eləcə də ətraf mühitə istilik itkisinin azaldılmasına imkan verərdi.

**Sobanın istismarının təhlükəsizliyi.** Son zamanlar bu sahədə xeyli irəliləyişlər olsa da, borulu sobalar təhlükəli avadanlıqlar olmaqla, onlarda qəzalar nadir hadisə deyildir və olduqca təhlükəlidir. Bu istiqamətin inkişafı gözləniləndir.

Sobanın avtomatik yandırılması sistemləri işlənilərək, tətbiq edilməlidir. İndi partlayış təhlükəli qazları aşkar edən həcmi vericilər geniş tətbiq olunmaqdadır. Onların yüksək temperatur şəraiti üçün işlənməsi və tətbiq edilməsi sobanın təhlükəsizliyini yüksəldərdi. Onların köməyiylə ocaq fəzasında partlayış təhlükəli qazların olmasına nəzarət edilməli və onlar təhlükəli qatılıq yarandıqda sobanın işini dayandırma funksiyasını icra edə bilməlidirlər. Sobanın müasir xarici qoruma sistemləri (buxarla və ya təsirsiz qaz örtüyü ilə qoruma) də mükəmməl deyildirlər.

**Ekoloji tələblər.** Ekologiya üzrə tələblər və onların reallaşması üzrə texniki həllər aktiv inkişaf etməkdədir. Artıq ABŞ-da iri sobaların tüstü qazlarının skrubberdə tam yaş təmizlənməsi layihələri tətbiq edilmişdir. Ancaq belə sistemlər bahadırlar.

**Konstruksiyanın və sobada istiliyin ötürülməsinin təkmilləşdirilməsi.** Bu istiqamət ən mühüm, daha çətin inkişaf edən sahədir. Demək olar ki, yüz illik tarixində borulu sobaların konstruksiyaları az dəyişmişdir. Böyük, praktiki

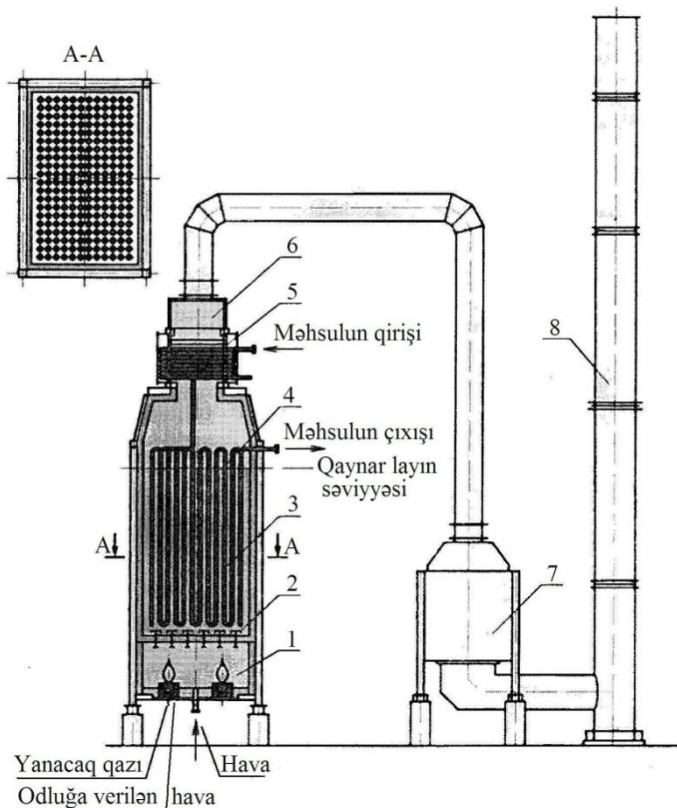
olaraq boş, materialtutumlu, odluların məşəllərilə dolu radiasiya kamerası texniki mütəxəssisləri sobanın konstruksiyası və istilik mübadiləsi proseslərinin intensivləşdirilməsi üçün digər həllər axtarmağa sövq edir.

Ancaq təklif olunan və müxtəlif istilik mübadiləsi sistemlərinin təcrübi nümunələri sənaye səviyyəsinə çıxmamışlar. Görünür, bu klassik sobanın aparat tərtibatının sadəliyi və ucuz olması, istismarının imkanları ilə əlaqədardır.

