

Azərbaycan Respublikası Kənd Təsərrüfatı Nazirliyi

Azərbaycan Dövlət Aqrar Universiteti

F. M. YUSİBOV, Q.İ. ABBASOV, T.N. MUSAYEV,
N.Q. ORUCOVA

İSTİLİK TEXNİKASI VƏ ENERGETİK
QURĞULAR

DƏRSLİK

Azərbaycan Respublikası Təhsil Nazirliyinin
31 may 2012-ci il tarixli 1014 №-li əmri ilə
qrif verilmişdir

Dərslik Azərbaycan Dövlət Aqrar Universitet Elmi
Şurasının (2011-ci il tarixli 08 sayılı protokolu)qərarı
ilə nəşr olunması tövsiyə olunub.

GƏNCƏ “ADAU” 2014

UOT 621.313

**Yusibov F.M., Abbasov Q.İ., Musayev T.N.,
Orucova N.Q.**

**İstilik texnikası və energetik qurğular. Dərslik. Gəncə,
© ADAU – nun nəşriyyatı, 2014. 434 s.**

Rəy verənlər: Azərbaycan Dövlət Aqrar Universitetinin
Elektroenergetika kafedrasının professoru N.M.Bağirov, Elektrik
mühəndisliyi kafedrasının professoru O.H. Məmmədov

Dərslik Azərbaycan Dövlət Aqrar Universitetinin Elektroenergetika və informasiya texnologiyaları fakültəsinin elektrik mühəndisliyi, elektroenergetika mühəndisliyi ixtisasları, Mühəndislik fakültəsinin isə aqromühəndislik, yerüstü nəqliyyat vasitələri mühəndisliyi, maşın mühəndisliyi ixtisasları üzrə ali təhsilin bakalavr səviyyəsi üçün tədris olunan fənlərin Təhsil Nazirliyi tərəfindən qrif alınmış proqramları əsasında tərtib edilmişdir.

Dərslikdə Azərbaycanda energetikanın inkişafı, istilik texnikasının nəzəri əsasları, enerji mənbələri və enerjinin alınmasının fiziki mahiyyəti, texniki termodinamika, ideal və real qazlar, onların hal tənlikləri, qazın işinin hesablanması, termodinamikanın I və II qanunlar, işlək cismin xarici işi və daxili enerjisi, istilik tutumu, qaz halının dəyişmə prosesləri, su buxarı, istilik və kütlə ötürmə nəzəriyyəsi, şüalanma vasitəsilə istilik mübadiləsi, istilik mübadiləedici aparatların hesabatı, yanacaqların növü, kütləsi, tərkibi və xarakteristikası, yanacaqların yanma prosesləri, qazan aqreqatı və onun istismarı, buxar və qaz turbinləri, buxar turbinlərinin növləri, kompressorlar, daxili yanma mühərriklərinin iş tsikilləri, istilik generatorları, istilik güc qurğuları və onların təsnifatı, buxar turbinli elektrik stansiyaları, atom elektrik stansiyaları və onun xüsusiyyətləri, buxar güc qurğuları və onların işi, suyun emalı və su təchizatı sistemləri, istilik mühərrikləri, ventilyatorlar və nasoslar haqqında məlumatların müvafiq ixtisaslar üzrə magistrlər və bakalavr tələbələrə öyrədilməsi nəzərdə tutulmuşdur. Dərslikdən ali və orta ixtisas məktəblərinin tələbələri və digər mütəxəssislər istifadə edə bilərlər.

GİRİŞ

Azərbaycanda energetikanın inkişaf tarixi

Energetika sənayesi ən mühüm sahələrarası komplekslərdən biridir. Müstəqillik yoluna qədəm qoymuş respublikanın müasir inkişaf mərhələsində suverenliyimizin möhkəmlənməsi və xalqın maddi rifah halının yüksəlməsində yanacaq energetikası sənayemizdə strateji əhəmiyyətə malikdir. Belə ki, yanacaq energetikası sənayenin işini təmin edir, əhalinin məişətində isə əvəzsiz rol oynayır. Bu baxımdan Azərbaycan respublikası zəngin yanacaq - su, külək, günəş enerjisi ehtiyatlarına malikdir. Azərbaycanda digər yanacaq növlərinə rast gəlinə də hələlik onların sənaye əhəmiyyəti yoxdur. Respublikamızda işlənən yanacaq növlərinin əsas ehtiyat mənbələri ölkəmizin neftli-qazlı sahələri, Xəzər dənizi, çaylarımızın hidroenerji ehtiyatları, habelə günəş və külək enerjisidir. Hələlik külək və günəş enerjisindən az istifadə olunur. Gələcəkdə bu enerji növlərinin yanacaq enerji balansında əhəmiyyəti xeyli artacaqdır. Məlumdur ki, bütün yanacaq növlərini müqayisə etmək və onların ümumi hesabını aparmaq üçün şərti yanacaq vahidi qəbul olunmuşdur. Şərti yanacaq vahidi kimi istilikvermə qabiliyyəti yeddi min **kilokalori** olan bir kiloqram daş kömür qəbul olunmuşdur.

Şərti yanacaq vahidi vasitəsi ilə ayrı-ayrı yanacaq növlərinin məlum istilikvermə qabiliyyətini bir ümumi məxrəcə gətirməklə ölkənin və bütövlükdə dünyanın yanacaq balansını tərtib etmək olar.

Nüvə yanacağının da böyük istilikvermə qabiliyyəti vardır.

Energetika dedikdə, müxtəlif yanacaq hasilatından enerjinin alınması, ötürülməsi və istifadə olunması məsə-

lələrini əhatə edən təsərrüfat sahəsini başa düşürük.

Elektroenergetika bütün xalq təsərrüfatının “qan damarı” olmaqla, onu enerji ilə təchiz edir. Müasir sənayeni və məişətimizi elektrik enerjisiz təsəvvür etmək mümkün deyil. Azərbaycan güclü elektroenergetika bazasına malikdir.

Hazırda respublikamızda fəaliyyət göstərən bütün elektrik stansiyaların ümumi gücü *5 milyon kW*-a yaxındır ki, bunun da beşdən dörd hissəsi istilik elektrik stansiyalarının payına düşür.

Azərbaycanın elektrik stansiyaları XIX əsrin 80-ci illərində Bakı neft sənayesinin ehtiyacını ödəmək məqsədi ilə tikilmişdir. 1913 cü ildə Azərbaycanda ümumi gücü *40 min kW* olan orta və 5 kiçik elektrik stansiyası var idi.

Azərbaycanın ilk *ES*-ləri Bakıda “Qırmızı ulduz” və Bayıl (hazırda bu stansiya sökülmüşdür), habelə Sabunçu stansiyaları olmuşdur. Sonralar Sumqayıtda iki güclü istilik elektrik mərkəzi, Əli Bayramlıda Avropada ilk açıq tipli gücü *1,2 mln. kW* olan *DRES*-i, Gəncə *İEM*-i, Mingəçevirdə gücü *3 mln.kW*-dan artıq olan Azərbaycan *DRES*-i tikilib istifadəyə verildi.

Hazırda *İES*-lər sayca az olsa da, respublika energetikasının əsasını təşkil edir.

Hazırda Azərbaycanda su elektrik stansiyaları ümumi enerji istehsalının yalnız 7,5%-ni verir.

Azərbaycan ərazisində ilk kiçik *SES* 1890-cı ildə Gədəbəy rayonunun Qalakənd kəndində, o vaxt mövcud olmuş mis əritmə zavoduna xidmət etmək üçün tikilmişdir.

Müharibədən sonrakı illərdə iri *SES*-lərin tikintisi xeyli genişləndirildi. 1955-ci ildə *360 min kW* gücündə Mingəçevir *SES*-i istifadəyə verildi. Mingəçevirdən bir qədər aşağıda Yevlax şəhəri yaxınlığında Kür üzərində gücü *16,5 min kW* olan Varvara *SES*-i tikildi. 1972-ci ildə Naxçıvan MR-da Araz çayı üzərində gücü *22 min kW* olan *SES*, 1976-cı ildə gücü *50 min kW* olan Tərtər *SES*, 1982-

ci ildə isə gücü *380 min kW* olan Şəmkir SES-in birinci aqreqatı işə salındı. Nəhayət Kür çayı üzərində Yenikənd SES-i inşa edildi.

Azərbaycanın hidroenerji ehtiyatlarından tam istifadə olunmur. Hesablamalara görə respublika çaylarının ümumi hidroenerji ehtiyatı *5,5 min kW*-dır ki, bu da ildə *43,5 milyard kW* elektrik enerjisi istehsal etməyə imkanı vardır. Lakin texniki səbəblərdən hələlik bunun yalnız *16 milyard kW*-dan istifadə olunur. Azərbaycanın yanacaq – energetika kompleksinin böyük inkişaf perspektivləri vardır. Azərbaycan gələcəkdə də dünyanın ən mühüm energetika dövlətlərindən biri kimi qalacaqdır.

Abşeronda Böyükşor gölü sahilində tikilməkdə olan Yeni Bakı istilik-elektrik mərkəzinin istifadəyə verilməsi Bakı şəhərinin elektrik və istilik təchizatını yaxşılaşdırmağa imkan verəcəkdir. Yaxın gələcəkdə Hacıqabul rayonunun Navahı kəndi yaxınlığında gücü *3,2 mln kW* olan “Yeni Azərbaycan” DRES-i, İran və Azərbaycan dövlətlərinin Araz çayı üzərində tikdiyi “Xudafərin” və Araz, Qanıx, Həkəri və digər çayların üzərində tikiləcək SES-lərin inşası, təbiəti qorumaq normalarına riayət etməklə respublikanın enerji təminatını qaydaya salacaq.

Azərbaycanda ekoloji cəhətdən təmiz olan külək, günəş və geotermal (istisu) enerji mənbələrindən istifadənin perspektivləri çox böyükdür.

Ekologiyanın və təbiətin qorunub saxlanması bütün canlı aləmin mühafizə olunması deməkdir. Odur ki, bu məsələ dövlətimizin daxili və xarici siyasətinin əsas istiqamətlərindən biridir.

Təbiətin mühafizə olunması, onun təbii sərvətlərindən səmərəli istifadə edilməsi, hər birimizin əsas vəzifəsi olmaqla yanaşı, cəmiyyətimizin müasir inkişaf mərhələsində ən aktual problemlərindən biridir.

Respublikamız çox güclü elektroenergetika bazasına malikdir. Bu isə müxtəlif enerji mənbələrinin payına

düşür. Ən geniş yayılanları istilik (*İES*), atom və su elektrik stansiyalarıdır (*SES*). Aparılmış tədqiqatlar göstərmişdir ki, bu stansiyalar təbiətin və atmosferin çirkləndirilməsi möqtəyi nəzərindən ən iri sənaye müəssisələri sırasına daxildir. Buna səbəb istilik elektrik stansiyalarının buxar qazanlarında çoxlu üzvü yanacaqların yandırılması nəticəsində yaranan zəhərləyici maddələrin atmosfərə atılması və küllü miqdarda çirkab suların tullanmasıdır. Atom elektrik stansiyalarında da küllü miqdarda sudan istifadə edilir. Dünyada çıxarılan üzvü yanacaqların 42,5 %-ə qədəri istilik elektrik stansiyalarında yandırılır.

Bütün bunlarla yanaşı çirkab suları su hövzələrinə töküldüyündən oradakı suyun keyfiyyət göstəriciləri də kəskin şəkildə pisləşir.

Ətraf mühitin mühafizəsi problemi su mənbələrindən səmərəli istifadə edilməsi və təbii su ehtiyatlarının qorunması probleminin ayrılmaz hissəsidir.

Hesablamalar göstərmişdir ki, energetik qurğulardan atılan çirkab suların miqdarı *880,0 kg/il* təşkil edir. Mütəxəssislərin fikrincə üzvü yanacaqlara nisbətən nüvə yanacaqlarının ehtiyatı daha çoxdur.

Son vaxtlar radioaktiv çirklənmələrə daha çox təsadüf edilir. Radioaktiv çirklənmə toz, qaz, maye və bərk halında olan radioaktiv tullantıların ətraf mühitə düşməsi nəticəsində baş verir.

Sənaye müəssisələrindən atılan işlənmiş qazların tərkibində olan zəhərləyici maddələrin miqdarından asılı olmayaraq onlar atmosferin yuxarı qatlarında yayılır. Təbii qaz yanacaqlarının tüstü qazlarında zəhərləyici maddələri demək olar ki, çox az olur. Atmosferə atılan zəhərli maddələrin əksəriyyəti qaz şəklində olur.

Atom elektrik stansiyalarında nüvə yanacaqlarından istifadə etməklə, elektrik enerjisi istehsal edilir. Lakin nüvə yanacağının çox istifadəsi sahələrində ən mürəkkəb sayı-

lan nüvə yanacaq kompleksinə baxsaq görürük ki, *AES* bu kompleksin az bir hissəsini təşkil edir.

Nüvə yanacaq kompleksi daxilində həmişə radioaktiv və kimyəvi maddələrdən ibarət olan toz-qaz, maye və bərk şəkildə tullantılar ayrılır. Digər tərəfdən turbinli kondensatorlardan çoxlu miqdarda isti su çıxır ki, bunlar da su hövzələrinə atıldıqda oradakı suyun temperaturunu artırır. Yeri gəlmişkən deyək ki, Kür çayı belə təsirlərə çox məruz qalır.

Ətraf mühitə təsir edən amillər aşağıdakılardır:

- insanların, faunaların və floraların yaşaması üçün əsas olan havanın radioaktiv və kimyəvi maddələrlə çirklənməsi;
- istilik tullantıları;
- torpaq və əkin sahələrinin korlanması;
- istifadə olunan torpaq sahələrinin yararsız hala salınması.

Alimlər belə hesab edirlər ki, ekologiyanın bitki, heyvan, ümumiyyətlə, canlı aləmindən ən həssası insandır. Ən çox radioaktiv çirklənmələr hövzələrdən 200 m radius boyunca yerləşən bütün torpaq və bitkilərdə olur. Burada torpağın radioaktiv çirklənməsi $5 \cdot 10^{-7}\text{ ki/kg}$ ola bilər. Bu da təbii radiasiya səviyyəsindən 10 dəfə çoxdur. Torpaqların maksimum radioaktiv çirklənməsi $10^{-6} \dots 10^{-5}\text{ ki/kg}$, bitkilərdə isə $3 \cdot 10^{-8}\text{ ki/kg}$ -a qədər ola bilər. Son radioaktiv tullantılar saxlanan mühafizə anbarlarının ətrafında olan torpaqların radioaktiv çirklənməsi $500 \dots 700\text{ m}$ -ə qədər radiusda müşahidə edilir.

İstər *AES*-də, istərsə də *İES*-də su hövzələrinə atılan istilik, hövzədəki suyun bütün göstəricilərinə mənfi təsir göstərir. Məsələn: suyun temperaturu, üzvü çevrilmələr, onun rəngi, iyi və s. xeyli dəyişir. Bu isə öz növbəsində canlı orqanizmlərin məhv olmasına, nəslin kəsilməsinə və sairə səbəb olur. Bütün bunların qarşısının alınmasının bizim respublika üçün çox böyük əhəmiyyəti və perspektivi vardır. Alternativ enerji mənbələrindən istifadə

etməklə enerji almaq bu məsələyə əhəmiyyətli dərəcədə təsir edə bilər. Odur ki, respublikanın çay sularından istifadə etməklə kiçik *SES*-in quraşdırılmasının külək, günəş, geotermal sular, habelə biokütlədən istifadə etməklə enerji hasil etmək, bu məsələlərin qismən də olsa həllinə kömək olar.

Azərbaycanda yaranan enerji mənbələrinin xronologiyası aşağıda verilmişdir.

- ✓ **1897-ci il – Azərbaycanın ilk *İES* Bakıda tikildi.**
- ✓ **1913-cü il – Ümumi gücü *39,5 kW* olan 5 ədəd *İES* vardır.**
- ✓ **1950-ci il – Yüksək təzyiqli buxar turbinli *ES* tikildi.**
- ✓ **1953-cü il – Mingəçevir (*300 MW*) və Varvara (*16,5 MW*) *SES*-i tikildi.**
- ✓ **1960-cı il – Şimal *İES* tikildi.**
- ✓ **1961-ci il – Gəncə *İEM* tikildi.**
- ✓ **1972-ci il – Naxçıvan *SES* (*22.000 kW*; Araz çayı üzərində) tikildi.**
- ✓ **1976-cı il – Tərtər *SES* (*50 MW*) tikildi.**
- ✓ **1982-ci il – Şəmkir *SES* (*380 MW*) tikildi.**
- ✓ **2000-ci il – Yenikənd *SES* (*112 MW*) tikildi.**
- ✓ **2007-ci il – Şəki *İES* tikildi.**

Birinci bölmə

Enerji mənbələri və enerji alınmasının fiziki mahiyyəti

İnsanlar tarix boyu müxtəlif enerji növlərindən istifadə etmişlər. İnsan cəmiyyətinin inkişafı ilə istifadə olunan enerjinin çeşidi və həcmi də daim artmışdır. Belə ki, ilk insanlar günəş, ağac və külək enerjisindən istifadə edərək özlərinin enerjiyə olan tələbatlarını təmin edirdilərsə, daha sonralar daş kömür, neft və təbii qazdan yanacaq kimi istifadə etməyə başlamışlar. Son 50 ildə isə dünyada atom enerjisindən istifadə etməyə başlanmışdır. Enerji növlərinin çeşid və kəmiyyətinin artması bəşəriyyət üçün digər problemlər yaratmışdır. Həmin problemlər insanın fəaliyyət dairəsinin artması ilə sıx asılı olmuşdur. Təbiətdə olan ekoloji balansın pozulması müxtəlif kataklizmlərin (quraqlıqların yaranması, təbiətin faunasının pozulması, torpaqların eroziyası və s.) baş verməsinə gətirib çıxarmışdır. Son illər atmosfərə atılan tullantı, qazların həcmının artması Yer üzərində “istixana” effektinin yaranmasına səbəb olması bütün canlı aləmin məhvinə gətirib çıxaracaqdır. İnkişaf etmiş dünya ölkələri bu problemin yaradacağı mənfi təsirlərin azaldılması üçün əsas iki istiqamətdə işlərin aparılmasını qarşılarına məqsəd qoymuşdur. Enerjidən səmərəli istifadə həm iqtisadi, həm də ekoloji problemin həllinə kömək edəcəkdir.

Avropa İttifaqının verdiyi məlumatlara görə enerji səmərəliliyi siyasətinin yerinə yetirilməsi nəticəsində 25...30 % enerjiyə qənaət etmək mümkündür. Həmin enerjinin səmərəliliyinə çəkilən xərc satış qiymətindən dəfələrlə ucuz

başına gəlir. Misal üçün, $1000 m^3$ təbii qaza qənaət olunmasına çəkilən xərc $6...15$ ABŞ dolları olduğu halda, təbii qazın dünya bazarında qiyməti $120...250$ ABŞ dollarına bərabərdir.

Ekoloji problemlərin yaranmasına əsas səbəb yanacaqın yanmasından yaranan karbon qazının təbiətdə “istixana” effektinin artmasıdır. Alimlərin hesablamalarına görə, həmin səbəbdən XXI əsrin sonlarında Yerin temperaturu $3...5$ dərəcə qalxacaq və bu da Şimal və Cənub qütblərindəki buzlaqların əriməsinə gətirib çıxaracaqdır. Hesablamalar göstərmişdir ki, 1997-ci ildə $24,19$ milyon ton (1990-ci ilə nisbətən $6,6$ % çox) karbon qazı atmosfərə buraxılmışdır. Məhz bu səbəbdən dünya ölkələri 1992-ci ildə müvafiq Konvensiya qəbul etmişdi. 1997-ci ildə isə Kiot protokolu imzalanmışdır. Həmin protokola görə atmosfərə tullanan karbon qazının həcmi 2010...2012-ci illərdə 1990-ci ildəkindən 5 % aşağı olmalıdır.

Son 30 ildə elektrik enerji istehlakının hər 10 ildən bir iki dəfə artdığı göstərilir. Artan elektrik enerji tələbatı əsasən ənənəvi enerji daşıyıcıları hesabına (neft, kömür, təbii qaz, torf və su) ödənilir. Yer kürəsində kifayət qədər yanacaq resursları olmasına baxmayaraq, o qeyri-bərabər paylanmışdır. Kəşf olunmuş təbii qaz və daş kömür yataqlarına görə: Şimali Amerika 38 %, Keçmiş SSRİ 33 %, Avropa 17 %, Yaxın Şərq 9 % və Cənubi Amerika 3 % ehtiyatlara malikdir.

Kəşf olunmuş neft yataqlarına görə yer kürəsində olan ehtiyatların Yaxın Şərq 64 % , Orta və Cənubi Amerika 9 %, Şimali Amerika 6 %, Uzaq Şərq 4 % və Avropa 2 % -ni təşkil edir. Yanacaq resurslarına malik olmayan ölkələr isə tələbatlarını idxallarla ödəyirlər. Yer kürəsi əhalisinin 20 %-i enerji resurslarının $85...90$ %-ni istehlak edir. Araşdırmalar göstərir ki, yerin tərkində olan təbii resurslar heç də sonsuz deyildir.

Dünya ölkələrinin energetikasına nəzər salsaq, pay bölgüsü belədir: ABŞ-Kanada 28 %, Qərbi Avropa 20 %, Şərqi Avropa və MDB ölkələri 11 %, Çin 10 %, Asiya ölkələri 10 %, Yaponiya 6 % , Latın Amerikasısı 6 %, Orta Şərq ölkələri 5 %, Afrika 3 % və Avstraliya 1 %.

Dünya üzrə təbii qaza, neftə və daş kömürə olan istehlak tempi sabit qalarsa, onda 2020-ci ildə dünyanın enerji təchizatında ciddi problemlər yaranacağı bir daha qeyd olunmalıdır. Dünya alimlərinin hesablamalarına görə neftin 50, təbii qazın 100 və daş kömürün isə 250 ilə tükənməsi labüddür.