Buna baxmayaraq, indi istilik mübadiləsi proseslərinin intensivləşdirilməsinə imkan verən və bir sıra digər üstünlükləri olan daha yığcam sobalar üzrə texniki həllər təklif edilməkdədir.

Şəkil 3.62-də istilikdaşıyıcısı qaynar lay halında olan soba göstərilmişdir [27]. Ocaqda 1 qaz yanacağı təzyiq altında yandırılır. Məşəlin temperaturunu aşağı salmaq və tüstü qazlarının həcmi artırmaq üçün ocağa əlavə hava verilir. Tüstü qazları sobanın qazburaxıcı klapaları olan qaz paylayıcı döşəməsindən 2 qaynar laylı istilikdaşıyıcı radiasiya kamerasına 3 keçir. Kamera dairəvi və ya düzbucaq formada ola bilər. İstilikdaşıyıcı kimi iri fraksiyalanmış kvars qumundan istifadə etmək olar. Qazın təzyiqi və sərfi kvars qumunu hesabi hündürlüyə (6–12 m) qaldırmaq üçün kifayət qədər olmalıdır. Hal-hazırda belə sobalar üzvi məişət tullantılarının yandırılması qurğusunda müvəffəqiyyətlə işləyir və aparat tərtibatında çətinlik yaratmırlar.

Radiasiya kamerasının bütün həcmi boyu şaquli ilanvarı borular yerləşdirilir və verilmiş temperatura qədər qızdırılmış kvars qumu hissəcikləri hər bir borunu hündürlüyünün 90%-i qədərini bərabər yuyurlar. Bu halda, həm bərk qum hissəciklərindən istiliyin boruya şüalandırılması, həm də qum hissəciklərinin bilavasitə boru səthilə kontaktı hesabına istilik ötürülməsi baş verir. Belə istilik ötürülməsinin effektivliyi, adi sobanın radiasiya kamerasındakından bir neçə dəfə yüksəkdir. Radiasiya kamerasının vahid həcmindəki istilik mübadiləsi



Şəkil 3.62. İstilikdaşıyıcısı qaynar lay halında olan sobanın sxemi:  
 1-tazyiq altında yanma kamerası; 2-qaz buraxıcı şəbəkə; 3-qaynar laylı istilikdaşıyıcılı radiasiya kamerası; 4-ılanvarı boru; 5-konveksiya kamerası; 6-tüstü qazlarının tozdan təmizləmə bölməsi; 7- istilikdən istifadə edilmiş düyünü; 8-tüstü borusu

səthi də bir neçə dəfə çox, sobanın həcmi isə az olur. Radiasiya kamerasından sonra adi konveksiya kamerası 5, tüstü qazlarının tozdan təmizlənməsi sistemi 6 (siklonlar və ya torlu filtrlər), istiliyin istifadə edilməsi düyünü 7, tüstü borusu 8 yerləşdirilir.

Klassik sobalarla müqayisədə təklif olunan sobanın əsas üstünlükləri aşağıdakılardır:

- ilanvarı boruların istilik mübadiləsi səthinin artmasına rəğmən, radiasiya kamerasının həcmnin azalması;

- lazımi istilik mübadiləsini təmin etmək üçün istilikdaşıyıcını məhsulun temperaturundan 120–150°C artıq qızdırmaq kifayət etdiyindən, radiasiya kamerasında tüstü qazlarının temperaturunun daha aşağı (200–300°C) olması;

- hər bir borunun diametri üzrə və hündürlüyü boyu bərabər qızmasının praktiki olaraq təmin edilməsi;

- radiasiya kamerasında istilikdaşıyıcının, başqa sözlə məhsulun temperaturunun yüksək dəqiqliklə tənzimlənməsi;

- tüstü qazlarının temperaturu klassik sobalardakından aşağı olduğundan yüksək ekoloji göstəriciləri.

Təklif edilən sobanın əsas çatışmazlıqlarına:

- təzyiq altında işləyən soba kompleksinin aparat tərtibatının mürəkkəbliyi;

- tüstü qazlarının tozdan təmizlənməsi blokunun xərcləri artırması;

- belə proseslərin istilikötürmə prosesinin hesabı bazasının olmaması;

- yanma kamerasının təzyiq altında olması, radiasiya boruları aşqılarının hazırlanmasında baha materialların işlədilməsi aid edilə bilər.