Avropa və dünyanın inkişaf etmiş ölkələrində enerjiden istifadə olunmasının səmərəliliyinin artırılması çox aktual bir problem kimi qoyulmuşdur ki, onların aşağıdakı istiqamətdə həll olunması təklif edilir:

- istehsalda, məişətdə və digər sahələrdə enerjiden effektiv istifadə olunması;
- yeni yataqların axtarılması;
- nüvə energetikası;
- bərpa olunan enerji mənbələrindən geniş istifadə olunması.

Ənənəvi enerji mənbələrinin tədricən tükənməsinin və onlardan istifadə zamanı ətraf mühitə küllü miqdarda vurulan ziyanı nəzərə alaraq, dünyanın inkişaf etmiş ölkələrində ekoloji cəhətdən təmiz alternativ (bərpa olunan) enerji mənbələrindən (günəş və külək enerjisi, kiçik SES –lərdən, termal sular, biokütlə enerjisi) geniş istifadə olunur. Bu sahədə ABŞ, Kanada, Finlandiya, Norveç, Danimarka, İspaniya, Yaponiya və Çin daha qabaqcıl mövqe tuturlar. Statistika görə, inkişaf etmiş ölkələrdə bərpa olunan enerji mənbələrinin payına (su elektrik stansiyaları daxil olmaqla) ümumi istehsal olunan enerjinin 13,5 faizi düşür.

Bərpa olunan enerji mənbələri arasında külək enerjisi mühüm yer tutur. Külək enerjisindən istifadəyə görə

Almaniya dünya ölkələri arasında liderlik edir. Həmin ölkədə “Bərpa olunan enerji mənbələri haqqında” qanunun qəbul edilməsi bu işə güclü təkan vermişdir. İndi Almaniya da külək enerji qurğularının istehsalı, quraşdırılması və istismarı sahəsində 35 mindən çox işçi çalışır.

Elektrik enerjisinin istehsalında suyun potensial enerjisindən istifadə edilməsi ekoloji baxımdan təmiz hesab olunur. Bu mənbədən alınan elektrik enerjisinin istehsalı 1990-cı ildən başlayaraq yüksələn tempə artır. Böyük su ehtiyatlarına malik olan Latın Amerikası, Asiya və Afrikanın bəzi ölkələri, həmçinin Avropanın şimal ölkələri digər alternativ enerji mənbələrindən istifadə etməklə yanaşı, bu mənbədən də istifadə etməyi əsas istiqamət kimi qəbul etmişlər.

Günəş enerjisinin birbaşa istilik enerjisinə çevrilməsi dünya praktikasında geniş yayılmışdır və inkişaf etmiş ölkələrdə enerjetikanın əsas istiqamətlərindən biri hesab olunur. 1997-ci il Kiot razılaşmasının protokoluna əsasən Avropa Birliyi ölkələrində və ABŞ-da alternativ enerji mənbələrindən istifadə etmək üçün iri miqyaslı stansiyaların tikintisinə başlanmışdır. Günəş enerjisindən istifadə etməklə alınan istilik enerjisinin gücü elektrik enerjisi ekvivalentində kifayət dərəcədə yüksəkdir. Belə ki, bu göstərici ABŞ-da *600 MW*, Fransada *100 MW*, İsraildə *100 MW*, Türkiyədə *50 MW* səviyyəsindədir.

ABŞ-da, Almaniya da, Yaponiyada və Çində günəş enerjisini çevirən günəş stansiyalarının əsas işçi elementinin (fotoelementin) hazırlanması üçün yüksək səmərəliliyə malik texnologiyalar tətbiq edilir. Onların faydalı iş **əmsalı 12...14 faiz** təşkil edir. Belə fotoelementlər əsasında yaradılan stansiyaların tutduğu ərazi *bir MW* üçün iki hektar təşkil edir. Dünyanın inkişaf etmiş ölkələrində fotoelementlərin sahə tutumlarının azaldılması istiqamətində geniş elmi tədqiqat işləri aparılır.

Beləliklə, yerləşdiyi əlverişli coğrafi mövqe və iqlim şəraiti dünyanın inkişaf etmiş ölkələrində olduğu kimi, Azərbaycanda da ekoloji cəhətdən təmiz alternativ (bərpa olunan) enerji mənbələrindən geniş istifadə edilməsinə imkan verir. Bu istilik elektrik stansiyalarında yanacaq qənaətlə yanaşı, ətraf mühitə atılan zərərli tullantıların miqdarını da xeyli azaldar. Ölkənin təbii potensialından istifadə etməklə, alternativ enerji mənbələrinin elektrik və istilik enerjisi istehsalına cəlb edilməsi elektroenergetikanın gələcək inkişaf istiqamətlərində mütərəqqi dəyişikliklər etməyə imkan yaradar.

İkinci bölmə. Texniki termodinamika

Birinci fəsil

§ 1.1. Termodinamika elmi və onun metodu

İstilik nəzəriyyəsinin əhatə etdiyi problemlər ya fenomenoloji və ya statistik nöqtəyi nəzərlə araşdırılır. Buna görə də istilik nəzəriyyəsi termodinamika statistik fizika adı ilə iki yerə ayrılır. Termodinamikada araşdırılan cisim və ya sistemin daxili molekulyar – atom quruluşu və baş verən mikroproseslərin mexanizmi aşkar sürətdə nəzərdə tutulmur. Araşdırılan problemlərin həllində əvvəlcədən təcrübələr nəticəsində müəyyən edilmiş, prinsiplərdən və eləcə də cisim və ya sistemlərin məlum xassələrindən istifadə olunur.

Statistik fizikada isə bunun əksinə olaraq araşdırılan sistemin molekulyar atom quruluşu və mikroproseslərin mexanizmi aşkar sürətdə əsas götürülür və ehtimal nəzəriyyəsi geniş miqyasda istifadə olunur.

Elmin başqa sahələrində olduğu kimi, termodinamika da tarixi olaraq həyatın, praktikanın, xüsusi ilə termotexnikanın (istilik texnikası) tələbləri nəticəsində əmələ gəlmiş və inkişaf etmişdir. Məsələn, XIX əsrdə buxar maşınlarının tətbiqi nəticəsində faydalı iş əmsalını artırmaq məsələsi meydana çıxmışdır. Bu məsələ istiliyin mexaniki işə çevrilmə problemi 1824-cü ilə Sadi Karno (1796-1832) tərəfindən ümumi şəkildə müəyyən edildikdən sonra həll edilə bilmişdir.

Termodinamika əvvəllər ancaq istilik mühərriki nəzəriyyəsinin əsasları kimi meydana gəlmiş, sonralar isə istilik və işin bir-birlərinə çevrilməsi qanunları haqqında elm şəklinə düşmüşdür. Müasir termodinamika isə bu çərçivədən çox kənara çıxmışdır. Hazırda termodinamika böyük müvəffəqiyyətlə öz fiziki təbiətinə görə bir-birinə heç

oxşamayan hadisələrin öyrənilməsinə tətbiq edilir. Məsələn, kimyəvi çevrilmələr, qalvanik elementin işi, maqneto termik effekt, kapillyar effekt, şüalanma prosesləri və **s.başqaları**

Termodinamika geniş mənada nəzəri fizikanın bir hissəsi olub, müxtəlif təbiət hadisələrini əhatə edir. O fiziki sistemlərin tarazlıq halında və eləcə də tarazlığın çox yaxın ətrafında mövcud olan ümumi qanunauyğunluqlarından bəhs edir. Termodinamika dar mənada müxtəlif enerji formalarının qarşılıqlı çevrilməsindən və xüsusilə mexaniki enerjinin istiliyə və əksinə çevrilməsindən danışır.

İstilik və iş termodinamikada əsas rol oynasa da, hazırkı termodinamika, mikro aləmdə əmələ gələn bütün fiziki və kimyəvi hadisələrin **statistik** qanunu nəticələrinə əsaslanır.

Termodinamikanın prinsipləri təcrübi faktların yekunlarına və bunların ümumiləşdirilmiş nəticələrinə əsaslanır. Bu səbəbə görə də termodinamikanın əsas prinsipləri molekulyar istilik hadisələrini şərh etmək üçün irəli sürülən müxtəlif nəzəri mülahizələrdən, onların dəyişmə inkişafından asılı olaraq **dəyişmir**. Demək, termodinamikanın prinsipləri təcrübələrdən alınaraq ümumiləşdirilmiş və mütləq həqiqət əhəmiyyətli biliklərdir, çünki K. Marksın (1818-1883) dediyi kimi “həqiqətin kriteriyası praktikadır”.

Termodinamikada tədqiq olunan cisim və ya sistemlər öz ölçüləri etibarlı ilə elementar-kiçik olmalıdır; bunlar kifayət qədər böyük olmalıdır ki, mikroaləmdə əmələ gələn dəyişilmələr sistemin termodinamiki halına təsir edə bilməsin. Oudur ki, termodinamikanın qanunları **statistik** xassəli olduğundan mikroaləmdə əmələ gələn və ayrı-ayrı hissəciklərin təkbaşına xassələrini müəyyənləşdirən məsələlərə (ikinci prinsipə bax) tətbiq oluna bilməz. Makrosimlərdəki xassə və hadisələrə, bunu əmələ gətirən molekulyar atomlar xassələrinin sadəcə məcmu kimi baxmaq ol-

maz. Burada kəmiyyətin keyfiyyətə və keyfiyyətin kəmiyyətə keçməsi nəticəsində yeni xassələr və qanunauyğunluqlar əmələ gəlir.

Termodinamiki hadisələrin tədqiqinə əsas olaraq enerjinin çevrilməsi və saxlanması prinsipi qoyulur. Bu prinsip təbiət hadisələrinin ən doğru və ən möhkəm təməl daşdır; bu prinsipə tabe olmayan heç bir hadisə yoxdur. Həmin prinsip istilik hadisələrinə tətbiq edilərək termodinamikanın birinci başlanğıcı adlanır. Bu prinsip həm də istilik və mexaniki hadisələr arasındakı münasibəti müəyyənləşdirir. Buna baxmayaraq, istilik hadisələrini dərinlən öyrənmək üçün termodinamikanın birinci başlanğıcı kifayət deyildir. Bunun səbəbi, istilik enerjisinin xüsusi xassəyə malik olması və bu etibarla da istilik enerjisinin mexaniki və elektromaqnit enerjilərindən fərqlənməsidir. Mexaniki və elektromaqnit hadisələri düz və əks istiqamətdə əmələ gələ bilər. İstilik hadisələri isə belə deyildir. İzolə (təcrid) edilmiş bir sistemdə başlanan istilik hadisəsi yalnız bir istiqamətdə gedə bilər; məsələn, istilik ancaq temperaturu yüksək olan cisimdən, temperaturu az olan cismə öz – özünə axar, nəticədə bütün sistem elə bir hala yaxınlaşar ki, orada makroskopik mənada istilik mübadiləsi artıq davam edə bilməz. Belə hala istilik tarazlığı halı deyilir. İstilik hadisələrindəki bu xassəni, yəni hadisənin istiqamətini müəyyən etmək kriteriyasını verən termodinamikanın ikinci başlanğıcı və ya ikinci prinsipidir. Beləliklə, termodinamiki sistem ya istilik tarazlığında olar və ya sistemdə baş verən hadisə elə istiqamətdə gedər ki, sistem tarazlıq halına yaxınlaşar.

Termodinamikada “Nernstin istilik qanunu” adlanan yeni bir prinsip də vardır ki, bəzən buna “termodinamikanın üçüncü başlanğıcı” da deyilir.

Bu qanuna görə bərk və maye cisimlərin istilik tutumu temperaturdan asılı bir kəmiyyət olub, maddənin temperaturu mütləq sifıra yaxınlaşdıqca istilik tutumu da sifıra ya-

xınlaşır.

İlk baxışda çox sadə görünən bu qanun hazırkı termodinamikada mühüm məsələləri həll etmiş və bir sıra yeni problemlər üçün yol açmışdır. Məsələn, klassik termodinamikada entropiyanın yalnız dəyişməsinə hesablaşmaq mümkün olduğu halda, Herntst qanununa görə entropiyanın mütləq qiymətini də hesablaşmaq mümkündür.

§ 1.2. Temperatur anlayışı və termometr

Biz hiss orqanlarımız vasitəsilə cisimlərdə “istilik” və ya “soyuqluq” olduğunu dərk edirik. Bu cismi təşkil edən molekul və atomların nizamsız hərəkətlərinin nəticəsidir. Cisimlərdə olan müxtəlif istilik hallarını biz təxmini olaraq hiss orqanlarımız vasitəsilə müəyyən edirik. Lakin gündəlik həyatı təcrübədən məlumdur ki, əlimiz vasitəsilə aldığımız təsir cismin istilik halı haqqında doğru anlayış vermir. Belə subyektiv üsulla cismin istilik halını dəqiq təyin etmək olmaz. Ona görə də cismin istilik halını kəmiyyət etibarilə dəqiq sürətdə təyin etmək üçün, istiliyin təsirlə, cisimlərin fiziki parametrlərində əmələ gələn dəyişmələrdən istifadə edilir; məsələn, platin tel əvvəlcə normal təzyiq altında əriməkdə olan buz və sonra qaynamaqda olan suyun içərisində müəyyən vaxt saxlanılsa, onun uzunluğu, elektrik keçirməsi, elastikliyi və başqa fiziki xassələri dəyişər. Demək cismin temperaturunun – qızma dərəcəsinin dəyişməsinə obyektiv olaraq, onun fiziki parametrlərinin dəyişməsi ilə bilmək olar. Praktikada cisimlərin temperaturunu ölçmək üçün tətbiq olunan müxtəlif termometrlər həmin təcrübə faktlarına əsasən hazırlanır.

Doğrudan da *A* cismini, temperaturu daha yüksək olan *B* cismin içərisinə daxil etdikdə, bunların arasında istilik mübadiləsi başlayır; istilik temperaturu yüksək olan cisimdən, temperaturu aşağı olan cismə öz-özünə axar və temperaturlar bərabərləşdikdə termodinamiki tarazlıq əmə-

lə gələr. B cismi soyuduğu üçün həcmi kiçilər və əksinə A cisminin həcmi artar və buradan A və ya B cisminin həcmində əmələ gələn dəyişilmə (iki sabit temperatur arasında) ΔV ilə A cisminin temperaturunda əmələ gələn dəyişməni təyin etmək olar. Təcrübə göstərir ki, A cismi B və eləcə də C cisimləri ilə eyni zamanda istilik tarazlığında olarsa, onda B və C bir-biri ilə istilik tarazlığında olar. Qeyd etmək lazımdır ki, bu nəticə yalnız istilik hadisələrinə aiddir.

A cismi, istilik halı məlum olmayan hər hansı iki cisimlə (C , D) ayrı-ayrılıqda istilik tarazlığına gətirildikdə C və D cisimlərinin temperaturu A cisminə əmələ gələn dəyişikliklə müəyyən edilə bilər. Bu dəyişiklik kəmiyyətə hər iki halda bir-birinə bərabər olsa, onda C və D cisimlərinin temperaturu bir-birinə bərabər olar. Beləliklə A cismi, hər hansı başqa bir cismin istilik halının miqdar cəhətdən obyektiv olaraq xarakterizə edə bildiyindən ona termometr demək olar.

Ən çox işlənən termometrlərdə A cismi civə olur. Müəyyən qaydada hazırlanmış termometrə olan civə normal təzyiq altında əriməkdə olan buz və qaynamaqda olan su ilə termodinamiki tarazlığa gətirildikdən sonra onun həcmində əmələ gələn fərqin müəyyən hissəsi (məsələn, Selsi şkalasının yüzdə biri) dərəcə adlanır.

Yuxarıda deyildiyi kimi cismin bu və ya digər fiziki parametrlərinin temperaturundan asılı olaraq dəyişməsinə bilməklə onun temperaturunu təyin etmək olar. Lakin temperaturu təyin etmək üçün fiziki parametrlərin hamısı eyni dərəcədə əlverişli deyildir. Temperaturu təyin etmək üçün seçilən və termometrik parametr adlanan kəmiyyət aşağıdakı şərtləri ödəməlidir.

1. Seçilmiş kəmiyyətin temperatur asılılığı arasına kəsilməz və monoton olmalıdır.

2. Həmin kəmiyyətin başqa faktorlardan asılılığının qarşısı alınmalıdır (və ya onun dəyişməsi başqa fak-

torlardan asılı olmamalıdır).

3. Onun temperatur asılılığı tamamilə təkrar oluna bilməlidir.

4. Həmin kəmiyyət sadə və əlverişli cihazla dəqiq ölçülə bilən olmalıdır.

Termometrik maddənin temperatur parametri yuxarıda göstərilən şərtləri ödəməlidir. Buna görə də maye termometrlərdə sabit təzyiqdə həcmi və ya sabit həcmdə təzyiqin temperatur dəyişməsinin qiymətə təyini temperaturu təyin etməyə imkan verir.

Termometrik parametr ümumi olmaq üçün “ x ”-lə işarə etsək, yuxarıdakı şərtlərə görə onun dəyişməsi, yəni temperaturdan asılılığı aşağıdakı kimi olmalıdır:

$$x = f(t) \text{ və ya } t = \varphi(x) \quad (1.1)$$

x ilə t arasında olan bu asılılıq temperatur tənliyi adlanır. Temperaturu (1.1) tənliyi ilə təyin etmək üçün $f(t)$ funksiyasının şəkli məlum olmalıdır. Bunu müəyyən etmək üçün t -nin bir neçə məlum qiymətlərində x parametrinin qiymətləri təcrübədən təyin edilməlidir. İlk yaxınlaşmada və kiçik temperatur intervalında $f(t)$ funksiyasını xətti qəbul etmək olar:

$$dx = kdt \quad (1.2)$$

burada k – mütənasiblik əmsali olub x və t - dən asılı olmayan sabitdir.

$$x = kt + c \quad (1.3)$$

burada c – inteqral sabiti olub termometrik parametrin başlanğıc ($t = 0$) qiymətidir.

§ 1.3. Termometrlərin növləri

1. Temperaturu ölçmək üçün termometrik parametr müəyyən edilir. Bu parametr, məsələn, maye və ya qaz cismin həcmi, platin və ya başqa bir metal məftilin müqaviməti, termoelementin elektrik hərəkət qüvvəsi (EHQ), mütləq qara cismin şüalanma intensivliyi və sairə ola bilər.

Ən çox işlənən civə termometrlərdə termometrik parametr kimi həmin maddənin həcmidir. Yəni $x=V=f(t)$ -dir. Kiçik temperatur intervalında $k=const$ olduğu üçün temperatur tənliyi ilə təyin etmək dəqiq olsa da temperatur intervalı böyüdükdə k əmsalı temperaturdan asılı olaraq dəyişdiyindən temperaturun ölçülməsi o qədər də dəqiq olmur. Ona görə də demək olar ki, maye termometrlərin temperatur şkalası ancaq təxmini xarakterlidir.

2. Qaz termometrlər nisbətən çox dəqiq olur, çünki bütün qazlar üçün termik genişlənmə əmsalının orta qiyməti

$$\bar{\alpha}_p = \Delta v/v_0\Delta t \quad (1.4)$$

və

$$\bar{\alpha}_v = \Delta p/p_0\Delta t \quad (1.5)$$

Termik genişlənmə və elastiklik əmsalları 0°S ilə 100°S arasında demək olar ki, bir-birinə bərabərdir:

$$|\bar{\alpha}_p| = |\bar{\alpha}_v| = 3,66 \cdot 10^{-3} \text{ dər}^{-1} \quad (1.6)$$

Qaz termometrlərindən ən çox istifadə olunan hidrogen termometridir. Çünki hidrogenin (1.3) və (1.4) ifadəsindən meyl etməsi başqa qazlara (hava, azot, karbon qazı və sairə) nisbətən xeyli zəifdir. Hidrogen termometrindən istifadə edərək temperaturu ölçmək üçün (1.4) ifadəsi (1.3)

ifadəsindən daha əlverişlidir. Bunun səbəbi sabit həcmdə qazın təzyiqinin ölçülməsinin onun sabit təzyiqdə həcmi- nin ölçülməsindən daha dəqiq olmasıdır. Ona görə də 15 oktyabr 1887-ci ildə ölçü və çəki üzrə beynəlxalq komisiya “normal” termometrik şkala olaraq yüz dərəcəli hidrogen termometri şkalasını qəbul etmişdir. Sabit həcmli bu termometrin ilk təzyiqi 1000 mm Hg , sabit nöqtələrindən biri 760 mm Hg təzyiqdə büzün ərimə temperaturu, digəri isə yenə də həmin təzyiqdə suyun qaynama temperaturu qəbul edilmişdir. Həmin şkala 1889-cu ildə beynəlxalq konfrans tərəfindən “normal” termometrik şkala olaraq təsdiq edilmişdir. 1927-ci ildə “normal” hidrogen termometri şkalası termodinamik şkala ilə əvəz edilmişdir. Termodinamik şkalada temperatur, Karno dövrünün faydalı iş əmsalı vasitəsilə təyin olunur ki, bu da termometrik maddənin (Karno dövrünün icra edən maddənin) cinsindən asılı deyildir. Termodinamik şkalada temperatur mütləq sıfırdan etibarən təyin edilir

$$T = 273,16 + t$$

və bu şkalaya mütləq temperatur şkalası və ya Kelvin şkalası deyilir.

$-273,16 \text{ } ^\circ\text{S}$ temperatura mütləq sıfır temperatur deyilir. 1935-ci ildə De Qaaz mütləq sıfıra ən yaxın olan və ondan $0,004 \text{ } ^\circ\text{S}$ qədər fərqli olan temperaturu ala bilmişdir.

3. Termometrik parametrlərin şərtlərini ödəyən kəmiyyətlərdən biri də saf metalların elektrik müqavimətidir. $0 \text{ } ^\circ\text{S}$ ilə $100 \text{ } ^\circ\text{S}$ arasında saf metalların elektrik müqavimətinin temperatur asılılığı (beynəlxalq şkala ilə) demək olar ki, xəttidir və müqavimətin temperatur əmsalı ədədi qiymətə qazların termik genişlənmə əmsalına bərabərdir.

Demək:

$$|\alpha|_0^{100} = (R_{100} - R_0) / 100R_0$$

burada R_0 və R_{100} , uyğun olaraq $0^\circ S$ və $100^\circ S$ temperaturlardakı müqaviməti göstərir.

Müəyyən bir metal üçün α -nın ədədi qiymətcə dəyişməsi həmin metalın saflığının və fiziki bircinsliyinin pozulması ilə əlaqədardır.

Demək, $0^\circ S$ ilə $100^\circ S$ intervalında temperaturu ölçmək üçün saf platin və ya mis məftildən hazırlanmış müqavimət termometrinin müqavimətini $0^\circ S$ və $t^\circ S$ -də ölçməklə (**hansı**) bərabərliyindən istifadə edərək

$$R_t = R_0(1 + \alpha t) \quad (1.7)$$

1.7 ifadəsi ilə t - temperaturunu hesablamaq olar. Göründüyü kimi bu üsulla temperaturun ölçülmə dəqiqliyi müqavimətin dəqiq ölçülməsindən asılıdır. Ona görə də müqaviməti potensimetrdən istifadə edərək ölçmək məsləhətdir.

Temperaturun ölçülmə sərhəddi $100^\circ S$ -dən yuxarı olduqda (1.7) ifadəsini

$$R_t = R_0(1 + \alpha t + \beta t^2) \quad (1.8)$$

şəklində yazmaq lazım gəlir. α və β termometrik metalı (platin) xarakterizə edən sabitlərdir. Saf platin üçün $\alpha = 3,94 \cdot 10^{-3} \text{ dər}^{-1}$ və $\beta = -5,8 \cdot 10^{-7} \text{ dər}^{-2}$ -dir.

Temperatur intervalı $660^\circ S$ ilə $1100^\circ S$ arasında olduqda (1.8) ifadəsində βt^2 həddindən sonra γt^3 həddini də artırmaq lazım gəlir. Platin termometri hazırladıqda onun α, β və R_0 -nı dəqiq təyin etmək lazımdır. α ilə β əmsalının ədədi qiymətləri arasındakı aşağıdakı münasibətlər ödənildikdə

$$\delta = - (10^4\beta)/(\alpha+100\beta)$$

$$1,48 \leq \delta \leq 1,50$$

həmin termometrdən istifadə edərək temperaturu ölçmək olar.

4. Tədqiqat praktikasında çox işlənən termometrlərdən biri də termoelementlərdir.

Termoelementin temperatur parametrləri lehim nöqtələrinin qızdırılmasından (və ya soyudulmasından) əmələ gələn *EHQ*-dir.

Məlum olduğu kimi iki metalın (*a, b*) toxundurma (kontakt) nöqtəsində yaranan termoelektrik hərəkət qüvvəsi (*EHQ*) e_{ab} temperaturdan asılı olan bir funksiyadır:

$$e_{ab} = f(t)$$

a və *b* metalları dövrə əmələ gətirdikdə, lehim nöqtələrinin temperaturunu t_k və t_i ilə işarə etsək, dövrənin *EHQ*-si:

$$E = e_{ab}f(t_k) - e_{ba}f(t_i) = f(t_k) - f(t_i) \quad (1.9)$$

olar.

Buradan görünür ki, e temperaturdan asılı olaraq dəyişməsə idi, onda $f(t_k) = f(t_i)$ və $E = 0$ olardı. E -nin t_k və t_i dən asılılığı $e = f(t)$ funksiyasının şəkliindən asılıdır. Bu funksiya xətti olduğundan:

$$e_{ab} = e_0 + at_k$$

$$e_{ba} = e_0 + at_i$$

olar.

O halda

$$E = a (t_k - t_i)$$

olmalıdır.

Temperatur intervalı bir neçə yüz dərəcə olduqda, $e = f(t)$ funksiyası daha mürəkkəb şəkil alır:

$$e = e_0 + at + bt^2 \quad (1.10)$$

Ona görə də (1.10) ifadəsi də mürəkkəbləşir və

$$E = a(t_k - t_i) + b(t_k^2 - t_i^2) \quad (1.11)$$

olur. Təcrübənin göstərdiyi kimi bərabərliyin ikinci həddi müsbət olduğu kimi mənfi də ola bilər. Buradan aydın olur ki, termoelementlərdən termoelektrik hərəkət qüvvəsi temperaturdan asılı olaraq monoton dəyişilmir. Termoelementlər müxtəlif cinsli metallardan, məsələn, mis-konstantan, dəmir-konstantan, konstantan-platin və **başqaların** dan hazırlanır. Adətən termoelementin bir lehim nöqtəsi qızdırıcıya, digəri isə sabit temperaturu termostata qoyulur. Termoelementin lehim nöqtəsini qızdırdıqda əmələ gələn EHQ -i kiçik kəmiyyət olduğundan, dəqiqliyi artırmaq üçün onlardan batareyə hazırlanır. Müxtəlif termoelementlərin temperatur ölçmə intervalı müxtəlifdir. Məsələn, mis-konstantan termoelementi ilə $-185 \dots 500$ °S intervalında ölçmək mümkün olduğu halda xromel-alümel termoelementi ilə $+200$ °S ilə $+1200$ °S intervalında temperaturu ölçmək olar. Termoelement vasitəsi ilə bilavasitə temperaturu ölçmək üçün onun qalvanometrini qabaqcadan dərəcələtdirmək lazımdır.

5. Yüksək temperaturu ölçmək üçün optik üsuldən də istifadə olunur. Optik üsulla temperaturun ölçülməsi optik pirometriya adlanır.

a) Bu üsullardan biri Vinin yerdəyişmə qanununa əsaslanır. V.Vin (1864-1928) qanununa görə

$$T\lambda_{max} = const \quad (1.12)$$

burada T – cismin mütləq temperaturu, λ_{max} – spektrdə maksimum enerjiyə uyğun olan dalğanın uzunluğu, sabit kəmiyyət $const$ isə λ_{max} mikronlarla ölçüldükdə 2886 mik.dər. bərabərdir. Günəşin şüalanmasında $\lambda_{max} = 0,47\mu$ olduğundan, (1.12) düsturuna görə $T = 6150^\circ K$ olur.

Mütləq qara olmayan cisimlər üçün (1.12) düsturu T temperaturunun həqiqi qiymətindən fərqli nəticə verir. Belə hallarda (1.12) düsturdan alınan temperatura rəng temperaturu deyilir. Rəng temperaturu mütləq qara cismin ehtəvat temperaturudur ki, onun həmin temperaturdakı şüalanması öz rəngi etibarlı ilə müşahidə olunan közərmiş cismin rənginə ən yaxındır.

b) Temperatur ölçmənin başqa üsulu, temperaturu ölçülən cismin parlaqlığı ilə közərmiş elektrik lampası telinin parlaqlığını nəzər sahəsində müqayisə etməkdən ibarətdir. Həmin üsulla ölçülən temperatur parlaqlıq temperaturu və temperaturu ölçən cihaz isə parlaqlıq pirometri adlanır. Parlaqlıq temperaturunu təcrübədən təyin edib, xüsusi cədvəldən istifadə etməklə cismin həqiqi radiasiya temperaturunu (T_r) təyin etmək olar.

v) temperaturu ölçülən cismin şüalarını bilavasitə termoelementin lehim nöqtələrindən birinə istiqamətləndirməklə şüalanan səthin temperaturunu ölçmək olar. Bu üsulla ölçülən temperaturu (T_r) və həmin temperaturu ölçən cihaza radiasiya pirometri deyilir. (T_r) – cismin həqiqi temperaturundan bəzən 1,5 dəfə az olur. Ona görə də (T_r) ölçüldükdən sonra xüsusi cədvəldən istifadə edərək cismin həqiqi temperaturunu hesablamaq olar. Deyilənlərdən aydın olur ki, optik pirometriya üsulu ilə temperaturun ölçülməsi kifayət qədər dəqiq olmur.

İkinci fəsil

2. İdeal və real qazlar. Hal tənlikləri

İstiliyin mexaniki işə çevrilməsində köməkçi vasitə rolunu oynayan qazların, yəni işlək cisimlərin halı üç əsas kəmiyyətlə: *təzyiq*, *temperatur* və *xüsusi həcm*lə təyin edilir.

Həmin kəmiyyətlərin qiyməti işlək cismin istilik verməsi və ya udması ilə əlaqədar olaraq dəyişir və o bir hal-dan başqa hala keçir.

§ 2.1. Təzyiq

Qazların təzyiqi qaz molekullarının qabın divarına vurduğu zərbələrin sayı ilə ölçülür. Qazların kinetik nəzəriyyəsinə görə qazın təzyiqi ədədi qiymətcə vahid həcmdəki molekulların irəliləmə hərəkətinin kinetik enerjisinin $2/3$ -nə bərabərdir.

Texnikada təzyiq $kg \cdot s/m^2$ və ya $kg \cdot s/sm^2$ ilə ölçülür. $1 kg \cdot s/sm^2$ -a *texniki atmosfer* də deyilir.

$$1 \text{ tex.at.} = 1 \text{ kg} \cdot \text{s}/\text{sm}^2 = 10000 \text{ kg} \cdot \text{s}/\text{m}^2 \text{ olur.}$$

Texniki atmosfer şərti olaraq *at* şəklində göstərilir. Fizikada bir atmosfer təzyiq dedikdə, 45° -lik coğrafi en dairəsində və dəniz səviyyəsində $0^\circ S$ temperaturda 760 mm civə süt. təzyiqinə uyğun gələn havanın təzyiqi nəzərdə tutulur. Bu təzyiq $1,0332 \text{ kg}/\text{sm}^2$ olur. Deməli,

$$1 \text{ fiz.at.} = 1,0332 \text{ kgs}/\text{sm}^2 = 1,0332 \text{ tex.at.} = 760 \text{ mmHg}(0^\circ S\text{-də}).$$

onda:

$$1 \text{ tex.at.} = 760/1,0332 = 735,6 \text{ mmHg}(0^\circ S\text{-də}).$$

olar.

1963-cü il yanvar ayının 1-dən ölkəmizdə Beynəlxalq vahidlər sisteminə (*SI*) keçilmişdir. *SI* vahidlər sistemində təzyiq vahidi olaraq $1m^2$ səthə normal istiqamətdə etdiyi təzyiq qəbul edilmişdir.

$1 kQ = 9,8 N$ olduğundan, $1 kg \cdot s/m^2 = 9,8 N/m^2$ olar.

Deməli:

$$1_{tex.at.} = 9,8 \cdot 10^4 N/m^2.$$

$$1_{fiz.at.} = 1,0332 \cdot 9,8 \cdot 10^4 N/m^2 \approx 10^5 N/m^2.$$

Təzyiqi ölçmək üçün manometr, vakuummetr və barometrlərdən istifadə olunur. Barometrlər–atmosfer təzyiqini, manometrlər – atmosfer təzyiqindən yüksək təzyiqləri, vakuummetrlər isə atmosfer təzyiqindən alçaq təzyiqləri ölçmək üçündür. Ona görə də atmosfer təzyiqinə bəzən *barometrik təzyiq*, seyrəkləşmiş qazların təzyiqinə *vakuummetrik təzyiq*, atmosfer təzyiqindən yüksək olan təzyiqlərə isə *manometrik təzyiq* deyirlər.

Manometrlərin quruluşu və işləmə prinsipi çox müxtəlif olduğuna baxmayaraq onlar bütün hallarda ölçülən təzyiqin (mütləq təzyiqin – $p_{müt.}$) barometrik təzyiqdən ($p_{bar.}$) nə qədər çox olduğunu göstərir. Yəni:

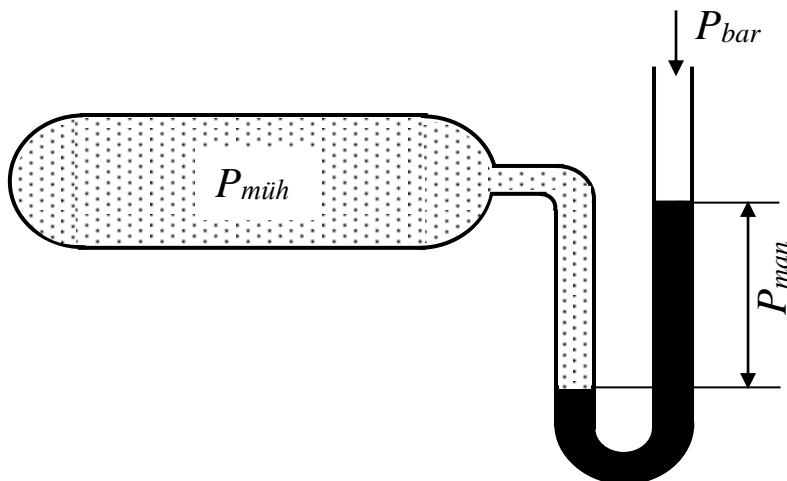
$$p_{müt.} = p_{bar.} + p_{man} \quad (2.1)$$

Deməli, qazın mütləq təzyiqi əlavə təzyiqlə (manometrik) atmosfer təzyiqinin (barometrik) cəminə bərabərdir.

Bunu 2.1-ci şəkildə göstərilən rezervuara birləşdirilmiş manometrlə müəyyən etmək olar.

Fərz edək ki, rezervuardakı qazın təzyiqi atmosfer təzyiqindən çoxdur. Onda rezervuarı manometrlə birləşdirdikdə 2.1-ci şəkildə göstərilən vəziyyət alınar. Yəni,

manometrin rezervuar tərəfdəki qolunda civənin səviyyəsi aşağı düşər, o biri tərəfdə isə qalxar. Bu iki qoldakı civə sütunu səviyyələrinin fərqi mütləq təzyiqi verir.



Şək.2.1. Qazın manometrik təzyiqinin təyini sxemi

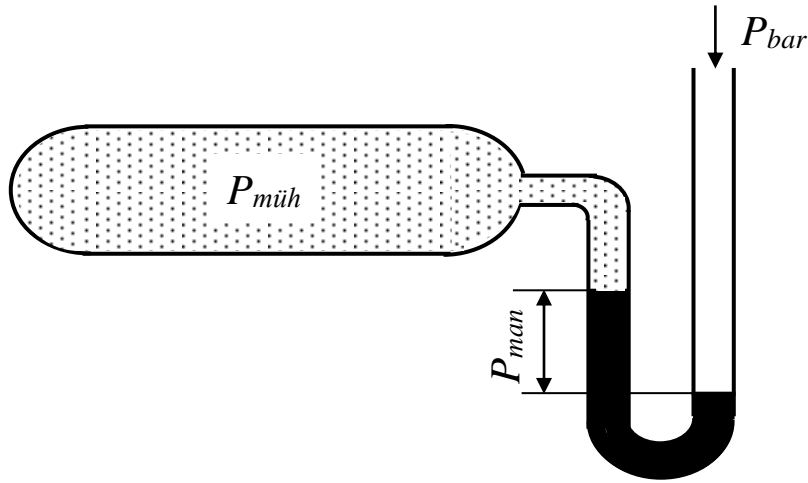
Vakuummترلər, atmosfer təzyiqinin seyrəkləşmiş qazın təzyiqindən nə qədər çox olduğunu göstərdiyindən

$$p_{müt} = p_{bar} - p_{vak.} \quad (2.2)$$

olar.

Başqa sözlə, seyrəkləşmiş qazın təzyiqi barometrik təzyiqlə vakuummətrik təzyiqin fərqinə bərabərdir. Fərz edək ki, 2.2-ci şəkildə göstərilmiş rezervuardakı təzyiq atmosfer təzyiqindən azdır. Onda rezervuardakı mütləq təzyiqi təyin etmək üçün cihazın göstərdiyi təzyiqi atmosfer təzyiqindən çıxmaq lazımdır.

Sonralar nəzərdən keçirəcəyimiz bütün termodinamiki düsturlarda iştirak edən təzyiq mütləq təzyiqdir; bu təzyiqin atmosferlərlə ifadəsi şərti olaraq *ata* şəklində yazılır. Cihazların göstərdiyi təzyiq isə şərti olaraq *ati* şəklində yazılır. Məsələn, manometr *15 ati* göstərsə, tam təzyiq *16 ata* olur.



Şək. 2.2. Qazın vakuummetrik təzyiqinin təyini sxemi

§ 2.2. Temperatur

Cismin qızma dərəcəsinə *temperatur* deyilir. Müxtəlif temperaturlu iki cismi bir-birinə yaxınlaşdırdıqda temperaturu yüksək olan cisimdən, temperaturu ona nəzərən aşağı olan cismə istilik enerjisi axır və bu hal həmin cisimlərin temperaturları bərabərləşənə qədər davam edir. Bu halda həmin iki cismə qərarlaşmış istilik halında, başqa sözlə, istilik tarazlığında olan cisimlər deyilir. Deməli, istilik enerjisi selinin istiqaməti və cisimlərin istilik tarazlığına yaxın olub-olmaması onların temperaturuna və temperatur fərqinə görə müəyyən edilir.

Cisimlərin temperaturu *empirik* və *mütləq* temperatur şəklində müəyyən edilə bilər.

Cisimlərin *empirik temperaturu*, bir fiziki atmosfer təzyiq altında əriməkdə olan buzla istilik tarazlığında olduqda $0^{\circ}S$, normal təzyiq altında qaynayan su ilə istilik tarazlığında olduqda isə $100^{\circ}S$ qəbul edilir. Beləliklə, *empirik temperatur* vahidi olaraq qəbul edilmiş $1^{\circ}S$, “0” bölgüsü normal təzyiqdə əriyən buzun və “100” bölgüsü normal təzyiqdə qaynayan suyun temperaturunu göstərən beynəlxalq yüz dərəcəli temperatur şkalasının 1/100-nə deyilir. Cismin temperaturu maye və qaz termometrləri, ter-

moelementləri, müqavimət termometrləri və başqaları ilə təyin edilir.

İki cismin bir-biri ilə istilik tarazlığında olması onların **temperaturların** və **molekullarının** irəliləmə hərəkətinin orta kinetik enerjisinin bərabər olması deməkdir. Deməli, cismin temperaturu ilə onun molekullarının orta kinetik enerjisi mütənasibdir.

Mütləq temperatur, qaz molekullarının irəliləmə hərəkətinin orta kinetik enerjisi ilə mütənasib olur. Mütləq temperatur, qaz molekullarının istilik hərəkəti dayandırdıqda sıfır olmalıdır. Mütləq temperaturun bu sərhəd qiymətinə mütləq sıfır deyilir və temperaturu hesablamaq üçün hesablama başlanğıcı qəbul edilir.

Mütləq temperatur mütləq sıfırdan hesablandığından həmişə müsbət ədəddir. Empirik temperatur isə ixtiyari seçilmiş başlanğıc temperaturdan (məsələn, atmosfer təzyiqində əriyən buzun temperaturundan) başladığı üçün müsbət və ya mənfi ola bilər.

Mütləq temperatur şkalasından istifadə etməklə temperaturun qiymətini müəyyən etdikdə şərtlik yox edilir və hesablama başlanğıcının seçilmiş termometrik maddənin fiziki xassəsindən asılı olması zərurəti aradan qalxır.

Cismin mütləq temperaturu qaz termometri ilə ölçülə bilər. Gey-Lüssak qanununa əsasən göstərmək olar ki, ideal qaz termometri üçün hesablama başlanğıc rolunu oynayan nöqtə yüz dərəcəli şkalanın “0” bölgüsündən $273,16^{\circ}S$ aşağı olur. Hidrogen termometri şkalası ideal qaz şkalasından çox cüzi fərqlənir. Mütləq temperatur bu şkalanı müəyyən edən ingilis fiziki Kelvinin (Tomson) şərifinə T °K ilə, empirik temperatur isə t °S ilə göstərilir. Bunlar arasındakı əlaqə

$$T = t + 273,16. \quad (2.3)$$

Bu düstur təxminən

$$T = t + 273$$

şəklində yazılır.

Bu münasibətdən görünür ki, $0^{\circ}K = -273^{\circ}S$ və $0^{\circ}S = -273^{\circ}K$ -dir.

Hazırda temperaturun ölçü vahidi olaraq XI “Beynəlxalq ölçü və çəki vahidləri” konqresi tərəfindən *Kelvin dərəcəsi* qəbul edilmişdir.

§ 2.3. Xüsusi həcm

Maddənin bir kiloqramının həcminə xüsusi həcm deyilir. Xüsusi həcmi v ilə işarə etsək,

$$v = V/G; m^3/kg, \quad (2.4)$$

burada V – cismin ümumi həcmi; G – cismin çəkisidir.

Maddənin vahid həcmnin çəkisinə isə onun xüsusi çəkisi deyilir. Xüsusi çəkini γ ilə işarə etsək

$$\gamma = G/V; kg/m^3 \quad (2.5)$$

olar. (2.4) və (2.5) düsturlarının müqayisəsindən

$$\gamma = 1/v \quad (2.6)$$

alınır.

Deməli maddənin xüsusi çəkisi onun xüsusi həcmnin tərs qiymətinə bərabərdir. Xüsusi həcm m^3/kg , xüsusi çəki isə kg/m^3 ilə ölçülür.

Bəzi hallarda cismin halını xarakterizə edən əsas parametrlərdən biri olaraq sıxlıq götürülür. Sıxlığı ρ ilə işarə etsək, belə yazmaq olar:

$$\rho = m/V, \quad (2.7)$$

burada m – cismin kütləsi; V – onun tam həcmidir.

Texnikada sıxlığın ölçü vahidi kg/m^3 -dir. Bu vahid SI sistemində də belədir.

Mexanikanın ikinci qanununa görə

$$G = mg \quad (2.8)$$

olduğundan (burada g – cazibə təcilidir) (2.7) düsturunu

$$\rho = G/Vg \quad (2.9)$$

şəklində yazmaq olar. (2.5) və (2.9) düsturlarının müqayisəsindən

$$\rho = l/vg \quad (2.10)$$

alınır.

Beləliklə *xüsusi həcm*, *xüsusi çəki* və *sıxlıq* arasında müəyyən əlaqə olduğundan onlardan hər birindən cismin parametri kimi istifadə etmək olar.