Bu konstruksiyalı soba istehsalatda tətbiq edilməmişdir, göstərilən üstünlüklər və çatışmazlıqlar nəzəri olaraq təsvir edilmişdir. Bu misal istilik ötürülməsi prosesini intensivləşdirən daha effektiv, yığcam sobaların işlənməsinin mümkünlüyünü göstərmək üçün verilmişdir. Şübhəsiz, daha effektiv sobaların yaradılması üzrə işlər davam etdiriləcək və gələcəkdə yeni konstruksiyalar meydana çıxacaqdır.

## İSTİFADƏ EDİLMİŞ ƏDƏBİYYAT

1. Виноградов С.Н., Таранцев К.В., Виноградов О.С. Выбор и расчёт теплообменников. Учебное пособие. – Пензенский гоудаственный университет. Пенза.– 2001. 95 с.
2. Гельперин Н.И. Основные процессы и аппараты химической технологии.– М.: Химия,1981. – 812 с.
3. Поникаров И.И., Поникаров С.И., Рачковский С.В. Расчёты машин и аппаратов химических производств и нефтегазопереработки (примеры и задачи). Учебное пособие. – М.: Альфа-М, 2008. – 720 с.
4. Эмирджанов Р.Т. Основы технологических расчётов в нефтепереработке. – М.: Химия, 1965. – 543 с.
5. Семакина О.К. Машины и аппараты химических производств. – Томск: Изд.-во ТПУ, 2011. – 126 с.
6. Вихман Г.Л., Круглов С.А. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов. Учебник. – М.: Машиностроение, 1978. – 328 с.
7. Скобло А.И., Молоканов Ю.К., Владимиров А.И., Щелкунов В.А. Процессы и аппараты нефтегазопереработки и нефтехимии. Учебник. – М.: Издательский Центр РГУ нефти и газа им. И.М.Губкина. – 2012. 728 с.
8. Поникаров И.И., и др. Машины и аппараты химических производств. Учебник. М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.
9. ГОСТ Р 52857.7 – 2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчёта на прочность. Теплообменные аппараты. – 46 с.
10. Ləmbərganski R.Ə. Əmircanov R.T., Qurbanəliyev T.H. Neft emalı və neft kimyasının əsas proseslərinin və aparatlarının hesablanması. Ali məktəblər üçün dərs vəsaiti. – Bakı: “Maarif” nəşriyyatı, 1988. – 184 s.
11. Abdullayev R.X., Mürşüdüli Ç.C., Məmmədov Q.Ə. Kimyəvi avadanlıqların hesabı və konstruksiya edilməsinin əsasları. (I hissə). Dərs vəsaiti. – Bakı: ADNA-nın nəşri, 2000.– 130 s.
12. Üzən başlıqlı istilikdəyişdiricinin hesabı. Metodik göstəriş. Bakı: ADNA-nın nəşri, 1996.– 64 s.
13. Abdullayev R.X., Mürşüdüli Ç.C., Məmmədov Q.Ə. Kimyəvi avadanlıqların hesabı və konstruksiya edilməsinin əsasları. (II hissə). Dərs vəsaiti. – Bakı: ADNA-nın nəşri, 2001.– 178 s.
14. Аппараты нефтепереработки и нефтехимии. Методические рекомендации для выполнения дипломных и курсовых проектов. Аппараты воздушного охлаждения. Баку: Изд. АЗИНЕФТЕХИМа, 1983.–72 с.