§ 2.4. İdeal qazlar üçün hal tənliyi

Elastik molekullardan ibarət olub, onlar arasında cazibə qüvvəsi olmayan və molekullarının həcmi molekullar arasında qalan fəzanın həcminə nəzərən əhəmiyyətsiz dərəcədə kiçik olan, başqa sözlə, molekullara maddi nöqtə kimi baxmaq mümkün olan qaza *ideal* qaz deyilir. Belə bir qaz həqiqətdə yoxdur. Lakin bu cür anlayışdan istifadə etməklə qazların kinetik nəzəriyyəsinə əsasən bir sıra məsələləri asanlıqla həll etmək, qaz halını xarakterizə edən hal parametrləri arasında sadə münasibətlər əldə etmək olur.

Təcrübələr göstərir ki, real qazların xassələri, onların temperaturu artdıqca və təzyiqi azaldıqca ideal qaz xassələrinə yaxınlaşır və əksinə, temperaturu azaldıqca və təzyiq artdıqca real qazların xassələrindən daha çox fərqlənir. Bunu əsas tutaraq real qazlara, xüsusi şərtlər daxilində ideal qazlar üçün alınan nəzəri mülahizələri tətbiq etmək olar. Qazların kinetik nəzəriyyəsinə əsaslanaraq ideal qazlar üçün aşağıdakı münasibət əldə edilmişdir:

$$p = nm\omega^2/3, \quad (2.11)$$

burada p – mütləq təzyiq;

n – vahid həcmdəki molekulların sayı;

m – molekulun kütləsi;

ω – orta kvadratik sürət olub, aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$\omega = \sqrt{\frac{\omega_1^2 + \omega_2^2 + \dots + \omega_n^2}{n}} \quad (2.12)$$

(2.11) tənliyi qazların kinetik nəzəriyyəsinin əsas tənliyidir. Həmin tənliyi aşağıdakı şəkildə də yazmaq olar:

$$p = (2/3)n \cdot (m\omega^2/2), \quad (2.13)$$

burada $m\omega^2/2$ - bir molekulun kinetik enerjisidir.

(2.13) düsturunun hər tərəfini qazın həcmi V -yə vursaq aşağıdakı ifadə alınar:

$$pV = (2/3)n \cdot V \cdot (m\omega^2/2) = (2/3)N \cdot (m\omega^2/2), \quad (2.14)$$

burada $N=nV$ ilə əvəz edilərək, V həcmindəki molekulların sayıdır.

Molekulyar kinetik nəzəriyyəyə görə qaz molekullarının kinetik enerjisi E qazın mütləq temperaturu ilə düz mütənasibdir.

$$E = m\omega^2/2 = \alpha \cdot T, \quad (2.15)$$

burada α – mütənasiblik əmsalı olub, bütün qazlar üçün eynidir.

§ 2.5. İdeal qaz qanunları

Boyl - **Mariott** qanunu.

Bu qanun hələ molekulyar kinetik nəzəriyyə meydana gəldikdən çox əvvəl təcrübi faktların ümumiləşmiş nəticəsi kimi məlum idi. Lakin bu qanunu bilavasitə qazların kinetik nəzəriyyəsinin əsas tənliyindən almaq olar.

Bunun üçün (2.15) düsturunu (2.14) düsturunda yerinə yazaraq:

$$pV = (2/3) N\alpha T, \quad (2.16)$$

Həmin düsturun sağ tərəfi $T = \text{const}$ olduğundan

$$pV = \text{const} \quad (2.17)$$

alınır. Yəni, verilmiş qaz kütləsi üçün qazın temperaturu dəyişmədikdə onun təzyiqi ilə həcmnin hasilini sabit kəmiyyətdir.

Gey-Lüssak qanunu

Gey-Lüssak qanunu sabit təzyiqdə gedən prosesə aiddir. Ona görə də (2.16) düsturunda $p = \text{const}$ olduğunu nəzərə alsaq

$$V/T = (2/3)(N\alpha/P) = \text{const} \quad (2.18)$$

alınar. Yəni sabit təzyiqdə verilmiş qaz kütləsinin həcmi onun mütləq temperaturu ilə düz mütənasibdir. (2.18) düsturunu $1kQ$ qaz üçün yazsaq

$$v/T = const \quad (2.19)$$

və (2.6) düsturunu nəzərə alsaq

$$\gamma \cdot T = const \quad (2.20)$$

olar. Yəni, qazın xüsusi çəkisinin onun mütləq temperaturuna hasili verilmiş qaz kütləsi üçün sabit kəmiyyətdir.

Şarl qanunu

(2.16) düsturunda $V=const$ qəbul etsək, N və α kəmiyyətləri də sabit olduğundan

$$p/T = const \quad (2.21)$$

alarıq. Yəni, sabit həcmdə verilmiş qaz kütləsinin təzyiqi onun mütləq temperaturu ilə düz mütənasibdir.

Avoqadro qanunu

Qazların kinetik nəzəriyyəsinin əsas tənliyindən istifadə edərək göstərmək olar ki, eyni şəraitdə və bərabər həcmlərdə olan qazların molekullarının sayı da bərabər olur. Buna *Avoqadro qanunu* deyilir. Doğrudan da (2.16) düsturundan görüldüyü kimi, iki ixtiyari müxtəlif qaz üçün pV və T eyni olduqda, N də eyni olur. (2.16) düsturunu bu qazlardan biri üçün

$$p_1V_1 = (2/3) N_1\alpha T_1, \quad (2.22)$$

yazmaq olar
O biri üçün isə

$$p_2 V_2 = (2/3) N_2 \alpha T_2, \quad (2.23)$$

şəklində yazmaq olar.

(2.22) və (2.23) düsturlarından görünür ki, $p_1 = p_2$;
 $V_1 = V_2$; $T_1 = T_2$ olduqda

$$N_1 = N_2$$

olur.

(2.22) və (2.23) düsturlarında $p_1 = p_2$; $T_1 = T_2$ olduqda

$$V_1 / V_2 = N_1 / N_2$$

və ya

$$\gamma_1 / \gamma_2 = \mu_1 / \mu_2 \quad (2.24)$$

olur.

Burada γ_1 və γ_2 uyğun olaraq 1-ci və 2-ci qazların xüsusi çəkiləri, μ_1 və μ_2 isə onların molekulyar çəkiləridir.

(2.24) düsturunu xüsusi həcmlərlə yazsaq

$$v_2 / v_1 = \mu_1 / \mu_2$$

və ya

$$v_1 \mu_1 = v_2 \mu_2 \quad (2.25)$$

olur.

Yəni, eyni fiziki şəraitdə götürülmüş qazların xüsusi həcmlərinin molekulyar çəkilərinə olan hasili qazın təbiətindən asılı olmayıb, bütün qazlar üçün eynidir.

Beləliklə,

$$v \cdot \mu = const \quad (2.26)$$

olur.

Burada $v \cdot \mu$ hasili, çəkisi kiloqramlarla ifadə olunduqda, molekulyar çəki qədər olan qazın həcmidir.

Qazın bu çəkisinə, başqa sözlə molekulyar çəkinin kiloqramlarla ifadəsinə, *qrammol* və ya sadəcə *mol* deyilir. Onda $v \cdot \mu$ hasili bir mol qazın həcmi olur.

Beləliklə, (2.26) düsturuna əsasən demək olar ki, eyni temperatur və təzyiqdə olan ideal qazların bir molunun həcmi də eynidir. Deməli, bir qrammol qazın həcmi qazların təbiətindən asılı olmayıb, onların temperatur və təzyiqinə görə təyin edilir.

(2.26) düsturundan istifadə edərək müxtəlif fiziki şəraitdə götürülmüş qazın bir qrammolunun həcmi təyin etmək olar.

Normal fiziki şəraitdə, yəni $p = 1,0332 \text{ kg/sm}^2$ və $t = 0^\circ\text{S}$ və ya $T = 273^\circ\text{K}$ olduqda, bir mol qazın həcmi $22,4\text{m}^3$, texniki normal şəraitdə isə, yəni $p = 1,0332 \text{ kg/sm}^2$ və $t = 15^\circ\text{S}$ və ya $T = 288^\circ\text{K}$ olduqda, bir mol qazın həcmi $24,4\text{m}^3$ olur.

Məsələn, hidrogenin 0°S temperaturda və $1,033 \text{ kg/sm}^2$ təzyiqdə xüsusi çəkisi $\gamma = 0,09 \text{ kg/m}^3$ -dir. Hidrogenin molekulyar çəkisi isə $\mu = 2,016 \text{ kg}$ -dir. Onda hidrogenin bir molunun həcmi V_μ ilə işarə etsək, (2.26) düsturuna görə

$$V_\mu = v\mu = \mu/\gamma = 2,016/0,09 = 22,4 \text{ m}^3$$

alırıq.

Buradan

$$\gamma = \mu/22,4 \quad (2.27)$$

(2.27) düsturundan istifadə edərək müxtəlif qazların xüsusi çəkilərini onların molekulyar çəkilərinə görə təyin etmək olar.

(2.16) düsturundakı α sabiti bütün qazlar üçün eyni olub, qiymətcə $1/273$ -ə bərabər olduğundan həmin düsturda

$$p = 1,0332 \text{ kg/sm}^2; V = V_\mu = 22,4 \cdot \text{l/mol}; T = 273^\circ\text{K}$$

götürdükdə

$$N = N_A = 6,02 \cdot 10^{23} \cdot \text{l/mol} \quad (2.28)$$

alırıq. Bu ədədə *Avoqadro ədədi* deyilir. Deməli, normal fiziki şəraitdə götürülmüş müxtəlif qazların bir molunda olan molekulların sayı bir-birinə bərabər olub, qiymətcə $6,02 \cdot 10^{23}$ -dür.

Mendeleyev – Klapeyron düsturu

(2.16) düsturunu bir mol qaz üçün yazsaq

$$pV_\mu = (2/3)N_A \cdot \alpha T \quad (2.29)$$

olar. Burada

$$(2/3)N_A \cdot \alpha = R \quad (2.30)$$

ilə işarə etsək

$$pV_\mu = RT \quad (2.31)$$

alırıq. Bu düsturu bir mol üçün yox, istənilən sayda, məsələn, n mol qaz üçün yazsaq

$$pV = nRT \quad (2.32)$$

olar. Bu axırncı düstura *Mendeleyev-Klapeyron düsturu* deyilir.

(2.30) düsturundakı N_A və α bütün qazların bir molu

üçün eyni olduğundan R də eyni olar. Ona görə R - ə universal qaz sabiti deyilir.

(2.31) düsturundan

$$R = pV/T = (1,033 \text{ kg/sm}^2 \cdot 22,4 \text{ m}^3/\text{mol}) / (273 \text{ }^\circ\text{K}) = 848 \cdot \text{kgm/mol.dər}$$

alınır. Onda (2.31) düsturunu

$$pV_\mu = 848T \quad (2.33)$$

şəklində də yazmaq olar.

§ 2.6. Qaz qarışıqları

Texnikada çox vaxt qazların qarışığına bir-birinə kimyəvi təsir etməyən qarışıq kimi baxırlar. Qarışığı təşkil edən müxtəlif qazlar – komponentlər qarışığın tərkibində özlərini sərbəst aparır, hər bir komponent ayrılıqda bütün qarışığın həcmi tutur və qarışığın temperaturunda olur. Belə qaz qarışığı ideal qaz qanunlarına tabe olur.

a) Dalton qanunu. Qaz qarışığını təşkil edən qazlar onun **komponentləri** adlanır. Ayrı-ayrılıqda komponentlərin qaz qarışığının temperaturunda, onun həcmi tutduqda göstərdikləri təzyiq **parsial təzyiq** adlanır.

Təcrübə əsasında Dalton təyin etmişdir ki, qaz qarışığının təzyiqi, qarışığı təşkil edən ayrı-ayrı qazların parsial təzyiqlərinin cəminə bərabərdir, yəni:

$$p = p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_n = \sum_1^n p_k, \quad (2.34)$$

burada p_k - qaz qarışığını təşkil edən k -cı qazın parsial təzyiqidir.

Həmin düsturu qazların kinetik nəzəriyyəsinin əsas tənliyinə əsasən də ala bilərik. Qarışığı təşkil edən aytı-ay-

rı qazlar üçün yazmaq olar

$$\left. \begin{aligned} pV_1 &= (2/3)E_1 \\ pV_2 &= (2/3)E_2 \\ &\dots\dots\dots \\ &\dots\dots\dots \\ pV_n &= (2/3)E_n \end{aligned} \right\}$$

Bu bərabərlikləri tərəf-tərəfə topladıqda

$$V(p_1+p_2+\dots+p_n) = (2/3)(E_1+E_2+\dots+E_n) \quad (2.35)$$

Qaz qarışıqlarının ümumi enerjisini E ilə, təzyiqini p ilə işarə etsək, qarışıq üçün əsas tənlik

$$pV = (2/3)E \quad (2.36)$$

olar. Enerjinin saxlanması qanuna görə

$$E = E_1 + E_2 + \dots + E_n$$

olduğundan (2.35) və (2.36) düsturunun müqayisəsindən (2.34) düsturunu alırıq, n – komponentlərinin sayıdır.

b) Qaz qarışığının gətirilmiş çəki hissəsi və gətirilmiş həcm hissəsi. Qaz qarışığının çəkisi onun komponentlərinin çəkilərinin çəminə bərabərdir, yəni:

$$G = G_1 + G_2 + \dots + G_n = \sum_1^n G_k \quad (2.37)$$

Ayrı-ayrı komponentlərin çəkilərinin qaz qarışığı çəkisinə olan nisbəti gətirilmiş çəki adlanıb, g_k ilə işarə olunur:

$$g_k = G_k/G$$

Onda

$$\sum_1^n g_k = (\sum_1^n G_k)/G = (G_1 + G_2 + \dots + G_n)/G = G/G = 1$$

və yaxud:

$$\sum_1^n g_k = 1$$

Deməli, qarışığın komponentlərinin gətirilmiş çəkirlərinin cəmi vahidə bərabərdir.

Komponentlərin qarışığın təzyiqinə və temperaturuna uyğun olan həcmələri **p a r s i a l h ə c m** adlanır. Bu V_k ilə işarə olunur.

Komponentin gətirilmiş həcm hissəsini tapmaq üçün parsial həcmi qarışığın həcminə bölmək lazımdır

$$r_k = V_k/V, \quad (2.38)$$

burada r_k —hər hansı komponentin gətirilmiş həcmi;

V_k —komponentin parsial həcmi;

V — qarışığın həcmidir.

Qaz qarışığı ilə komponentlərin temperaturları eyni olduğu üçün, Boyle- Mariott tənliyini yaza bilərik:

$$pV_1 = p_1V;$$

$$pV_2 = p_2V;$$

.....
.....

$$pV_n = p_nV,$$

burada V — qarışığın həcmi;

p — qarışıqın təzyiqi;
 p_1, p_2, \dots, p_n — parsial təzyiqlər;
 V_1, V_2, \dots, V_n — ayrı-ayrı qazların ümumi qarışıqda tutduğu həcmdir. Buna *p a r s i a l h ə c m d ə* deyilir.

Bu tənlikləri tərəf-tərəfə toplayıb (2. 34) düsturuna əsasən yazıla bilər

$$V_1 + V_2 + \dots + V_n = V (p_1 + p_2 + \dots + p_n)/p = V$$

alırıq. Yəni, qarışıqın həcmi parsial həcmə bərabərdir. Deməli:

$$r_1 + r_2 + \dots + r_n = \sum_1^n r_k = 1,$$

yəni, komponentlərin gətirilmiş həcmə bərabərdir.

Gətirilmiş çəki ilə parsial həcm arasında müəyyən əlaqə vardır. Qarışıqı təşkil edən hər hansı qaz komponenti üçün

$$g_k = G_k/G$$

olduğundan, xüsusi çəki düsturundan istifadə edilərək

$$g_k = G_k/G = (\gamma_k V_k)(\gamma V) = (\mu_k/\mu)r_k . \quad (2.39)$$

və $\mu_k/\mu = R/R_k$ düsturuna əsasən

$$r_k = g_k \cdot R_k / R \quad (2.40)$$

alırıq. Burada γ və γ_k eyni temperatur və təzyiqdə götürülür. Beləliklə, qaz qarışıqı üçün qaz sabitini və molekulyar çəkini də təyin etmək olar. (2.40) düsturunu bütün qarışıq üçün yazsaq

$$\sum r_k = (\sum g_k R_k) / R = 1$$

və ya

$$R = \sum g_k R_k$$

$$R_k = 848 / \mu_k$$

olduğunu nəzərə alsaq

$$R = 848 \sum g_k / \mu_k.$$

Beləliklə, qarışıqın orta molekulyar çəkisi

$$\bar{\mu} = 848 / R = 848 / \sum g_k R_k = 1 / \sum g_k \mu_k \quad (2.41)$$

olar.

(2.41) düsturundan istifadə edərək qarışıqın orta molekulyar çəkisini təyin etmək olar.

(2.39) düsturunu qarışıqda iştirak edən bütün qazlar üçün yazsaq

$$\sum g_k = \sum r_k \mu_k / \mu = 1.$$

alırıq.

Buradan

$$\mu = \sum r_k \mu_k = 848 \sum r_k / R_k.$$

Deməli:

$$R = 848 / \mu = 848 / \sum r_k \mu_k = 1 / \sum r_k / R_k. \quad (2.42)$$

(2.42) düsturundan istifadə edərək qaz qarışığı üçün qaz sabitini hesablamaq olar.

§ 2.7. Real qazlar üçün Van-der-Vaals tənliyi

Qazların kinetik nəzəriyyəsinin əsas tənliyi olan (2.36) düsturu ideal qazlar üçündür. Yəni, bu tənlik, molekullar arasında ilişmə qüvvəsi olmayan, molekullarının öz həcmi isə qazın tutduğu həcmə görə nəzərə alınmayacaq dərəcədə kiçik olan qazlar üçündür. Təbiətdə belə qazlar yoxdur. Ona görə də bütün real qazlar az və ya çox dərəcədə (2.36) tənliyindən və ya ondan çıxan nəticələrdən meyl edir. Bütün real qazlar böhran temperaturundan aşağı temperaturlarda mayeləşə bildiyindən onlara müəyyən mayelərin ifrat qızmış buxarları kimi baxmaq olar. Qaz maye halına yaxın olduqça, onun ideal qaz qanunlarından olan meyli də bir o qədər çox olur. Lakin, *Boyl-Mariott* və *Gey-Lüssak* qanunlarının təcrübədən təyin edilməsi faktı göstərir ki, çox hallarda real qazlar ideal qaz halına yaxın olur. Məsələn, *hidrogen, azot, oksigen, hava, karbon qazı* və **s.başqaları** istilik texnikasında işlədildikləri şəraitdə maye fazadan çox uzaq olduqlarından xassəcə ideal qaz qanunlarına yaxın olur.

Real qazların molekulları arasında ilişmə qüvvəsinin mövcud olması daxili təzyiqin yaranmasına səbəb olur. Bu təzyiqi p_i ilə işarə etsək

$$p_i = \alpha / v^2 \quad (2.43)$$

olar. Çünki molekullar arasındakı qarşılıqlı təsir qüvvəsi məsafənin 6-7-ci dərəcəsi ilə mütənasibdir (və ya həcmə 2-ci dərəcəsi ilə). Bundan başqa, real qaz molekullarının özlərinin də xüsusi həcmi olduğundan (b) onların sərbəst həcmi $v - b$ olar və bir qrammol ideal qaz üçün

$$p v = RT$$

şəklində yazılan tənlik bir qrammol real qaz üçün

$$(p + \alpha/v^2)(v - b) = RT \quad (2.44)$$

şəklində yazılır.

Həmin düsturdakı α və b sabitlərinə *Van-der-Vaals sabitləri* deyilir. Bunlar müəyyən qaz üçün sabit olub, müxtəlif qazlar üçün müxtəlifdir.

(2.44) düsturu real qazlar üçün *hal tənliyi* və ya *Vander-Vaals tənliyidir*.

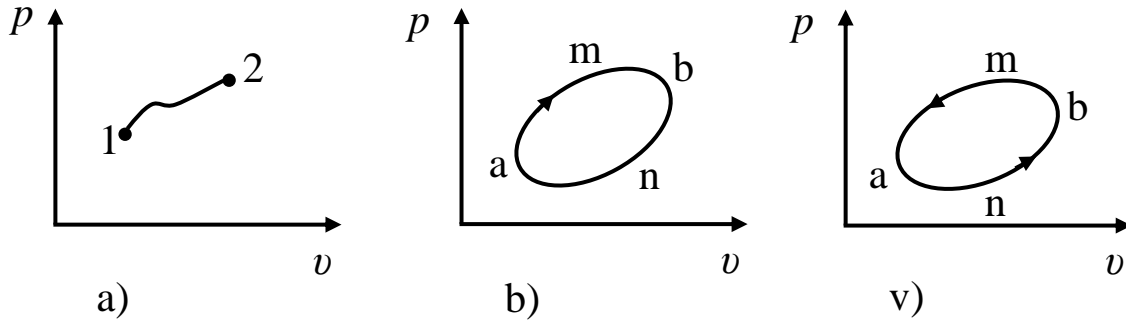
Real qazların 1939-cu ildə prof. M.P.Vukaloviç və İ.İ.Novikov tərəfindən verilmiş hal tənliyi *Van-der-Vaals* tənliyinə nəzərən daha dəqiqdir. Bu tənlik nəinki molekulların həcmi olmasını və onlar arasında ilişmə qüvvəsini, hətta molekulların assosiasiyasını, yəni qaz qarışıqlarında molekulların birləşərək iki və üçqat molekullar əmələ gətirdiyini nəzərə alır.

Üçüncü fəsil

3. Proseslər haqqında, proseslərin işinin hesablanması

§ 3.1. Proseslər haqqında ümumi məlumat

Qazın halını təyin edən parametrlərdən, yəni p, v, t -dən biri dəyişərsə, bu qazla prosesin əmələ gəlməsini göstərir. Adətən prosesi koordinat sistemində təsvir edirlər. Düzbucaqlı koordinat sistemini götürərək, absis oxu üzərində xüsusi həcmi ($v, m^3/kg$), ordinat oxu üzərində mütləq təzyiqi ($p, kg/m^2$) göstərir. 3.1,a-cı şəkildə 1-2 prosesi təsvir olunmuşdur. Bu proses 1 nöqtəsində başlayır və 2 nöqtəsində başa çatır. Belə proses açıq proses adlanır. Adətən, şəkildə prosesin istiqaməti, üzərində götürülən ox ilə göstərilir.