15. Примеры и задачи по курсу МАХП. Под ред. Ульянова В.М. – Н. Новгород: НГТУ, 2003.– 356 с.
16. Лащинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры: Справочник.– Л.: Машиностроение, 1970. – 752 с.
17. Расчёты основных процессов и аппаратов нефтепереработки: Справочник. Под ред. Судакова Е.Н.–М.: Химия, 1978.–568 с.
18. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1990.–200 с.
19. Гортышов Ю.Ф. и др. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена: монография /под общ. ред. Ю.Ф.Гортышова. Казань: Центр инновационных технологий, 2009.–531 с.
20. Попов И.А., Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В. Промышленное применение интенсификации теплообмена—современное состояние проблемы. Теплоэнергетика, 2012, №1, с. 3-14.
21. Горшенин А.С. Методы интенсификации теплообмена /учеб. пособ./ Самара. Самар. гос. техн. ун-т, 2009.–82 с.
22. Дрейцер Г.А. О некоторых проблемах создания высокоэффективных трубчатых теплообменных аппаратов. «Новости теплоснабжения», №5, 2004.
23. Попов И.А., Махянов Х.М., Гуреев В.М. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена. Интенсификация теплообмена: монография. Казань: Центр инновационных технологий, 2009.–560 с.
24. Осипов М.И., Олесевич К.А. Экспериментальное и численное исследование теплообменных аппаратов шнекового типа //Труды второй Российской национальной конференции по теплообмену. М.: МЭИ. – 2002. Т.6. с.159-162.
25. Ентус Н.Р., Шарихин В.В. Трубчатые печи в нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности. – М.: Химия, 1987 – 304 с.
26. Теляков Э.Ш., Закиров М.А., Вилохин С.А. Технологические печихимических, нефтехимических и нефтегазо- перерабатывающих производств: Учебное пособие.–Казань: КГТУ, 2008.– 104 с.
27. Жидков А.Б. и другие Трубчатые нагревательные печи нефтепереработки и нефтехимии. – СПб.: АртПроект, 2015.– 104 с.

ƏLAVƏLƏR

Cədvəl Ə.1.

Maye neft məhsullarının entalpiyaları, kC/kq

T, K	Nisbi sıxlıq, $\rho_{15}^{15}$ (və ya K-lə: $\rho_{288}^{288}$ )							
	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
273	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
283	21,14	20,39	19,68	19,05	18,51	17,96	17,50	17,04
293	42,66	41,16	39,77	38,48	37,35	36,40	35,30	34,42
303	64,67	62,34	60,21	58,28	56,56	54,93	53,51	52,15
313	87,09	83,90	81,06	78,50	76,16	74,02	72,01	70,20
323	109,90	105,93	102,33	99,06	96,09	93,41	90,81	88,61
333	133,14	128,28	123,97	119,99	116,44	113,17	110,11	107,34
343	156,80	151,10	145,99	141,35	137,12	133,27	129,67	126,42
353	180,91	174,30	168,52	163,52	158,18	153,78	149,68	145,84
363	205,36	197,95	191,21	185,14	179,57	174,59	169,94	165,59
373	230,32	221,94	214,41	207,58	201,43	195,69	190,50	185,69
383	255,66	246,35	237,98	230,48	223,53	217,25	211,43	206,95
393	281,40	271,18	261,97	253,64	246,06	239,15	232,74	226,89
403	307,60	296,43	286,38	277,29	269,00	261,42	254,43	248,01
413	334,23	322,05	311,12	301,24	292,28	284,03	276,45	269,44
423	358,81	348,09	336,28	325,61	315,89	307,02	298,81	291,25
433	388,70	374,55	361,87	350,35	339,88	330,34	321,50	313,35
443	416,59	401,43	387,82	375,51	364,29	353,99	344,57	335,84
453	444,85	428,69	414,12	401,01	389,00	378,03	367,98	358,65
463	473,57	456,36	440,87	426,89	414,16	402,44	391,72	381,80
473	502,71	484,41	467,96	453,14	439,61	427,26	415,79	405,28
483	523,27	512,84	495,44	479,70	465,38	452,32	440,18	429,05
493	562,25	541,73	523,32	506,70	491,59	477,77	464,96	453,21
503	592,85	571,00	551,70	534,19	518,24	503,67	490,19	477,78
513	623,25	600,76	580,37	561,95	545,21	529,80	515,65	502,62
523	654,82	630,83	609,43	589,92	572,50	556,55	541,52	527,80
533			638,95	618,64	600,18	583,35	567,69	553,32
543			668,80	647,57	628,23	610,60	594,65	579,18
553			699,03	676,84	656,66	638,19	621,11	605,38
563			729,68	706,52	685,46	666,20	648,33	631,91
573			760,74	736,58	714,60	693,67	675,92	658,79
583			792,14	766,98	744,12	723,23	703,80	686,01
593			824,00	797,84	774,06	752,33	732,15	713,61



Cədvəl Ə.1-in ardı

$T, K$	Nisbi sıxlıq, $\rho_{15}^{15}$ (və ya $K$ -lə: $\rho_{288}^{288}$ )							
	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
603			856,20	828,99	804,24	781,63	760,70	741,50
613			888,86	860,51	834,85	810,15	789,71	769,74
623			921,93	892,50	865,87	841,46	818,98	798,27
633			955,01	924,82	897,23	872,03	848,66	827,18
643			988,92	957,52	928,97	902,88	878,64	856,43
653			1023,25	990,64	961,08	934,08	909,00	886,02
663			1058,00	1024,05	993,53	965,64	939,73	915,95
673			1092,76	1057,92	1026,39	997,55	970,79	946,22
683			1127,92	1093,55	1059,51	1029,66	1002,19	976,83
693			1161,64	1127,25	1093,01	1063,07	1033,55	1007,76
703			1199,77	1162,26	1126,96	1096,10	1065,62	1034,04
713			1236,28	1197,63	1161,25	1129,43	1098,07	1070,65
723			1273,21	1233,39	1195,92	1163,18	1130,86	1102,64
733			1310,51	1269,52	1210,96	1197,26	1163,97	1134,92
743			1348,19	1306,07	1266,34	1231,67	1199,94	1167,57
753			1386,25	1342,96	1302,14	1266,47	1231,30	1198,30
763			1424,77	1380,22	1338,27	1301,63	1265,46	1233,89
773			1463,62	1417,86	1374,78	1337,14	1300,00	1267,55
783			1502,89	1455,92	1411,66	1372,98	1334,84	1301,55
793			1542,54	1494,31	1448,88	1409,19	1370,09	1335,88
803			1582,57	1533,08	1494,02	1445,79	1405,63	1370,55

Cədvəl Ə.2.

Neft məhsulları buxarlarının entalpiyaları, kC/kq

$T, K$	Nisbi sıxlıq, $\rho_{15}^{15}$ (və ya $K$ -lə: $\rho_{288}^{288}$ )							
	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
323	476,00	464,23	452,47	440,70	428,85	417,26	405,49	393,77
333	493,33	481,36	469,34	457,32	445,22	433,33	421,32	409,34
343	511,13	498,86	486,59	474,28	461,80	449,66	437,52	424,96
353	529,34	516,78	504,22	491,66	478,97	466,41	453,85	441,71
363	547,89	535,07	522,26	509,49	496,56	483,99	471,02	458,04
373	566,85	553,79	540,64	527,54	514,14	501,16	488,18	475,20
383	586,24	572,84	559,44	546,00	532,56	519,16	505,77	492,37
393	606,00	592,35	578,57	564,88	550,98	537,59	523,77	510,79
403	626,14	612,15	598,13	584,14	570,03	556,01	542,19	527,96
413	646,65	632,37	618,06	603,74	589,33	575,27	560,61	546,38
423	667,59	653,02	638,36	623,75	609,01	594,53	579,87	565,22
433	688,90	674,03	659,04	644,10	629,07	614,20	599,13	584,48