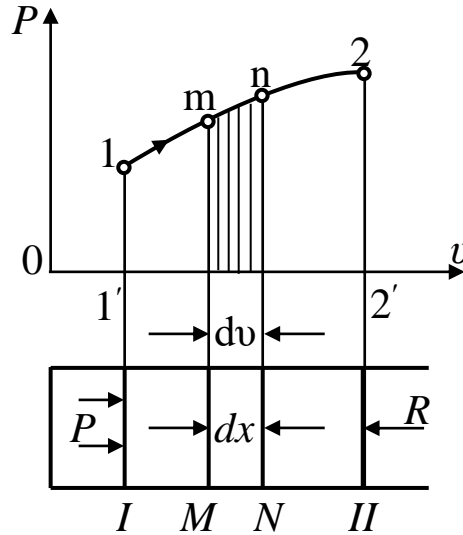
Şək.3.1. Qazın halını təyin edən sxemlər:

a- açıq proses; b- saat əqrəbi istiqamətində gedən qapalı proses;
v - saat əqrəbinin hərəkətinin əksi istiqamətində gedən qapalı proses

3.1,b və v şəkillərində təsvir olunmuş proseslərə qapalı proses və ya tsikl deyilir. 3.1,b şəkildəki proses, saat əqrəbi hərəkəti istiqamətində əmələ gəldiyindən, düz tsikl adlanır və belə oxunur *ambna* tsikli, 3.1,v şəkildə təsvir olunmuş proses, saat əqrəbi hərəkətinin əks istiqamətində əmələ gəldiyindən, əks tsikl adlanır və belə oxunur *anbma* tsikli.

§ 3.2. Qazın işinin hesablanması

Tutaq ki, 3.2-cu şəkildə göstərilən silindrin daxilində 1 kq hər hansı qaz vardı. Porşen 1 vəziyyətində olduqda, onun halını təyin edən parametrlər p_1, v_1, T_1 - dir.



Sək. 3.2. Qazın işinin hesablanması sxemi

Qazın bu halı 3.2-ci şəkildə göstərilən koordinat sisteminə 1 nöqtəsi ilə təsvir olunmuşdur. Fərz edək ki, porşen *I* vəziyyətindən *II* vəziyyətinə gəldikdə silindr daxilində götürülmüş 1 kg qazla 1-2 prosesi baş verir.

Aydındır ki, porşen *I* vəziyyətindən *II* vəziyyətinə hərəkət etdikdə, başqa sözlə, qazla 1-2 prosesi əmələ gəldikdə, iş görülməlidir. Həmin işi tapmaq üçün belə mülahizə olunur. Porşen hər hansı orta bir *M* vəziyyətindən *N* vəziyyətinə gəldikdə sonsuz kiçik dx məsafəsi qədər hərəkət edir. Porşenin bu hərəkətinə uyğun olan elementar iş, dəf olunan P qüvvəsi ilə dx -in hasilinə bərabər olacaqdır, yəni

$$\Delta L = Pdx.$$

burad ΔL - qazın gördüyü elementar işdir.

P qüvvəsi, qazın p təzyiqi ilə porşenin F en kəsiyinin hasilinə bərabər olduğundan, ΔL belə ifadə olunur:

$$\Delta L = pFdx,$$

$Fdx = dv$ olduğundan, elementar iş aşağıdakı kimi olacaq:

$$\Delta L = pdv. \quad (3.1)$$

Porşen I vəziyyətindən II vəziyyətinə gəldikdə görülən işi, başqa sözlə porşenin bu hərəkəti ilə əmələ gələn $1' - 2'$ prosesinin işini tapmaq üçün, elementar işin ifadəsini inteqrallamaq lazımdır.

$$L = \int_{v_1}^{v_2} pdv, \quad (3.2)$$

burada $L - Ikg$ qazın gördüyü işdir, kgm/kg -la.

L qazın işini tapmaqdan ötrü (3.2) ifadəsinin hər iki tərəfi G -yə vurulmalıdır.

$$GL = \int_{v_1}^{v_2} pd(Gv)$$

və ya

$$GL = \int_{v_1}^{v_2} pdV \quad (3.3)$$

burada GL -in vahidi kgm olacaqdır.

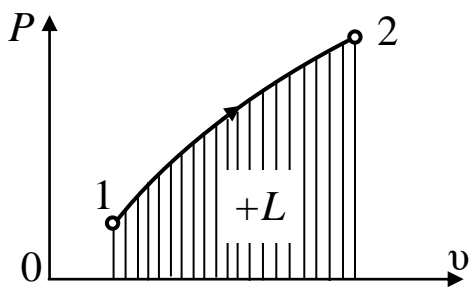
(3.1) ifadəsini, yəni elementar işin ifadəsinin 3.2-ci şəklində p diaqramında, elementar işin prosesini v oxu arasında ştrixlənmiş sahə ilə müqayisə etdikdə, ΔL -in bu sahəyə bərabər olduğunu görürük. Buna görə də (3.2) düs-

turunda göstərilən L işi $1' - 2'$ ilə v oxu arasındakı $L = (1' - 1 - 2 - 2')$ sahəsinə bərabər olmalıdır.

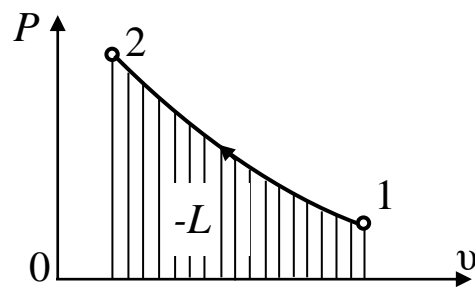
Beləliklə, p v koordinat sistemində təsvir olunan hər hansı açıq prosesin işi, həmin proses ilə absis oxu arasındakı sahəyə bərabərdir.

İşi (3.2) düsturu ilə hesabladıqda, onun işarəsi həm müsbət, həm də mənfi alına bilər. Həmin ifadədən aydındır ki, p həmişə müsbət olduğundan, L -in işarəsi yalnız dv -dən asılıdır.

$dv > 0$ olduqda, yəni qazın həcmi böyüdükdə (genişlənmə prosesində), L -in işarəsi müsbət olacaqdır. Belə işə qazın gördüyü iş deyilir (şək.3.3). $dv < 0$ olduqda, yəni qazın həcmi kiçildikdə (sıxılma prosesində) L -in işarəsi mənfi olacaqdır. Belə işə isə qazın aldığı iş deyilir (şək.3.4).



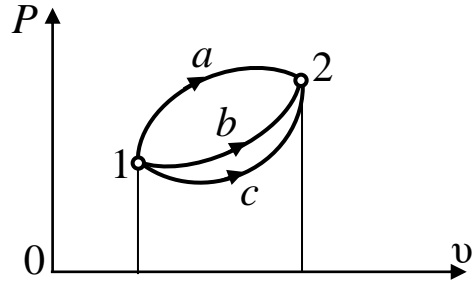
Sək. 3.3. Qazın həcmi genişləndikdə onun gördüyü işin diaqramı



Sək. 3.4. Qazın həcmi sıxıldıqda onun gördüyü işin diaqramı

Bu deyilənlərdən başqa, işin bir xüsusiyyətini də göstərmək lazımdır. Aydındır ki, 3.5-ci şəkildə göstərilən 1 və 2 nöqtələri arasında gedən a , b və c proseslərin işləri birbirindən fərqlənməlidir, yəni prosesin işi onun formasından, başqa sözlə prosesin gedişindən asılı olmalıdır. Buna görə prosesin başlanğıc nöqtəsi ilə son nöqtələrinin parametrlərinin, yəni p_1v_1 və p_2v_2 - nin məlum olması, işin hesablanması üçün lazımdır, ancaq kifayət deyildir. Bunlardan başqa $f(pv) = 0$ asılılığını, yəni prosesin gedişini bilmək lazımdır.

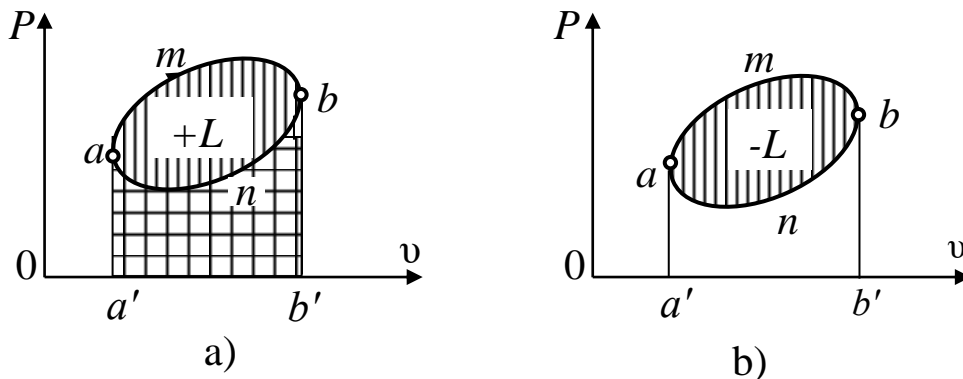
Bu xüsusiyyəti (3.2) ifadəsinə əsasən də demək olardı. İndi isə qapalı prosesin işinin hesablanmasına baxaq.



Sək. 3.5. Qapalı prosesdə qazın iş diaqramı

3.6-cü şəkildə təsvir olunmuş $ambna$ düz tsiklinin işini pv koordinat sistemində təyin etmək üçün p oxuna paralel olmaq şərti ilə, tsiklə iki toxunan düz xətt çəkirik. Həmin toxunanlar verilən tsikli a və b nöqtələrində iki hissəyə, yəni amb və bna açıq proseslərinə bölür. amb proseslərində həcm böyüdüyü üçün, onun işi müsbət və $a'ambb'$ sahəsinə bərabər olacaqdır. bna prosesində isə həcm kiçildiyindən, onun işi mənfi və $a'anbb'$ sahəsinə bərabər olmalıdır. Müsbət iş, yəni şaquli xətlər ilə ştrixlənmiş sahə, mənfi işdən, yəni üfüqi xətlərlə ştrixlənmiş sahədən böyük olduğundan, haqqında bəhs etdiyimiz qapalı prosesin işi, həmin qeyd etdiyimiz sahələrin fərfinə, yəni $ambna$ tsiklinin sahəsinə bərabər olacaqdır.

Beləliklə, düz tsiklin işi müsbət (şək.3.6,a), əks tsiklin işi isə mənfi qəbul olunur (şək.3.6,b).



Sək. 3.6. Qazla gedən düz (a) və əks (b) tsikllərin sxemləri
Ümumiyyətlə, termodinamikada tarazlaşmış proseslərdən, yəni prosesin hər bir nöqtəsində silindir daxilindəki

qazın təzyiqi, porşenin dəf etdiyi qüvvə ilə tarazlaşmış olduğu proseslərdən bəhs olunur.

Dördüncü fəsil

4. Termodinamikanın birinci qanunu

§ 4.1. İstilik və işin ekvivalentliyi

Təbiətin əsas qanunu olan termodinamikanın birinci qanunu termodinamik nəzəriyyələrin əsasını təşkil edir. Termodinamik proseslərin tədqiqatında və bu proseslərin enerjilərinin hesablanması üçün həmin qanunun böyük əhəmiyyəti vardır.

Termodinamikanın birinci qanunu – enerjinin saxlanması qanununun istilik hadisələrinə tətbiqindən ibarətdir.

Enerjinin saxlanması qanununa görə işlə istilik arasında ekvivalentlik vardır və bunlar bir – birinə çevrilə bilər. Bu çevrilmə aşağıdakı tənliklə ifadə olunur:

$$Q = A L \quad (4.1)$$

burada Q – işə çevrilən istilik miqdarı;

L – görülən iş;

A – işin termik ekvivalenti olub, kJ -a bərabərdir.

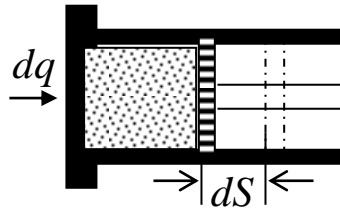
Enerjinin ölçü vahidləri cədvəl 4.1-də verilmişdir.

Cədvəl 4.1

Enerji ölçüsü	<i>Kilocoul</i>	<i>kcal</i>	<i>kgm</i>	<i>kW·s</i>	<i>a.q. saat</i>
<i>Kilocoul</i>	1	0,2391	102,0	0,000278	0,0003777
<i>kcal</i>	4,1868	1	426,4	0,001161	0,001579
<i>kQm</i>	0,0098	0,002345	1	0,000002723	0,00000374
<i>kW·s</i>	3,600	860	367200	1	1,360
<i>a.q. saat</i>	2,648	632,3	270000	0,7358	1

§ 4.2. Termodinamikanın birinci qanununun riyazi ifadəsi

Məlum olduğu kimi, termodinamikanın birinci qanunu istiliyin mexaniki enerjiyə və əksinə çevrilməsini ifadə edir. Həmin qanun enerjinin saxlanması nəzəriyyəsinə əsaslanır. İstilik enerjisinin mexaniki enerjiyə çevrilməsinə dair bir misal göstərək. Tutaq ki, silindirin daxilində porşeni hərəkət etdirən 1 kq qaza cüzi miqdarda (məsələn, dq qədər) istilik verilmişdir (şəkil 4.1). Bu istiliyin təsiri ilə silindrin içərisində olan qaz qızacaqdır. Bu qızma nəticəsində qaz molekullarının kinetik enerjisi artacaq və bunların divarlara vurduqları zərbələrin artması nəticəsində porşen dS məsafəsi qədər hərəkət edəcəkdir. Fərz edək ki, porşenin gördüyü iş dl -ə bərabər olacaqdır. Burada qaz genişləndiyi üçün onun molekulları arasındakı məsafədə artacaqdır ki, bu da onun daxili potensial enerjilərinin dəyişməsinə səbəb olacaqdır.



Şək. 4.1. Qazın qızması nəticəsində porşenin gördüyü iş

Yuxarıdan görüldüyü kimi qaza dq istiliyinin verilməsi sayəsində, qaz müəyyən iş gördü və onun daxili enerjisi du qədər dəyişdi.

Termodinamikanın birinci qanunundan məlumdur ki, bir enerji başqa bir enerjiyə keçdikdə onların arasında müəyyən ekvivalentlik olmalıdır. Belə halda isə verilən istiliyin bir hissəsi qazın daxili enerjisinin dəyişməsinə, digər hissəsi isə (dl) işin yerinə yetirilməsinə sərf olunaçaqdır. Bunları nəzərə alaraq termodinamikanın birinci qanununu aşağıdakı şəkildə yazmaq olar:

$$dq - du = Adl \quad \text{və ya} \quad dq = du + Adl$$

Bu termodinamikanın birinci qanununun riyazi ifadəsidir. Təzyiq sabit olduqda, belə prosesə *izobar prosesi* deyilir. Qazın gördüyü iş $dl = pdv$ olduğundan, termodinamikanın birinci qanununun riyazi ifadəsi aşağıdakı şəkildə yazıla bilər:

$$dq = du + A_{pdv}, \quad (4.2)$$

yəni sistemə verilən istilik onun daxili enerjisinin artmasına və xarici qüvvələrə qarşı görülən işə sərf olunur.

Deməli, (4.2) tənliyi termodinamikanın birinci qanunun izobar proses üçün riyazi ifadəsidir.

(4.2) tənliyinin hər bir həddi şəraitdən asılı olaraq müsbət, mənfi və ya sıfır ola bilər. Məsələn, sistemə istilik verildikdə $dq > 0$, ondan istilik alınarsa $dq < 0$, sistemin daxili enerjisi artarsa $du > 0$, azalırsa $du < 0$, sistem xarici təzyiqə qarşı iş görərək genişlənsə $dl > 0$, sistem üzərində iş görülərək sıxılırsa $dl < 0$ olur.

$dq = 0$ olursa, yəni sistemə kənardan istilik verilmirsə, başqa sözlə sistemlə onu əhatə edən mühit arasında heç bir istilik mübadiləsi yoxdursa, onda (4.2) tənliyi

$$Adl = - du$$

şəkilini alır. Yəni, bu halda ancaq sistemin daxili enerjisinin azalması hesabına iş görülə bilər. Bu cür prosesə *adiabatik proses* deyilir. Sistem adiabatik sıxıldıqda onun üzərində görülən iş ancaq sistemin daxili enerjisinin artmasına sərf olunur. (4.2) tənliyində $dl = 0$ olduqda, $dq = du$ olur. Yəni, sistemə verilən istiliyin hamısı onun daxili enerjisinin artmasına sərf olunur. Çünki $dl = pdv = 0$ və ya $v = \text{const}$ olur. Belə prosesə *izoxor prosesi* deyilir. (4.2) tənliyində $du = 0$ olduqda

$$dq = Adl$$

olur. Yəni, bu halda sistemə verilən istilik tamamilə görünən işə sərf olunur və onun daxili enerjisi heç dəyişmir. Belə prosesə *izotermik proses* deyilir.

(4.2) tənliyini sistemin hər hansı sonlu dəyişməsi üçün

$$q = u_2 - u_1 + Al \quad (4.3)$$

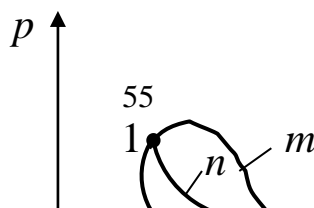
şəklində yazmaq olar.

Həmin düsturdan görüldüyü kimi, sistemin daxili enerjisinin dəyişməsi onun prosesin başlanğıcında və sonundakı qiymətlərinin fərqi ilə təyin edilir və prosesin xarakterindən asılı deyildir. İşin qiyməti isə prosesin xarakterindən asılı olur.

l işi prosesin xarakterindən asılı olduğundan və cismə verilən istilik miqdarı, daxili enerjinin dəyişməsi ilə görünən işin cəbri cəminə bərabər olduğundan, cismə verilən istilik miqdarı q də prosesin xarakterindən asılı olur. Başqa sözlə, istilik miqdarı da hal funksiyası deyil, prosesin funksiyasıdır. Dediklərimizi 4.2 şəkilindəki qrafiklə izah edək. Sistem 1 halından 2 halına m yolu ilə gəldikdə görüldüyü iş və ya udduğu istilik miqdarı n yolu ilə gəldikdə aldığı qiymətlərdən, bu isə f yolu ilə gəldikdə aldığı qiymətlərdən fərqli olar. Lakin hər üç halda sistem 1 halından 2 halına keçdikdə onun daxili enerjisinin dəyişməsi $u_2 - u_1$ olar, yəni, prosesin xarakterindən asılı deyil.

İstiliyin işə çevrilməsi işlək cismin genişlənməsi ilə əlaqədar olduğundan, ən əlverişli işlək cisim olaraq lap çox genişlənən cisimlər, məsələn, müxtəlif mayelərin buxarları və qazları tətbiq edilir.

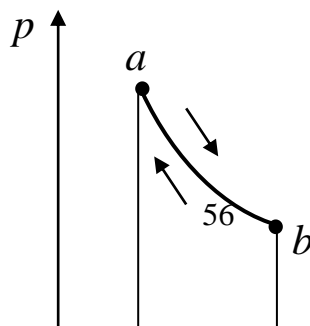
Mayelər və bərk cisimlər az genişlənmə verdiklərindən istilik mühərriklərində işlək maddə olaraq müxtəlif yanacaq maddələrinin qaz halında olan yanma məhsullarından istifadə olunur.



§ 4.3. Dönən və dönməyən proseslər

Termodinamik sistemin hər yerində təzyiq eyni olarsa, bu sistem mexaniki tarazlıqda, temperatur eyni olduqda işə termik tarazlıqda olur.

Prosesin dönən olması üçün mexaniki və termik tarazlıq ən vacib şərtlərdən biridir. Dönən proseslər bir-birinə əks istiqamətlərdə gedə bilər. Bu halda işlək cisim və prosesdə iştirak edən xarici mühit hər iki istiqamətdə eyni aralıq hallardan keçir, lakin bu keçid əvvəlkinin tərsinə uyğun bir ardıcılıqla baş verir. Məsələn, dönən proses ab istiqamətində adiabatik genişlənmədən (şəkil 4.3) və ba istiqamətində adiabatik sıxılmadan ibarətdirsə, ab istiqamətində qaz genişləndikdə gördüyü iş ba istiqamətində qazı sıxmaq üçün görülən xarici işə bərabər olur. Sistem a halından çıxaraq yenidən a halına qayıtdıqda nə onun özündə, nə də ətraf mühitdə heç bir dəyişiklik olmur. Qaz genişləndikdə sürtünməyə qarşı müəyyən iş görülərsə, proses dönən olmaz. Çünki genişlənmə və ya sıxılma prosesində sürtünməyə qarşı iş istiliyə çevrilir və istilik işə tam çevrilə bilmir. Deməli, sürtünmənin olması dönməyən proses üçün xarakterik bir şərtir.



Deməli, dönən proseslər aşağıdakı şərtləri ödəməlidir:

- 1) sistem termik tarazlıqda olmalıdır;
- 2) sistem mexaniki tarazlıqda olmalıdır;
- 3) sistem əvvəlki halına qayıtdıqdan sonra nə onun özündə, nə də ətraf mühitdə heç bir dəyişiklik olmamalıdır;
- 4) sistemdə proses sonsuz yavaş getməlidir;
- 5) sistemdə *düz* və *əks* istiqamətdə proses getdikdə sürtünmə olmamalıdır.

Dönən proses ideal prosesdir. Həqiqətdə, cismə istilik verdikdə və ya ondan istilik aldıqda mütləq istilik mübadiləsində iştirak edən cisimlərin temperatur fərqi olmalıdır. Ona görə də heç vaxt tam mənasında termik tarazlıq olmur. Həcm dəyişməsi həmişə sürtünmə ilə əlaqədar olduğundan təbiətdə baş verən bütün termodinamik proseslər dönməyəndir.

Dönməyən proseslərdə sürtünməyə sərf olunan iş istiliyə çevrilir və $dq_c = Adl_c$ düsturu ilə təyin edilir. Burada dl_c isə ona ekvivalent istilikdir.

Dönən proseslərdə işlək maddənin genişlənməsi nəticəsində görülən iş xarici qüvvələrə – ancaq təzyiqə üstün gəlmək üçün sərf olunur.

Dönməyən proseslərdə isə işlək maddəyə verilən istiliyin bir hissəsi sürtünməyə qarşı görülən işə sərf olunduğundan işlək maddənin gördüyü iş dq_c qədər azalır və əvəzində onun daxili enerjisi dq_c yoxsa dl_c qədər artır. Beləliklə, bütün dönməyən proseslərdə faydalı iş, istiliyin işə çevrilməsi prosesinin effektsiz olması üzündən az olur. Dönən proseslərdə isə $dq_c = 0$ olduğundan, bu proseslər

üçün termodinamikanın birinci qanununun riyazi ifadəsi (4.2) şəklində olur. Dönən proseslər, dönməyən proseslərə nəzərən çox sadə olduğundan biz, adətən, nəzəri proseslər hesab edilən dönən prosesləri nəzərdən keçirəcəyik. Çünki bəzi hallarda həqiqi proseslər nəzəri proseslərdən o qədər az fərqlənir ki, təcrübi hesablamalarda bu fərqi nəzərə almamaq və bu cür dönməyən proseslərə dönən proseslər kimi baxıb, onu tədqiq etmək olar.

“*Dönən proseslər*” anlayışının termodinamikaya daxil edilməsinin iki əsas səbəbi vardır:

1) təbiətdə həqiqi proseslər əksərən o qədər yavaş baş verir ki, onlara müəyyən xəta ilə dönən proseslər kimi baxmaq olar;

2) ən böyük və ya maksimum iş ancaq dönən proses nəticəsində alınır.

§ 4.4. İşlək cismin daxili enerjisi və xarici işi

Qazların kinetik nəzəriyyəsinin əsas tənliyindən çıxan nəticəyə görə ideal qazların ümumi enerjisi ancaq onların molekullarının irəliləmə hərəkətinin orta kinetik enerjisindən ibarətdir. Buna, *molekulyar kinetik enerji* deyilir. Real qazlarda isə molekullar arasında qarşılıqlı cazibə qüvvəsi olduğundan onların potensial enerjisi də olur, buna *real qazın molekulyar potensial enerjisi* deyilir. İdeal qazların molekulyar kinetik enerjisinə onun *daxili enerjisi* deyilir. Real qazların daxili enerjisi isə molekulyar kinetik və molekulyar potensial enerjilərin cəmindən ibarət olur.

Daxili enerjini u ilə işarə etsək, ideal qazlarda $u=f(T)$ olar. Yəni, ideal qazlarda daxili enerji ancaq temperaturdan asılı olaraq dəyişir, çünki ideal qaz molekullarının sürəti temperaturdan asılıdır və molekulların kinetik enerjisi sürətə görə müəyyən edilir. Real qazlarda isə $u=f(v,T)$ olar. Yəni, daxili enerji qazın həcmnin dəyişməsi ilə də dəyişə bilər. Çünki, həcm dəyişdikdə real qaz molekulları

arasındakı məsafə dəyişir, bu isə molekulyar potensial enerjini və son nəticədə daxili enerjini dəyişdirir. (4.2) düsturundan daxili enerjinin dəyişməsinə ifadə edən du -nu təyin etsək

$$du = dq - Apdv$$

və inteqrallasaq

$$u = \int(dq - Apdv) + u_0$$

alarıq. Burada u_0 inteqral sabiti olub, fiziki mənaca cismin başlanğıc halındakı daxili enerjisini ifadə edir. Başqa sözlə, sistemin daxili enerjisi hər hansı u_0 sabitinə qədər dəqiqliklə hesablanı bilər. Termodinamikada bizi başlıca olaraq daxili enerjinin mütləq qiyməti yox, sistemdə gedən proseslər nəticəsində onun dəyişməsi maraqlandırdığından u_0 sabitinin qiymətini bilmək, müxtəlif termodinamik məsələləri həll etmək üçün vacib deyil .

Cismin parametrləri dəyişmirsə, onda onun daxili enerjisində dəyişməyərək sabit qalır. Cismin halı dəyişdikcə onun daxili enerjisi də dəyişir.

Hər hansı bir termodinamik prosesdə qazın həcmi genişləndikdə o xarici qüvvələrə qarşı iş görür. Həcm sıxıldıqda isə xarici qüvvələr sistem üzərində iş görür. Qazın gördüyü iş aşağıdakı üsulla hesablanı bilər. Fərz edək ki, porşenli silindr içərisində təzyiqi p , $10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{s}/\text{sm}^2$ olan qaz yerləşdirilmişdir (şəkil 4.4) və bunun səthi də F , m^2 -dir. Buradan,porşenə olan təzyiq qüvvəsi $p\cdot F$, kg olacaqdır. Porşenin ştokuna olan təzyiqi bir qədər azaltsaq, qaz genişlənəcəkdir. Porşen elementar ds məsafəsi qət etdikdə qazın gördüyü iş təsir edən qüvvənin məsafəyə vurma hasilinə bərabər olacaqdır. Yəni:

$$dl = p\cdot Fds$$

buradan

$$Fds = dv$$

olduğundan

$$dl = pds$$

1 kg qazın gördüyü iş

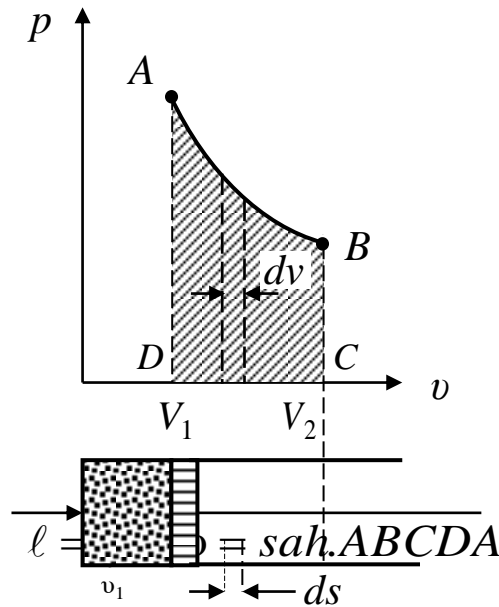
$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv \quad (4.4)$$

olacaqdır.

Yuxarıdakı düstur ilə qazın gördüyü işi təyin etmək üçün $p=f(v)$ asılılığı məlum olmalıdır.

Qazın genişlənmə prosesi AB əyrisi ilə ifadə olunursa (şəkil 4.4), riyaziyyatdan məlum olduğuna görə onun altındakı sahə həmin əyrini ifadə edən tənliyin inteqralına bərabər olacaqdır.

Yəni



Səh. 4.4. Porsenin hərəkəri zamanı qazın gördüyü işin Buradan deyə bilərik ki, p v diaqramında qazın işi, prosesi xarakterizə edən əyri, absis oxu və prosesin kənar ordinatları ilə məhdudlaşmış sahə ilə ölçülür.

Genişlənmə prosesində qaz iş gördüyü üçün görülən iş müsbət hesab edilir. Sıxıldıqda isə xaricdən iş sərf olunduğu üçün burada görülən iş mənfi hesab edilir.

§ 4.5. Qazların istilik tutumu

Müəyyən miqdar qazı 1°S qızdırmaq (və ya soyutmaq) üçün ona verilən (və ya alınan) istilik miqdarına qazın *istilik tutumu* deyilir.

Texniki termodinamikada istilik tutumu çəkiyə, kütləyə və həcmə görə təyin edilir. Çəkiyə görə xüsusi istilik tutumu çəkisi 1 kg olan qazı 1°S qızdırmaq üçün lazımi istilik miqdarı ilə ölçülür və vahidi $4,19 \cdot 10^3 \cdot \text{J/kg} \cdot \text{K}$ -dir. Həcmə görə xüsusi istilik tutumu isə normal şəraitdə həcmi 1 m^3 olan qazı 1°S qızdırmaq üçün lazım olan istilik miqdarı ilə ölçülür və vahidi $4,19 \cdot 10^3 \cdot \text{J/m}^3$ -dir.

Fərz edək ki, kütləsi m olan qaza dq miqdarda istilik verməklə onun temperaturunu dt dərəcə artırmışıq. Onda kütləyə görə təyin edilən xüsusi istilik tutumunun tərifinə görə

$$C = dq/mdt \quad (4.5)$$

olar. Burada C bir kg kütləyə və bir dərəcəyə düşən istilik miqdarını göstərir və kütləyə görə təyin edilən xüsusi istilik tutumu adlanır.

Bəzən atomar və molekulyar istilik tutumu anlayışlarından da istifadə olunur.

Atomar istilik tutumu, bir qram atom (qazın atom çəkisinin qramlarla ifadəsinə *qramatom* deyilir) qazı 1°S qızdırmaq üçün lazım olan istilik miqdarına deyilir və $4,19 \cdot 10^3 \cdot \text{J/q} \cdot \text{atom} \cdot \text{K}$ ilə ölçülür. *Molekulyar istilik tutumu* bir qrammol qazı 1°S qızdırmaq üçün lazım olan istilik miqdarına deyilir və $4,19 \cdot 10^3 \cdot \text{J/mol} \cdot \text{K}$ ilə ölçülür.

Cismə verilən istilik miqdarı onun temperaturundan və **bu istiliyin verildiyi** xarici şəraitdən asılı olaraq müxtəlif olur. Başqa sözlə, cismə verilən istilik miqdarı, onun qızdırılması prosesinin xarakterindən asılı olaraq müxtəlif olur. Ona görə də istilik tutumunu təyin edərkən qızdırma prosesinin xarakteri, məsələn qızdırılmanın sabit təzyiqdə və ya sabit həcmdə aparılması məlum olmalıdır.

Termodinamikanın birinci qanununun dönən proseslər üçün olan (4.2) ifadəsini (4.5) düsturu ilə müqayisə etsək və qazın kütləsinin kg olduğunu nəzərə alsaq

$$c = (du + Adl) / dt = (du/dt) + Adl/dt \quad (4.6)$$

olar. $T = t + 273$ olduğundan, sistem hər hansı birinci halında olduqda $T_1 = t_1 + 273$, ikinci halında olduqda isə $T_2 = t_2 + 273$ olar və həmişə $T_1 - T_2 = t_1 - t_2$ bərabərliyi doğru olar. Ona görə də (4.6) düsturunu aşağıdakı kimi yazmaq olar

$$c = du/dT + Adl/dT$$

(4.6) düsturundakı 2-ci hədd cismin temperaturunu $1^{\circ}S$ dəyişdirdikdə onun gördüyü genişlənmə işinin istilik vahidləri ilə ifadəsidir. Qazlarda qızdırma prosesi sabit həcmdə və ya sabit təzyiqdə aparıldığından, buna uyğun olaraq xüsusi istilik tutumları c_v və c_p şəklində yazılır. Molekulyar və atomar istilik tutumlarını istənilən prosesdə təyin etmək üçün həmin prosesdə **təyin müəyyən** edilmiş qazın xüsusi istilik tutumunu onun molekulyar çəkisinə və ya atom çəkisinə vurmaq lazımdır.

Molekulyar istilik tutumunu c_{μ} , atomar istilik tutumunu **isə** c_A ilə işarə etsək, yaza bilərik

$$c_A = Ac \quad (4.7)$$

$$c_{\mu} = \mu c \quad (4.8)$$

Qaz sabit həcmdə qızdırıldıqda

$$c_{vA} = A c_v \quad (4.9)$$

$$c_{v\mu} = \mu c_v \quad (4.10)$$

Qaz sabit təzyiqdə qızdırıldıqda isə

$$c_{pA} = A c_p \quad (4.11)$$

$$c_{p\mu} = \mu c_p \quad (4.12)$$

(4.11) və (4.9) düsturlarını tərəf – tərəfə bölsək

$$c_{pA}/c_{vA} = c_p/c_v$$

alarıq. Deməli, sabit təzyiqdə və sabit həcmdə təyin edilmiş atomar istilik tutumlarının nisbəti xüsusi istilik tutumlarının nisbəti kimidir.

Qaz molekulları xaotik hərəkətdə olduqlarından, onların daxili enerjisinin sərbəstlik dərəcələri arasında bərabər paylandığını fərz etmək olar.

Sərbəstlik dərəcəsi, molekulların fəzada vəziyyətini müəyyən edən koordinatların sayına deyilir. (2.14) və (2.31) düsturlarının müqayisəsindən

$$N \cdot (m\omega^2/2) = 3/2(RT)$$

və $R=Nk$ (burada R - bir mol üçün qaz sabiti, N –Avoqadro ədədi, k – Bolsman sabitidir) və ideal qazlarda $m\omega^2/2 = U$ olduğunu nəzərə alsaq

$$U = 3/2(kT) \quad (4.13)$$

alarıq.

(4.13) düsturunun hər tərəfini Avoqadra ədədinə vursaq və bir mol qazın daxili enerjisini U_μ ilə işarə etsək

$$U_\mu = NU = 3/2(NkT) \quad (4.14)$$

olar.

Qazın sərbəstlik dərəcələrinin sayı i olsa, bir mol qaz üçün daxili enerjinin istilik vahidləri ilə ifadəsi

$$U_\mu = 3/2(AiNkT) \quad (4.15)$$

olar.

burada A – işin termik ekvivalentidir.

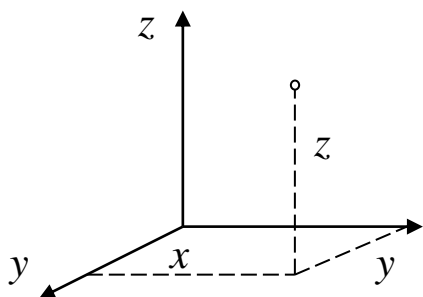
$Nk = R = 848$; $A = 1$ olduğunu (4.15) düsturunda nəzərə alsaq

$$U_\mu = 0,9925 iT \approx iT \quad (4.16)$$

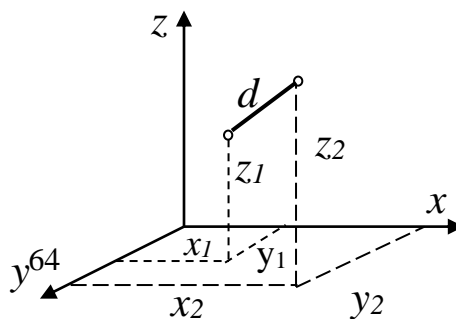
olar.

Enerjinin sərbəstlik dərəcələri arasında bərabər paylanması qanununa görə xaotik hərəkətli maddi nöqtələrə malik olan qaza müəyyən qədər enerji verilərsə, onda bu enerji irəliləmə və fırlanma hərəkətləri arasında sərbəstlik dərəcəsinə görə mütənasib bölünəcəkdir.

Biratomlu qazların fəzada (x, y, z koordinatlarında) vəziyyətini təyin etmək üçün üç koordinat, ikiatomlu qazlarda isə üç irəliləmə hərəkətindən başqa iki fırlanma hərəkəti də olduğundan 5 koordinatla təyin edilə bilər (şəkil 4.5a, b).



a)



b)

Deməli, biratomlu qazların 3, ikiatomlu qazların isə 5 sərbəstlik dərəcəsi vardır. Bunlardan üçü irəliləmə hərəkətinə, ikisi isə fırlanma hərəkətinə uyğun gəlir. Onda (4.10) düsturuna əsasən hər sərbəstlik dərəcəsinə düşən enerji $0,5kT$ olar.

(4.2) və (4.5) düsturlarını 1 mol maddə üçün yazsaq və qazın qızdırılma prosesində $v=const$ olduğunu qəbul etsək:

$$dq = du = c_v dT \quad (4.17)$$

olar. Yəni, qaza verilən istiliyin hamısı onun daxili enerjisinin artmasına sərf olunur və xarici qüvvələrə qarşı heç bir iş görülməz. (4.17) düsturuna əsasən

$$c_v = du/dT \quad (4.18)$$

yazmaq olar.

(4.16) düsturunun hər tərəfindən differensial alsaq və (4.18) düsturu ilə müqayisə etsək

$$c_{v\mu} = i \quad (4.19)$$

alırıq. Yəni, qazın sabit həcmdəki molekulyar istilik tutumu ədədi qiymətcə onun sərbəstlik dərəcələrinin sayına bərabərdir. Biratomlu qazlar üçün $i=3$ olduğundan $c_{v\mu} = 3 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot J/kg \cdot J$, ikiatomlu qazlarda $i=5$ olduğundan $c_{v\mu} = 5 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot J/kg \cdot J$ və çoxatomlu qazlarda $i=6$ olduğundan $6 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot J/kg \cdot J$ olar.

Həqiqətdə isə təcrübədən təyin olunmuşdur ki, üç və çoxatomlu qazların sabit həcmdəki istilik tutumları $7 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot J/mol \cdot K$ -ə bərabərdir.

Burada molekulların rəqsi hərəkətləri nəzərə alınmadığı üçün istilik tutumu bir qədər çox olur.

Gələcək fəsillərdə sabit həcmli $c_{v\mu}$ ilə sabit təzyiqli $c_{p\mu}$ molekulyar istilik tutumları arasında müəyyən əlaqə olduğu göstəriləcəkdir.

$c_{p\mu} - c_{v\mu} = 1,986 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot J/mol \cdot K \approx 2 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot J/mol \cdot K$ olduğunu nəzərə alaraq aşağıdakı cədvəli yaza bilərik.

Cədvəl 4.2

Qazın növü	Molekulyar istilik tutumu, $4,19 \cdot 10^3 \cdot J/mol \cdot K$ ilə	
	sabit həcmdə $c_{v\mu}$	sabit təzyiqdə $c_{p\mu}$
Biratomlu	3	5
İkiatomlu	5	7
Üç və çoxatomlu	7	9

Bu nəzəriyyədən belə çıxır ki, guya alınan istilik tutumlarının qiyməti sabitdir; bu, qazın temperaturundan və təzyiqindən asılı deyildir. Həqiqətdə isə təcrübə göstərir ki, qazın istilik tutumu onun temperaturundan, real qazda isə təzyiqdən asılıdır.

Ona görə yuxarıda verilən qiymətlər ancaq təxmini hesablamada, müəyyən temperatur şəraitində işlədilə bilər.

Molekulyar istilik tutumunun bir qədər həqiqətə uyğun qiyməti, yəni qazların istilik tutumu kvant nəzəriyyəsi əsasında tapıla bilər, çünki bu nəzəriyyə qazların irəliləmə və fırlanma hərəkətləri ilə bərabər rəqsi hərəkətləri də nəzərə alır.

Beşinci fəsil

5. Qaz halinin dəyişməsi prosesləri

§ 5.1. Qaz halının dəyişməsi prosesləri haqqında məlumat

Termodinamikanın birinci qanunu qaza verilən istilik (dq), daxili enerjinin dəyişməsi (du) və xarici qüvvələrə qarşı gördüyün işin (dl) arasındakı əlaqəni verir. Bu asılılıqlarda du və dl qiymətləri məlum olarsa və prosesin tənliyi verilərsə, o zaman həmin prosesin son parametrlərini tapmaq mümkündür. Qazın başlanğıc və son parametrləri, eləcə də prosesin tənliyi məlum olarsa, o zaman onun gördüyü işi və daxili enerjisinin dəyişməsini asanlıqla hesablamaq olar.

Qaz halının dəyişmə proseslərini aydınlaşdırdıqda, müəyyən dəyişmə asılılıqlarını əldə etmək üçün, prosesin gedişi müəyyən şərtlərlə məhdudlaşmalıdır. Termodinamikada əsas etibarlı ilə **dörd** qaz halının **dörd** dəyişmə prosesinə rast gəlirik:

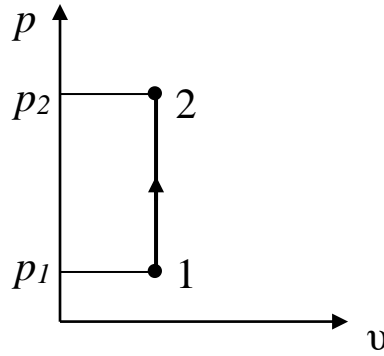
- 1) sabit həcmdə istilik verilmə və ya istilik alınma – izoxor prosesi;
- 2) sabit təzyiqdə istilik verilmə və ya alınma – izobar prosesi;
- 3) sabit temperaturda istilik verilmə və ya alınma – izotermik proses;
- 4) istilik mübadiləsi olmadan, yəni istilik verilmədən və alınmadan qaz halının dəyişməsi – adiabatik proses.

Bu proseslərin ümumiləşdirici halı isə politrop prosesi-dir.

İzoxor prosesi

Qaz halının sabit həcmdə dəyişməsi və yaxud izoxor prosesi p - v diaqramında (şəkil 5.1) ordinat oxuna paralel olaraq 1 – 2 düz xətti ilə göstərilə bilər. İzoxor prosesinin tənliyi aşağıdakı şəkildə olur:

$$v = \text{const.}$$



Şək.5.1. Sabit həcmində qaz halının dəyişməsi prosesi

Onda p ilə T arasındakı asılılığı təyin etmək məqsədi ilə prosesin başlanğıc və son halları üçün 1 kq qazdan ibarət sistemin hal tənliklərini yazaraq:

$$p_1 v = RT_1 \text{ və } p_2 v = RT_2$$

Bu tənlikləri bir –birinə bölsək

$$p_1/p_2 = T_1/T_2$$

alaraq. Buradan görüldüyü kimi izoxor prosesində mütləq təzyiq ilə mütləq temperatur düz mütənasibdir.

Termodinamikanın birinci qanununu aşağıdakı şəkildə yazaraq

$$dq_v = du_v + A p dv$$

izoxor prosesində $v = \text{const}$ olduğunu nəzərə alsaq, $dv = 0$ olur. Onda $A p dv = 0$ və bu halda $dq_v = du_v$ olacaqdır.