Сәдвәл Ә.2-нн ардн

T, K	Nisbi sıxlıq, $\rho_{15}^{15}$ (vә ya K-lә: $\rho_{288}^{288}$ )							
	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
443	710,58	695,43	680,10	664,86	649,50	634,30	618,81	603,74
453	732,73	717,20	701,54	685,92	670,27	654,81	639,32	623,42
463	755,75	739,35	723,35	707,44	691,41	675,62	659,84	643,93
473	778,12	761,91	745,58	729,30	712,93	696,81	680,35	664,45
483	801,40	784,86	768,15	751,53	734,83	718,41	701,71	684,96
493	825,09	808,18	791,14	774,18	757,10	740,35	723,06	706,73
503	849,17	831,88	814,46	797,13	779,62	762,50	744,83	726,83
513	873,62	855,95	838,20	820,53	802,69	785,15	767,44	749,86
523	898,44	880,44	862,31	844,27	826,06	808,14	790,05	772,05
533	923,69	905,31	886,81	868,34	850,21	831,50	813,08	794,66
543	949,36	930,52	911,63	892,84	873,91	855,20	836,10	817,68
553	975,36	956,22	936,88	917,70	896,44	879,27	860,01	840,71
563	1001,76	982,22	962,50	942,95	923,19	903,72	884,04	864,57
573	1028,61	1008,64	988,50	968,53	948,39	928,51	908,45	888,44
583	1055,78	1035,44	1014,88	994,53	973,97	953,67	933,20	912,72
593	1084,05	1063,24	1041,68	1021,49	1000,52	979,80	958,06	938,26
603	1111,39	1092,29	1068,81	1047,62	1026,39	1005,12	983,77	962,54
613	1139,77	1118,17	1096,31	1074,71	1052,90	1031,08	1009,61	987,67
623	1168,54	1146,51	1124,24	1102,22	1079,94	1057,96	1035,81	1014,88
633	1197,72	1175,24	1152,50	1130,06	1107,37	1084,97	1062,36	1039,83
643	1227,28	1204,38	1181,18	1158,28	1135,17	1112,31	1089,24	1066,29
653	1257,21	1233,85	1210,24	1186,87	1163,30	1140,02	1116,49	1093,09
663	1287,57	1263,74	1239,67	1215,89	1191,86	1168,08	1144,13	1120,22
673	1318,30	1294,01	1269,48	1245,24	1220,75	1196,50	1172,97	1147,77
683	1349,41	1324,70	1299,67	1274,96	1250,01	1225,31	1200,40	1175,61
693	1381,77	1356,56	1331,03	1305,36	1280,37	1255,20	1229,79	1204,54
703	1412,84	1387,17	1361,17	1335,55	1309,63	1283,97	1258,13	1232,35
713	1445,16	1418,99	1392,49	1366,36	1339,98	1313,86	1287,53	1261,27
723	1477,86	1451,19	1424,22	1397,60	1370,72	1344,05	1317,29	1290,54
733	1510,93	1483,80	1456,30	1429,20	1401,82	1372,89	1345,60	1318,51
743	1544,39	1516,79	1488,74	1461,19	1433,31	1405,68	1377,37	1350,12
753	1578,26	1550,10	1521,61	1493,51	1465,13	1436,99	1408,69	1380,43
763	1612,55	1583,91	1554,85	1526,26	1496,91	1468,69	1439,84	1411,12
773	1647,21	1618,03	1588,47	1559,37	1529,94	1500,76	1471,41	1442,14
783	1682,26	1652,57	1622,43	1592,83	1567,45	1533,16	1503,27	1473,50
793	1717,68	1687,45	1656,80	1626,66	1595,71	1565,95	1535,55	1505,00
803	1753,52	1722,78	1691,55	1660,90	1629,88	1599,11	1568,12	1537,27
813	1782,11	1753,85	1722,49	1695,49	1663,92	1632,60	1592,74	1569,71
823	1826,37	1794,50	1765,22	1730,44	1698,33	1666,47	1637,79	1602,46

## Üzən başlıqlı (Ü) və U-vari borulu (U) aparatın əsas parametrləri

Aparatın tipi	Gövdənin diametri, MM		Gövdədə şərti təzyiç, MPa	Borunun xarici diametri, mm	İstilik mübadiləsi səthinin sahəsi, m <sup>2</sup> , boruların uzunluğunda, mm						Borularla bir gedişin keçid kəsiyinin sahəsi, m <sup>2</sup> , boruların divarının qalınlıqlarında, mm						Borulararası fəzada keçid kəsiklərinin sahələri, m <sup>2</sup>			
	D <sub>x</sub>	D			3000	6000		9000		1,8		2		2,5		Arakəsmələrin kəsiyində	Arakəsmələrin arasında			
					Borularla gedişlərin sayında															
					2	2	4	6	2	4	2	4	6	2	4			6	2	4
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Ü	325	-	2,5;4	20	13	26,5	-	-	-	-	0,007	-	-	0,007	-	-	-	-	0,014	0,02
				25	10	20,5					0,008			0,008					0,015	0,022
				20	15	29,5					0,008			0,008					0,012	0,015
Ü	426	400	2,5;4; 6,3	20	23	46,5	-	-	-	-	0,013	-	-	0,012	-	-	-	-	0,026	0,033
				25	19	38					0,014			0,014					0,026	0,033
				20	31	61,5					0,017			0,016					0,019	0,024
Ü	530	500	2,5;4 6,3;8	20	39	78,5	-	-	-	-	0,022	-	-	0,02	-	-	-	-	0,031	0,054
				25	31	62					0,024			0,023					0,031	0,05
				20	49,5	195					0,026			0,025					0,029	0,035
Ü	630	600	1,6; 2,5; 4; 6,3; 8	20	-	117	107	-	-	-	0,032	0,014	-	0,03	0,013	-	-	-	0,046	0,082
				25		96	87				0,035	0,015		0,034	0,015				0,042	0,074