$c_v = \text{const}$ olduqda, verilən istiliyinin miqdarı

$$q_v = u_2 - u_1 = c_v(t_2 - t_1)$$

olar.

Beləliklə, izoxor prosesində xaricdən verilən istilik yalnız daxili enerjinin dəyişməsinə sərf olunur və iş görülmür. c_v dəyişən olduqda isə sistemə verilən istilik aşağıdakı tənlikdən tapıla bilər

$$q = u_2 - u_1 = c_{vm2} t_2 - c_{vm1} t_1$$

$$q = u_2 - u_1 = c_{vm2} t_2 - c_{vm1} t_1$$

burada c_{vm1} və c_{vm2} – uyğun olaraq 0°S -dən $t_1^{\circ}\text{S}$ və 0°S -dən $t_2^{\circ}\text{S}$ -yə qədər temperatur intervalında və sabit həcmdəki orta istilik tutumlarıdır.

İzobar prosesi

Qaz halının sabit təzyiqdə dəyişmə prosesi izobar prosesi adlanır. Bu proses p - v diaqramında (şəkil 5.2) ab-sis oxuna paralel olaraq, 1 – 2 düz xətti ilə ifadə olunur. 1–2 izobar düz xəttin tənliyi:

$$p = \text{const.}$$

İzobar prosesi üçün yaza bilərik:

$$p v_1 = RT_1 \quad \text{və} \quad p v_2 = RT_2$$

Buradan $v_1/v_2 = T_1/T_2$

yaxud $v = 1/\gamma$

olduğundan, yaza bilərik $\gamma_1/\gamma_2 = T_2/T_1$

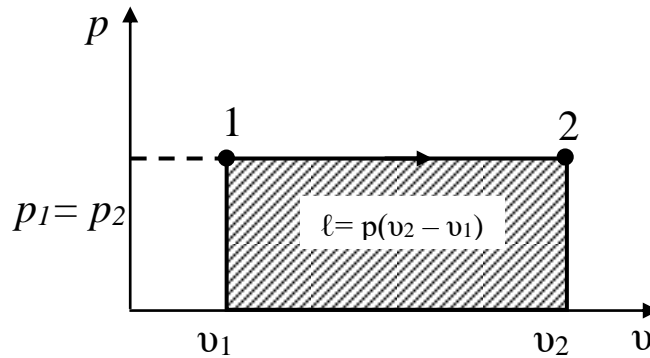
Bu tənliklərdən görüldüyü kimi, izobar prosesində xüsusi həcm mütləq temperaturun dəyişməsi ilə düz, xüsusi çəki ilə tərs mütənasibdir.

1 – 2 prosesində qazın gördüyü işi ümumi iş tənliyindən tapaq:

$$\ell = \int_{v_1}^{v_2} p dv$$

$p=const$ olduğundan, $\ell = p \int_{v_1}^{v_2} dv = p(v_2 - v_1)$ olacaqdır.

p v diaqramında bu işi asanlıqla təyin etmək olar, çünki $p(v_2 - v_1)$ diaqramda prosesin kənar ordınatları ilə absis oxu arasında əmələ gələn düzbucaqlının sahəsidir (şək. 5.2).



Şək. 5.2. Qaz halının sabit təzyiqdə dəyişməsi

İdeal qazsın xarakteristik tənliyini ($pv=RT$) $p=const$ sabit olmaq şərti ilə differensiallasaq, alarıq:

$$p dv = R dT \quad (5.1)$$

$p dv$ – elementar işi ifadə etdiyindən yazı bilərik:

$$d\ell = R dT$$

burada

$$\ell = \int_{T_1}^{T_2} R dT = R(T_2 - T_1) = R(t_2 - t_1)$$

Bu tənlik 1 kq qaz üçün nəzərdə tutulmuşdur. G kg qaz üçün isə

$$L=GR(t_2 - t_1)$$

yaza bilərik.

Buradan

$$R=L/G(t_2 - t_1)$$

burada $G = 1 \text{ kg}$ və $t_2 - t_1 = 1^\circ\text{S}$ qəbul olunarsa,

$$R=L$$

alarıq. Başqa sözlə, ideal qazların qaz sabiti, 1 kg qazın sabit təzyiqdə 1°S temperaturunun artması ilə genişləndikdə gördüyü işdir. Bunun ölçü vahidi $4,19 \cdot 10^3 \cdot \text{J/kg} \cdot \text{K}$ -dir.

§ 5.2. Mayer düsturu

İzobar prosesi üçün (4.2) düsturu ilə verilmiş termodinamikanın birinci qanununun ifadəsini (5.1) düsturu ilə müqayisə etsək və bu prosesdə

$$dq = c_p dt$$

$$du = c_v dt$$

olduğunu nəzərə alsaq

$$c_p dt = c_v dt + AR dt$$

olar. Hər tərəfi dt -yə ixtisar etsək

$$c_p - c_v = AR$$

alarıq. 1 mol üçün isə

$$c_{p\mu} - c_{v\mu} = \mu AR \quad (5.2)$$

burada μR – 1 mol qazın qaz sabiti olub, $4,19 \cdot 10^3 \cdot J/kg \cdot K$ -ə bərabərdir.

$A = 1/102$ olduğundan alarıq:

$$c_{p\mu} - c_{v\mu} = 848 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot J/102 \text{ mol} \cdot K = 8,31 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot J/\text{mol} \cdot K$$

Bu **Mayer düsturu** adlanır.

Yuxarıdakı tənlikdən görünür ki, izobar və izoxor proseslərində təyin edilmiş istilik tutumları arasındakı fərq sabit kəmiyyət olub, bütün ideal qazlardan ötrü $8,31 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot J/\text{mol} \cdot K$ yaxındır. İzobar proseslərində qazın istilik tutumu izoxor proseslərindəkinə nisbətən daha çox olur.

c_p ilə c_v fərqindən başqa, termodinamikada bunların arasındakı nisbət (c_p/c_v) k ilə işarə **olunaraq** çox işlədilir.

İstilik tutumunu sabit hesab etsək, onda biratomlu qazlar üçün

$$k = c_{p\mu} / c_{v\mu} = (c_{v\mu} + 2) / c_{v\mu}$$

və bir atomlu qazlarda $c_{v\mu} = 3 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot J/\text{mol} \cdot K$ olduğunu nəzərə alsaq $k = (c_{v\mu} + 2) / c_{v\mu} = 5/3 = 1,67$ alarıq. Bu qayda ilə iki atomlu qazlar üçün:

$$k = c_{p\mu} / c_{v\mu} = 7/5 = 1,4$$

üç və çox atomlu qazlar üçün isə

$$k = c_{p\mu} / c_{v\mu} = 9/7 = 1,29$$

alarıq.

İdeal qazlar üçün k -nın qiyməti sabit olub, ancaq onların tərkibindən asılıdır. Real qazlar üçün $k = c_p/c_v$ nis-

bəti temperaturdan asılı olaraq dəyişir ki, bu da aşağıdakı tənlikdən aydınlaşdırıla bilər:

$$k = c_p/c_v = (c_v + AR)/c_v = 1 + (AR)/c_v = 1 + (\mu AR)/\mu c_v$$

$$k = 1 + 1,986/\mu c_v \cong 1 + 2/c_{v\mu} .$$

Məlumdur ki, temperatur artdıqca, $c_{v\mu}$ -nin qiyməti artacaq, k -nin qiyməti isə azalacaqdır.

Qaz izobar prosesi ilə genişləndikdə verilən istilik həm qazın daxili enerjisinin artmasına, həm də xarici qüvvələrə qarşı görülən işə sərf olunur. Ona görə də izobar prosesində 1 kQ qazı 1⁰S qızdırmaq üçün lazım olan istilik miqdarı başqa şərtlər dəyişmədikdə izoxor prosesində 1⁰S qızdırmaq üçün lazım olan istilik miqdarından çox olur.

Termodinamikanın birinci qanununun (4.2) riyazi ifadəsinin hər tərəfini dq -yə bölsək

$$Adl/dq = 1 - du/dq$$

alırıq. Burada $du = c_v dT$, $dq = c_p dT$ və $c_p/c_v = k$ olduğunu nəzərə alsaq

$$Adl/dq = 1 - 1/k \tag{5.3}$$

olur. İkiatomlu qazlarda $k = 1,4$ olduğundan

$$Adl/dq = 1 - 1/1,4 = 0,285$$

alınır. Bu o deməkdir ki, qaza verilən istiliyin ancaq 28,5%-i genişlənmə işinə, 71,5 %-i isə daxili enerjisinin artmasına, yəni temperaturunun yüksəlməsinə sərf olunur.

§ 5.3. Entalpiya və ya istilik funksiyası

Termodinamikanın birinci qanununu izobar prosesini icra edən 1 kg qaz üçün yazsaq

$$dq = du + p dv$$

olar. $p = \text{const}$ olduğundan, həmin ifadəni aşağıdakı kimi yazmaq olar.

$$dq = du + d(pv) = d(u + pv)$$

şəklində yazmaq olar.

$$u + pv = i \tag{5.4}$$

ilə işarə edilsə, onda

$$dq_p = di$$

olar.

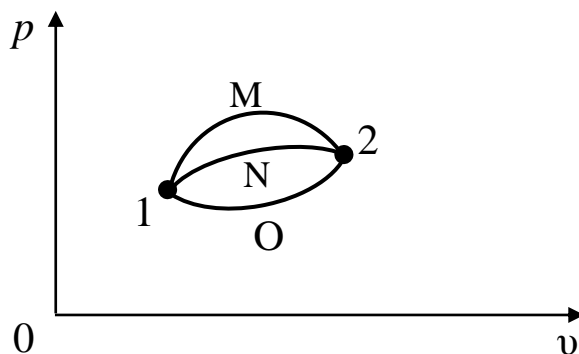
Termodinamik hesablamalarda çox vaxt (5.4) ifadəsindən istifadə olunur. Həmin düsturdan görüldüyü kimi i -nin ifadəsinə daxil olan u , p və v kəmiyyətləri sistemin hal parametrləridir. Buna görə bu ifadəyə qazın hal ifadəsi kimi **di** baxmaq olar. i kəmiyyətinə *entalpiya* və ya *istilik funksiyası* deyilir. Qaz 1 halından 2 halına keçərkən onun parametrləri u_1, p_1 və v_1 -dən u_2, p_2 və v_2 -yə qədər dəyişibsə, onun 1 və 2 hallarındakı entalpiyaları uyğun olaraq ,

$$i_1 = u_1 + p_1 v_1 \quad \text{və} \quad i_2 = u_2 + p_2 v_2$$

olar. Burada prosesin necə getməsinin əhəmiyyəti yoxdur. Proses $1 M 2$, $1 N 2$, $1 O 2$ və ya başqa müxtəlif yollarla getsə də, entalpiyaların qiyməti i_2 və i_1 bərabər olacaqdır (şəkil 5.3).

Klapeyron –Mendeleyev tənliyindən və daxili enerji ifadələrindən istifadə edərək

$$i = u + Apv = c_{vm}T + ART = T(c_{vm} + AR)$$



Şək. 5.3. Qapalı prosesdə entalpiyanın qiymətinin müəyyən edilməsi sxemi

yazmaq olar. Burada

$$c_{vm} + AR = c_{pm}$$

olduğundan, yaza bilərək :

$$i = c_{pm} \cdot T,$$

buradan göründüyü kimi, entalpiya ideal qazın sabit təzyiqdə $0^{\circ}K$ -dan $T^{\circ}K$ -ya qədər qızmasına sərf olunan istilikdir.

İstilik texnikası hesablanmasında isə entalpiya şərti olaraq

$$\Delta i = c_{pm} \cdot \Delta t$$

qəbul olunmuşdur.

Qeyd etmək lazımdır ki, T -nin t ilə əvəz olunması hesablamaya heç bir xələl vermir. Çünki, istilik texnikası hesablamalarında əsas etibarlı ilə entalpiya fərqindən istifadə olunur. Yəni:

$$\Delta i = i_2 - i_1 = c_{pm} \cdot T_2 - c_{pm} \cdot T_1$$

Entalpiya hal parametrlərindən istifadə edərək, termodinamikanın birinci qanununu aşağıdakı şəkildə yazmaq olar:

$$dq = d(i - Apv) + Apdv$$

və yaxud

$$\begin{aligned} dq &= di - Apdv - Avdp + Apdv \\ dq &= di - Avdp \end{aligned}$$

p -ni sabit saxlayaraq bu ifadəni inteqrallasaq,

$$q_p = i_2 - i_1$$

alırıq. Buradan göründüyü kimi, izobar prosesində qaza verilən istilik, onun entalpiyasının dəyişməsinə sərf olunur.

§ 5.4. İzotermik proses

Qaz halının sabit temperaturda dəyişməsi, izotermik proses adlanır.

İzotermik prosesin tənliyi aşağıdakı şəkildə olur:

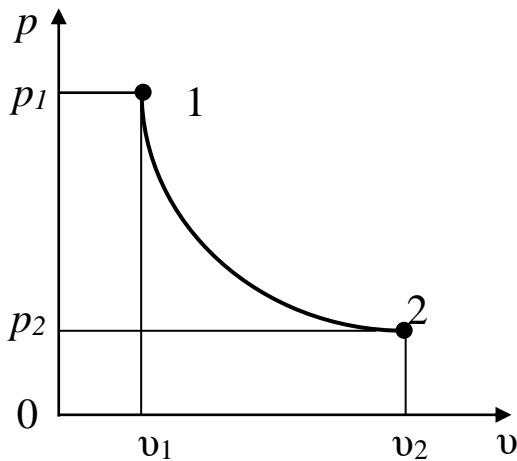
$$pv = \text{const}$$

pv – koordinatlarında izotermik proses bərabəryanlı hiperbola ilə təsvir olunur (şəkil 5.4) və aşağıdakı üsul ilə qurulur (şəkil 5.5).

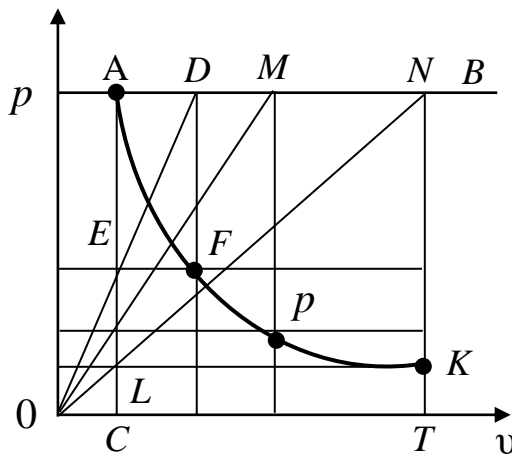
Tutaq ki, A nöqtəsinin koordinatları (p_1v_1) prosesin başlanğıc halını təyin edir. Bu nöqtədən absis oxuna para-

lel AB xəttini, ordinat oxuna paralel AC xəttini çəkirik. Sonra koordinat başlanğıcı olan O nöqtəsindən OD , OM , ON düz xətlərini keçiririk. Bundan sonra AB xəttinə perpendikulyar olaraq D nöqtəsindən DF və OM xəttinin AC xətti ilə görüşən nöqtəsindən FE xəttini çəkib F nöqtəsini alırıq ki, bu da hiperbolanın üzərində olan nöqtə olacaqdır. Bu qayda ilə, P və K nöqtələrini alırıq. A , F , P və K nöqtələrini birləşdirib müəyyən bir əyri alırıq ki, bu əyrinin də düsturu aşağıdakı şəkildə olacaqdır:

$$pv = \text{const}$$



Şək. 5.4. Qaz halının sabit temperaturda dəyişməsi



Şək.5.5. Qaz halının sabit temperaturda dəyişməsi əyrisinin qurulması

Bunu isbat etmək üçün iki oxşar ΔOLC ; ΔONT üçbucaqlarından (şəkil 5.5) yaza bilərik:

$$LC/NT = OC/OT$$

Burada LC xətti KT xəttinə bərabər olub, p_2 -yə, OT xətti isə v_2 -yə təsadüf edir. $NT=AC$ olub p_1 , OC isə v_1 -i ifadə edir. Beləliklə, yaza bilərik:

$$p_2/p_1 = v_1/v_2 \quad \text{və yaxud} \quad p_1v_1 = p_2v_2$$

Bu tənlik izotermik prosesin tənliyidir. Burada $t=const$ olduğundan ideal qazlar üçün

$$du = c_v dt = 0; \quad u = const$$

Deməli, izotermik prosesdə ideal qazın daxili enerjisi dəyişməyərək sabit qalır, onda termodinamikanın birinci qanununa görə

$$dq_t = p dv = Adl$$

yaza bilərik.

Alınan tənlikdən aşağıdakı nəticəni çıxarmaq olar. İzotermik proses ilə genişlənməni təmin etmək üçün qaza xaricdən istilik verilməlidir. Sıxılmada isə qazdan istilik alınmalıdır. Genişlənmədə qaza xaricdən verilən istilik işin alınmasına sərf olunur, sıxılmada isə sərf olunan iş istiliyə çevrilir və qazdan alınır.

İdeal qazın izotermik prosesdə gördüyü iş aşağıdakı üsul ilə təyin edilir

$$\ell = \int_{v_1}^{v_2} p dv$$

$$pv=RT \text{ olduğundan, } p = RT(1/v)$$

və ya

$$\ell = \int_{v_1}^{v_2} RT(1/v) dv$$

$T=const$ olduğundan yaza bilərik:

$$\ell = RT \int_{v_1}^{v_2} (1/v) dv$$

Buradan

$$\ell = RT \ln(v_2/v_1) = p_1 v_1 \ln(v_2/v_1)$$

İzotermik prosesdə $p_1/p_2 = v_2/v_1$ olduğundan

$$\ell = RT \ln(p_1/p_2) = p v \ln(p_1/p_2)$$

olur.

Onda 1 kq qazın xaricdən aldığı istilik

$$q = A \ell = A R T \ln(v_2/v_1)$$

olacaqdır.

§ 5.5. Adiabatik proses

Xarici mühit ilə qaz arasında istilik mübadiləsi olmadan , qaz halının dəyişmə prosesinə *adiabatik proses* deyilir. Burada prosesə istilik verilib, alınmadığı üçün yazıla bilər:

$$dq=0$$

Bu hal üçün termodinamikanın birinci qanununu aşağıdakı şəkli alır:

$$c_v dt + A p dv = 0 \text{ və ya } T = p v / R \text{ olduğundan}$$

$$c_v d(p v / R) + A p dv = 0$$

olur.

Bu ifadəni differensialladıqdan və riyazi dəyişikliklər apardıqdan sonra

$$(c_v / R) (p dv + v dp) + A p dv = 0$$

$$p dv + v dp + (A R / c_v) p dv = 0$$

$AR=c_p - c_v$ olduğundan, yazabiliriz:

$$pdv + vdp + [(c_p - c_v)/c_v] pdv = 0$$

$$pdv[1 + (c_p - c_v)/c_v] + vdp = 0$$

Burada

$$1 + (c_p - c_v)/c_v = (c_v + c_p - c_v)/c_v = c_p/c_v = k$$

olduğundan, yazabiliriz:

$$kpdv + vdp = 0$$

Sonuncu tənliyi pv -yə bölsək alırıq:

$$kdv/v + dp/p = 0$$

Bu ifadəni inteqralladıqda

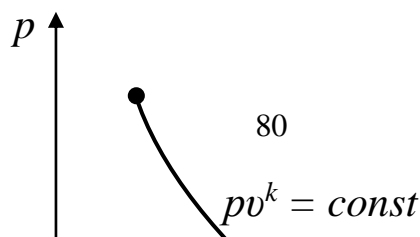
$$k \cdot \ln v + \ln p = \text{const},$$

potensiallaşdırdıqda isə

$$p \cdot v^k = \text{const} \quad (5.5)$$

alınar. Bu, *ümumiləşmiş hiperbola* tənliyidir. Həmin düstura *Puasson düsturu* da deyilir. pv diaqramında bu proses şəkil 5.6-da verilmişdir.

Hal tənliyinə görə $pv=RT$ olduğundan, $p=RT/v^k$ olacaqdır.



(5.5) tənliyində p -ni RT/v ilə əvəz etsək

$$(RT/v) v^k = const$$

alınar. R - sabit kəmiyyət olduğu üçün

$$T (v^k/v) = const.$$

olacaqdır.

Onda T ilə v parametrləri üçün bu tənlik aşağıdakı şəkildə yazılır :

$$T v^{k-1} = const \quad (5.6)$$

T ilə p arasındakı asılılığı tapmaq üçün həmin ifadədə v -ni T ilə əvəz edirik:

$$p(RT^k / p^k) = const$$

Buradan:

$$p^{1-k} \cdot T^k = const \quad (5.7)$$

(5.5) tənliyindən p ilə v arasında aşağıdakı nisbəti alarıq:

$$p_2/p_1 = (v_1/v_2)^k$$

və ya

$$v_2/v_1 = (p_1/p_2)^{1/k}$$

(5.6) tənliyindən T ilə v arasında aşağıdakı asılılığı alırıq

$$T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{k-1} \text{ və ya } v_2/v_1 = (T_1/T_2)^{1/k-1}$$

(5.7) tənliyindən isə p ilə T arasındakı münasibət aşağıdakı kimi olur:

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(k-1)/k} \text{ və ya } p_2/p_1 = (T_2/T_1)^{k/k-1}$$

Adiabatik prosesdə qazın işini təyin edək:

$$du + Adl = 0$$

$$Adl = -du$$

$$Al = u_1 - u_2$$

Adiabatik prosesdə daxili enerjinin dəyişməsi hesabına iş görülür. $c_v = \text{const}$ olması şərti ilə yuxarıdakı tənlikdə u_1 və u_2 -nin qiymətlərini əvəz etsək, ideal qaz üçün alırıq:

$$Al = c_v(t_1 - t_2) = c_v(T_1 - T_2)$$

Bu tənliyi A -ya bölüb, T -ni $p(v/R)$ ilə əvəz edək. Onda

$$l_{ad} = (c_v/AR)(p_1v_1 - p_2v_2)$$

$c_p - c_v = AR$ olduğundan, yaza bilərik:

$$c_v/AR = c_v(c_p - c_v) = 1/(c_p/c_v - 1)$$

$c_p/c_v=k$ olduğundan $c_v /AR =1/k-1$ olur. Onda adiabatik prosesdə işin tənliyi

$$l_{ad} = (1/k - 1)(p_1v_1 - p_2v_2) \quad (5.8)$$

və yaxud

$$l_{ad} = (p_1v_1/k - 1)[1 - (p_2v_2/p_1v_1)]. \quad (5.9)$$

Yuxarıda alınan tənliyə görə

$$p_2/p_1 = (v_1/v_2)^k.$$

Onda

$$(p_2/p_1) / (v_2/v_1) = (v_1/v_2)^k \cdot (v_2/v_1) = (v_1/v_2)^{k-1}.$$

Buradan yazıla bilər:

$$l_a = (p_1v_1/k - 1)[1 - (v_1/v_2)^{k-1}] = (RT_1/k - 1) [1 - (v_1/v_2)^{k-1}].$$

Yuxarıdakı tənlikdə v -ni p ilə əvəz etsək

$$l_{ad} = (p_1v_1/k - 1)[1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k}] \quad (5.10)$$

alırıq.