Cədvəl Ə.3-ün ardı

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Ü kon- dens	630	600	1	25	-	103	89	84	-	-	0,037	0,014	0,009	0,035	0,013	0,009	-	-	-	-
			1,6; 2,5			105	93	88			0,039	0,016	0,01	0,038	0,016	0,01				
U			1,6;2,5 4; 6,3	20		144	-	-			0,039	-	-	0,039	-	-			0,04	0,057
Ü	-	800	1; 1,6;2,5 4; 6,3; 8	20	-	213	200		-	-				0,057	0,026		-	-	0,073	0,057
						25		176	164	-	264	247				0,065	0,028		0,059	0,025
U			1,6;4;6,3	20		274	-		411	-				0,07	-		-	-	0,068	0,08
Ü	-	1000	1,6; 2,5; 4; 6,3	20	-	348	330		-	-				0,093	0,044		-	-	0,119	0,18
						25		285	267		427	400				0,103	0,041		0,096	0,045
U			1,6;2,5;4	20		447	-		672	-				0,114	-		-	-	0,103	0,12
Ü	-	1200	1,6; 2,5; 4; 6,3	20	-	519	499		779	749				0,136	0,064		-	-	0,164	0,284
						25		425	406	-	638	609				0,156	0,073		-	-
U			1,6; 2,5;	20		664	-		977	-				0,166	-		-	-	0,146	0,197
U	-	1400	1,6; 2,5;	20	-	955	-	-	1400	-	-	-	-	0,236	-	-	-	-	0,195	0,241

Qeyd. Ü – üzən başlıqlı istilikdəyişdirici (qızdırıcı, soyuducu); Ü kondens. – üzən başlıqlı kondensator; U – U-varı borulu istilikdəyişdirici.

Cədvəl Ə.4.

## Buxarlandırıcıların əsas göstəriciləri

Gövdənin diametri, D, mm	Borunun xarici diametri, d <sub>x</sub> , mm	Borularla gedişlərin sayı	İstilik mübadiləsi		Borularla bir gedişin keçid kəsiyinin sahəsi, m <sup>2</sup> ; boru divarının qalınlıqlarında, mm		
			İstilik mübadiləsinin sahəsi, A, m <sup>2</sup>		2	2,5	2
			Ü	U	Ü		U
800	20	2	-	80	-	-	0,021
	25		38	-	-	0,014	0,013
1000	20	2	-	120	-	-	0,031
	25		62	-	-	0,023	0,02
1200	20	2	-	176	-	-	0,045
	25		98	-	-	0,036	0,033
1600	20	2	-	304	-	-	0,077
	25		175	-	-	0,063	0,058
1800	20	2	-	477	-	-	0,12
	25		295	-	-	0,106	0,102
	20	4	-	-	-	-	-
	25		278	-	-	0,067	0,061
2000	20	2	-	584	-	-	0,146
	25		353	-	-	0,129	0,12
	20	4	-	-	-	-	-
	25		335	-	-	0,056	0,05

Cədvəl Ə.5.

## İstilikdəyişdirici aparatların əsas düyünlərinin materialları

Aparatın tipi	Material üzrə aparatın icrası	Gövdə	Paylaşdırıcı kamera	İstilik mübadiləsi borusu	Boru şəbəkəsi
Ü, U tipli istilikdəyişdirici	M1	Ст3сп və ya 16ГC poladı 20 poladı və ya Ст3сп (boru)	Ст3сп və ya 16ГC poladı; 20 poladı və ya Ст3сп (boru)	10 və ya 20 poladları	16ГC poladı
Ü tipli soyuducu və kondensator			Ст3пс (vərəq), 20 poladı və ya Ст3сп		
Ü tipli istilikdəyişdirici, soyuducu və kondensator	M3	M1 icrasına bax		Л1АМIII 77-2-0,05 bürüncü	Л1О62-1 və ya Л163 bürüncüləri əridilmiş 16ГC poladı

Cədvəl Ə.5-in ardı

Aparatın tipi	Material üzrə aparatın icrası	Gövdə	Paylaşdırıcı kamera	İstilik mübadiləsi borusu	Boru şəbəkəsi
Ü, U tipli istilikdəyişdirici	M4	M1 icrasına bax	İkiqat polad 16ГC+08X13 və ya Cr3cp+08X13	15X5M və ya 12X8M poladı	15X5M poladı
Ü, U tipli aparatlar	M12	M1 icrasına bax		08X22H6T və ya 12X18H10T poladı	08X22H6T poladı
Ü tipli istilikdəyişdirici	B1	İkiqat polad 16ГC+08X13 və ya Cr3cp+08X13		08X13 poladı	12X13və ya 20X13 pol.
Ü, U tipli istilikdəyişdirici	B2	İkiqat polad 16ГC+12X18H10T və ya Cr3cp+12X18H10T	İkiqat polad 16ГC+2X18H10T və ya Cr3cp+12X18H10T	08X18H10T və ya 12X18H10T poladı	12X18H10T poladı
Ü tipli soyud.		12X18H10T	Cr3nc		
Ü, U tipli aparatlar	B3	İkiqat polad 16ГC+10X17H13MT və ya Cr3cp+10X17H13MT	İkiqat polad 16ГC+10X17H13M2T və ya Cr3cp+10X17H13M2T	10X1713M2T poladı	
Ü tipli soyud.		10X17H13MT	Cr3nc		
U tipli istilikdəyişdirici	B7	İkiqat polad 16ГC+08X13 və ya Cr3cp+08X13		12X8 və ya 15X5M poladı	15X5M poladı

Cədvəl Ə.6.

Buxarlandırıcıların əsas düyünlərinin materialları

Material üzrə aparatın icrası	Paylaşdırıcı kamera və gövdə	İstilik mübadiləsi borusu	Boru şəbəkəsi
M1	Cr3cp və ya 16ГC poladı	10 və ya 20 polad	16ГC poladı
M4		15X5M və ya 12X8	15X5M poladı
B1	İkiqat polad 16ГC+08X13və ya Cr3cp+08X13	08X13 poladı	20X13 poladı
B2	İkiqat polad 16ГC+12X18H10T və ya Cr3cp+12X18H10T	08X18H10Tvə ya 12X18H10T, 10X18H10T poladı	12X18H10T poladı
B3	İkiqat polad 16ГC+10X17H13M2T və ya Cr3cp+10X17H13M2T	10X17H13M2T poladı	

Cədvəl Ə.7.

HSÜ tipli aparatın əsas parametrləri (aparatda boru bölmələrinin sayı  $n_b=3$  ədəd)

Boru cərgələ-	Qabırğalama	Aparatda boruların sayı	İstilik mübadiləsi səthi, $m^2$ ; boruların uzunluqlarında				Borulararası ən dar en kəsiyin ümumi sahəsi, $m^2$	
			4000 mm		8000 mm		$l_b=4000$ mm	$l_b=8000$ mm
			Hamar səth üzrə	Qabırğalanmış səth üzrə	Hamar səth üzrə	Qabırğalanmış səth üzrə		
4	9	282	97	875	197	1770	5,35	11,02
	14,6	246	85	1250	170	2500	5,55	11,40
6	9	423	147	1320	285	2640	5,35	11,02
	14,6	369	129	1870	255	3800	5,55	11,40
8	9	564	194	1740	390	3500	5,35	11,02
	14,6	492	170	2500	342	5100	5,55	11,40

Əlavə Ə.8.

HSZ tipli aparatın əsas parametrləri (boru bölmələrinin sayı  $n = 6$  ədəd; borunun uzunluğu  $l_b = 6 m$ )

Bölmədə boru cərgələrinin sayı	Qabırğalama əmsalı	Aparatda boruların sayı	Aparatın qabırğalı istilik mübadiləsi səthi, $m^2$	Borulararası ən dar en kəsiyin ümumi sahəsi, $m^2$
4	9	564	2650	15,99
	14,6	492	3750	16,19
	22	492	4900	-
6	9	846	4000	15,99
	14,6	738	5650	16,19
	22	738	7350	-
8	9	1128	5300	15,99
	14,6	984	7500	16,19
	22	984	9800	-

Ar 2018  
94