§ 5.6. Politropik proses

Politropik proses ümumiləşmiş prosesdir. Bu prosesin tənliyini almaq üçün termodinamikanın birinci qanununun ifadəsini izobar prosesi üçün yazaraq:

$$dq = c_v dT + p dv$$

Əgər hər hansı bir prosesin istilik tutumunu c və buna uyğun olaraq $dq = c \cdot dT$ qəbul etsək, onda

$$c \cdot dT = c_v dT + A p dv \text{ və yaxud } (c - c_v) dT - A p dv = 0$$

olar. Burada $T = p v / R$ olduğundan aşağıdakını yazarıq:

$$[(c - c_v) / R] dp v - A p dv = 0 \quad \text{və yaxud}$$

$$[(c - c_v) / R] (p dv + v dp) - A p dv = 0$$

Bu tənliyi $(c - c_v) / R$ bölsək:

$$p dv + v dp - [AR / (c - c_v)] p dv = 0$$

$AR = c_p - c_v$ olduğundan

$$p dv + v dp - [(c_p - c_v) / (c - c_v)] p dv = 0$$

və

$$[1 - (c_p - c_v) / (c_v - c)] p dv + v dp = 0$$

$$[(c_p - c_v) / (c_v - c)] dv/v + dp/p = 0$$

$$m = [(c_p - c_v) / (c_v - c)] \quad (5.11)$$

qəbul etsək və

$$m(dv/v) + dp/p = 0$$

ifadəsini inteqrallasaq

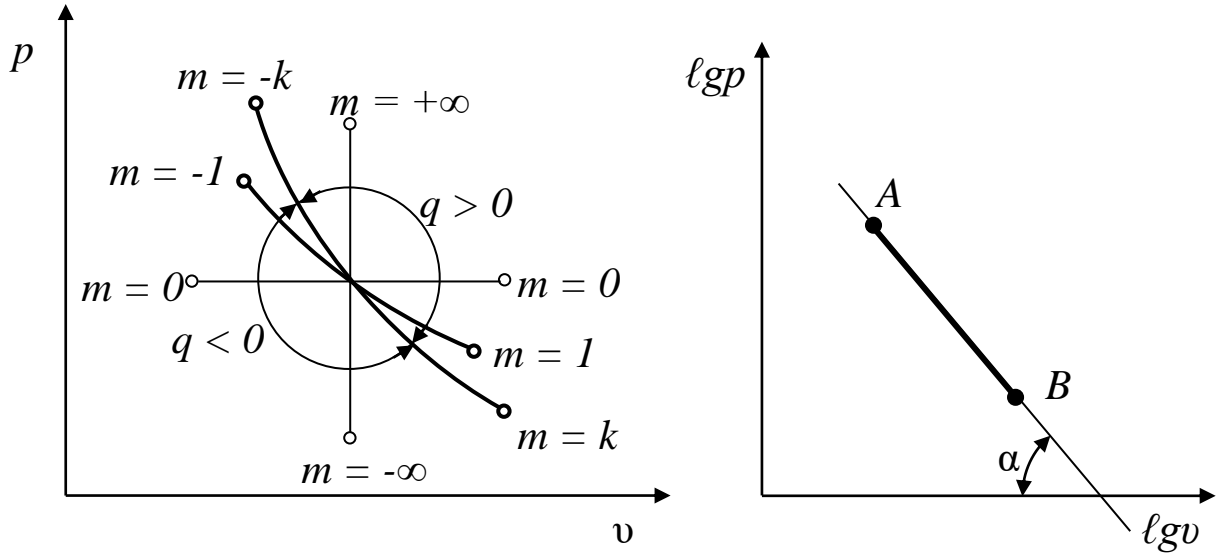
$$p v^m = \text{const} \quad (5.12)$$

alarıq.

burada m - politrop göstəricisi adlanır.

İzoxor, izobar, izotermik və adiabatik dəyişilmə proseslərinin politropik prosesin ayrı-ayrı xüsusi halları olduğunu göstərək.

Politrop göstəricisi m -in dəyişilməsi ilə politrop tənliyinin dəyişməsinə nəzərdən keçirək (şəkil 5.7).



Şək. 5.7. Politrop göstəricisinin (m) dəyişilməsini əks etdirən diaqramlar

a) $m = 0$ olarsa

$v^m = 1$ olur, onda $p = const$.

Bu, izobar prosesidir, $p-v$ diaqramında bu proses absis oxuna paralel düz xətlə ifadə olunur:

b) $m=1$ olduqda, $p-v = const$; bu izotermik prosesidir.

c) $m = k = c_p/c_v$ olduqda, $p-v^2 = const$ olur ki, bu da adiabatik prosesdir.

d) $m = \infty$ olduqda

$$p_1 v_1^m = p_2 v_2^m; \quad p_1^{\frac{1}{m}} \cdot v_1 = p_2^{\frac{1}{m}} \cdot v_2;$$

$$p_1^{\frac{1}{m}} = p_1^{\frac{1}{\infty}} = 1; \quad p_2^{\frac{1}{m}} = p_2^{\frac{1}{\infty}} = 1.$$

onda

$$v_1 = v_2$$

və ya $v=const$ olur ki, bu da izoxor prosesdir. Politrop göstəricisi (m) məlum olduqda, bu prosesin p - v diaqramında vəziyyətini təyin etmək olar.

(5.5) və (5.12) düsturları xarici görünüşünə görə tamamilə bir-birinə oxşayır, bunlar arasındakı fərq ancaq adiabatik göstəricisi adlanan k ilə politrop göstəricisi adlanan m -in müxtəlifliyindədir. Müəyyən qanunla gedən istənilən proses politrop k proses adlandığından, adiabatik proses üçün bildiyimiz düsturları analogi olaraq politrop proses üçün də yazsaq bilərik. Bu halda adiabatik proses üçün olan ifadələrin hamısında adiabat göstəricisi k -nı politrop göstəricisi m ilə əvəz etmək lazımdır. Beləliklə, adiabatik prosesdə görülən işi ifadə edən (5.8, 5.9 və 5.10) düsturlarını uyğun olaraq politropik proses üçün yazsaq ,

$$l_{pol} = [1/(m-1)] (p_1 v_1 - p_2 v_2) \quad (5.13)$$

$$l_{pol} = [p_1 v_1 / (m-1)] [1 - (p_2 v_2 / p_1 v_1)] \quad (5.14)$$

$$l_{pol} = [p_1 v_1 / (m-1)] \cdot [1 - (p_2 / p_1)^{(m-1)/m}] \quad (5.15)$$

düsturlarını alarıq.

1 kg qazın 1^0S qızdırılması ilə genişləndikdə gördüyü işə *xüsusi iş* deyilir. Politropik prosesdə görülən xüsusi işi təyin edək. (5.13) düsturunda Mendeleev – Klapeyron tənliyinə əsasən $p_1 v_1$ -nin yerinə RT_1 və $p_2 v_2$ -nin yerinə isə RT_2 yazsaq, politropik prosesdə görülən işi ifadə edən

$$l = [R/(m-1)](T_1 - T_2) = [R/(1-m)](T_2 - T_1) \quad (5.16)$$

düsturunu alarıq.

Sistemin halı sonsuz kiçik kəmiyyət qədər dəyişdikdə (5.16) düsturunu

$$dl = [R/(1-m)]dT \quad (5.17)$$

şəklində yazmaq olar. Xüsusi işi h ilə işarə etsək, onun tərifinə görə

$$h = Adl/dT = AR / (1 - m) = \text{const} \quad (5.18)$$

olar. Burada A – işin termiki ekvivalentidir. (5.18) düsturunun sağ tərəfindəki kəmiyyətlər proses zamanı sabit qaldığından politropik prosesə belə bir tərif vermək olar. *Politropik proses* xüsusi işi sabit qalan prosesə deyilir.

Termodinamikanın birinci qanununu politrop prosesi icra edən 1 kg qaz üçün yazsaq

$$cdT = c_v dT + Adl \quad (5.19)$$

və burada $h = Adl/dT$ olduğunu nəzərə alsaq

$$c - c_v = h$$

olar.

Axırıncı düsturla (5.18) düsturunun müqayisəsindən

$$c = c_v + h = c_v + AR / (1 - m) = (c_v - m c_v + AR) / (1 - m)$$

alınar.

Mayer düsturuna əsasən $c_v + AR = c_p$ olduğunu bu axırıncı ifadədə nəzərə alsaq

$$c = (c_p - m c_v) / (1 - m) = c_v (k - m) / (1 - m) \quad (5.20)$$

(5.20) düsturundan aşağıdakı xüsusi halları almaq olar:

- izoxor prosesində $m = \pm \infty$; $c = c_v$;
- izobar prosesində $m = 0$; $c = k c_v = c_p$;
- izotermik prosesdə $m = 1$; $c = \infty$;
- adiabatik prosesdə $m = k$; $c = 0$.

Altıncı fəsil

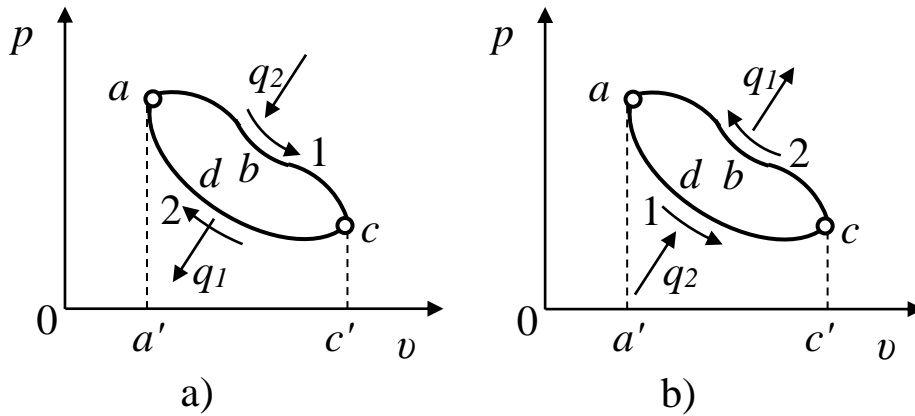
6. Termodinamikanın ikinci qanunu

§ 6.1. Dairəvi proses və ya tsikl

Dairəvi proseslər və ya tsikllər əsasən iki sinfə ayrılır: düz və tərs tsikllər (şəkil 6.1).

İstiliyin işə çevrilməsini təmin edən tsikllərə *düz tsikl* deyilir. Bütün istilik mühərrikləri düz tsikllər əsasında işləyir.

Hər bir istilik mühərrikinin, başqa sözlə istilik enerjisini mexaniki enerjiyə çevirən maşının işlək cismi genişlənərək iş gördüyü kimi, sıxılaraq əvvəlki halına qayıtmalıdır və bu proses periodik olaraq təkrar olunmalıdır.



Şək.6.1. Dairəvi tsikllər: a – düz; b – tərs

Şəkildən görüldüyü kimi, mühərrikin işlək cismi öz halını qapalı $abcd$ fiquru boyunca dəyişdirir və periodik olaraq a başlanğıc halına gəlir. Bu cür qapalı prosesə *dairəvi proses* və ya *tsikl* deyilir. abc yolunda işlək cisim ədədi qiymətcə $abcc'a'$ sahəsinə bərabər olan iş (l_1) görür, cda yolunda isə işlək cismi sıxmaq üçün xaricdən onun üzərində ədədi qiymətcə $adcc'a'$ sahəsinə bərabər olan (l_2) görülür. Genişlənmə işi müsbət, sıxılma işi isə mənfi olduğundan bir dairəvi proses nəticəsində işlək cisim ədədi qiymətcə $abcd$ sahəsinə bərabər olan müsbət iş (l) görür.

Şəkildən görüldüyü kimi $l = l_1 - l_2$ olur. Deməli, pV diaqramında dairəvi prosesin işi, bu proseslə əhatə olunan fiqurun sahəsi ilə ölçülür.

Proses saat əqrəbi istiqamətində gedirsə, bu istilik maşınlarını, saat əqrəbinin əksinə gedirsə soyuducu maşınları təsvir edir. Birinci halda $l > 0$, ikinci halda $l < 0$ olur. Başqa proseslər kimi dairəvi proseslər də dönən və dönməz olur. Dairəvi prosesin dönən olması üçün sürtünmənin olmaması, mexaniki və termik tarazlığın olması zəruridir

§ 6.2. Karno tsikli

Bu nəzəri tsikl 1824-cü ildə fransız mühəndisi Karno tərəfindən təklif edilmişdir. Bu iki izotermik, iki adiabat əyrisindən ibarət dönən dairəvi proses olub, ideal istilik mühərrikinin tsiklini ifadə edir.

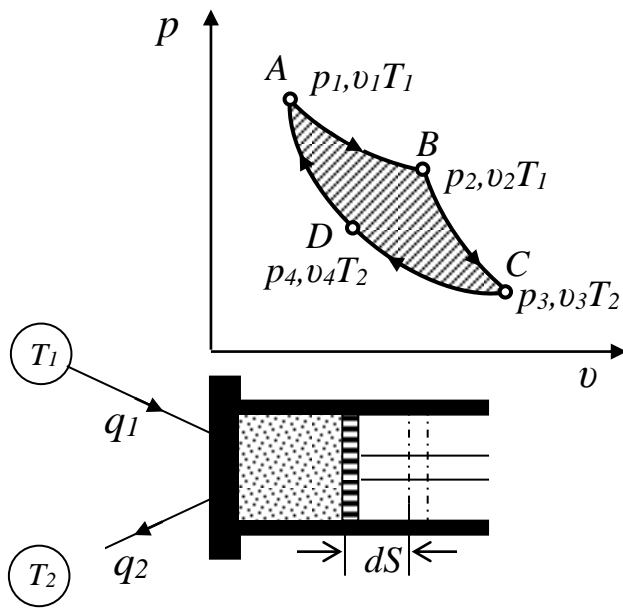
Karno tsikli ikinci qanunun əsaslandırılmasında və habelə onun riyazi tənliyinin əldə edilməsində böyük rol oynayır.

Karno maşınında gedən dairəvi proses aşağıdakından ibarətdir: tutaq ki, iki istilik mənbəyi və xaricdən izolə edilmiş porşenli silindr vardır. İstilik mənbələrinin biri yüksək $-T_1$ temperaturu, ikincisi isə alçaq $-T_2$ temperaturu mənbədir. İstilik mənbələrinin çox böyük miqdarda istiliyə malik olduqları fərz olunur. Buna görə də istilik verilən və alınan zaman mənbələrin temperaturları sabit qəbul edilir.

Fərz edək ki, silindrin divarları istilik keçirmir. Karno tsiklinin özü aşağıdakı proseslərdən əmələ gəlir. Qaz yuxarı istilik mənbəyi ilə birləşir, bu mənbədən q_1 istiliyini alıb genişlənir və porşen sol vəziyyətindən hərəkət etməyə başlayır. Burada həmişə qazın temperaturu istilik mənbəyinin temperaturuna bərabər olur. Şəkil 6.2-də bu proses AB izoterm əyrisi ilə göstərilmişdir. B nöqtəsində silindr

qızdırıcıdan ayrılır, işlək cisim isə C nöqtəsinə kimi genişlənməkdə davam edir. Bu prosədə xarici mühitlə istilik əlaqəsi olmadığı üçün adiabatik prosedən sonra porşen sağ ölü nöqtəsinə çatır və qaz qızdırıcıdan q_1 miqdarda istilik almış olur.

Mühərrikin periodik olması üçün porşen əvvəlki vəziyyətinə, işlək cisim isə əvvəlki halına – A nöqtəsinə qayıtmalıdır.



Şək.6.2. Karno tsiklinin analızı

Bu proses, aşağıdakı yol ilə aparılır: C nöqtəsində işlək cisim T_2 temperaturlu soyuducu mənbə ilə əlaqələnir və görülən xarici iş hesabına izotermik proses ilə sıxılır. Burada işlək cisim q_2 istiliyini soyuducuya verir. D nöqtəsində işlək cisim T_2 temperaturlu mənbədən ayrılır və bundan sonrakı sıxılma, xarici mühit ilə istilik əlaqəsi olmadan gedir ki, bu da adiabatik prosesi olur. Burada proses elə getməlidir ki, D nöqtəsindən başlayan adiabat əyrisi A nöqtəsinə çatmış olsun.

§ 6.3. İdeal dairəvi prosesin termik f.i.ə. –nın təyini

Qapalı prosesdə istilik enerjisinin mexaniki enerjiyə çevrilməsinin iqtisadi cəhətdən səmərəli olması, termik f.i.ə. ilə qiymətləndirilir.

Mexaniki enerjiyə çevrilmiş istiliyin, istilik mənbəyindən alınan bütün istiliyə olan nisbəti *termik f.i.ə.* adlanır.

Tutaq ki, q_1 yüksək temperaturlu mənbədən alınan istiliyin miqdarı, q_2 soyuq mənbəyə verilən istiliyin miqdarıdır. Bekəki, istilik şəklində $q_1 - q_2 = q_0$ istiliyi sərflənmiş və onun sayəsində mexaniki iş alınmışdır. Burada alınan iş *faydalı iş* və istilik isə *faydalı istilik* adlanır. Onda termik f.i.ə.

$$\eta_t = (q_1 - q_2)/q_1 = q_0/q_1 < 1 \quad (6.1)$$

olur.

Beləliklə, demək olar ki, Karno tsikli T_1 və T_2 temperaturlu iki adiabatik proseslərdən ibarətdir. Bu tsiklin termik f.i.ə.-ni təyin edək. Bütün tsikl boyu qızdırıcıdan q_1 qədər istilik alınmış, q_2 miqdarda istilik soyuducuya verilmişdir. Mexaniki enerjiyə çevrilmək üçün $q_1 - q_2$ istiliyindən istifadə olunmuşdur. Onda termik f.i.ə. aşağıdakı ifadədən tapmaq olar:

$$\eta_t = (q_1 - q_2)/q_1$$

q_1 və q_2 istilik miqdarlarını təyin edək. Karno tsiklinin ayrı-ayrı nöqtələrinin parametrlərini aşağıdakı kimi işarə edək:

A nöqtəsində p_1, v_1, T_1

B nöqtəsində p_2, v_2, T_2

C nöqtəsində p_3, v_3, T_3

D nöqtəsində p_4, v_4, T_4

İzotermik prosesin istilik miqdarını təyin edək:

$$q_1 = ART_1 \ln (v_2/v_1)$$

$$q_2 = -ART_2 \ln (v_4/v_3) = ART_2 \ln (v_3/v_4)$$

Burada mənfi (–) işarəsi, verilən istiliyin mütləq qiymətini təyin etmək üçün götürülmüşdür. Əvəzetmə və ixtisardan sonra alırıq:

$$\eta_t = [T_1 \ln (v_2/v_1) - T_2 \ln (v_3/v_4)] \cdot [T_1 \ln (v_2/v_1)]$$

B və *C* nöqtəsi üçün:

$$T_2/T_1 = (v_2/v_3)^{k-1} \quad (6.2)$$

A və *D* nöqtəsi üçün:

$$T_2/T_1 = (v_1/v_4)^{k-1} \quad (6.3)$$

(6.2) və (6.3) tənliklərini bir-biri ilə müqayisə etdikdə, alarıq:

$$v_2/v_3 = v_1/v_4 \text{ və ya } v_2/v_1 = v_3/v_4$$

onda

$$\ln (v_2/v_1) = \ln (v_3/v_4)$$

olduğundan yaza bilərik:

$$\eta_t = (T_1 - T_2)/T_1 = 1 - (T_2/T_1) \quad (6.4)$$

Bu ifadədən görünür ki, T_1 nə qədər çox və T_2 nə qədər az olarsa, η_t də bir o qədər çox olar.

Daxili yanma mühərriklərində yüksək temperaturlu mənbələrin temperaturu 2000^0S , alçaq temperaturlu mənbələrin temperaturu isə 300^0S olur. Onda

$$\eta_t = (2000 - 300)/(2000 + 273) = 0,746$$

Buxar mühərrikləri üçün isə

$$\eta_t = (550 - 25)/(550 + 273) = 0,638$$

Buxar maşınlarında yüksək temperaturlu mənbəyin temperaturu daxili yanacaq mühərriklərinə nisbətən aşağı olduğu üçün, buxar maşınlarının termik f.i.ə. da az olacaqdır.

Yuxarıdakı tənlikdən demək olar:

1. Karno dövrü tsiklinin termik f.i.ə. ancaq qızdırıcı və soyuducu mənbələrinin temperaturundan asılıdır.
2. Karno maşının termik f.i.ə. qızdırıcı mənbənin temperaturu çoxaldıqca və soyuducu mənbənin temperaturu azaldıqca artır.
3. Karno maşının termik f.i.ə. həmişə vahiddən kiçik olur, çünki bu halda $T_1 = \infty$ və yaxud $T_2 = 0$ olur. Məlum olduğu kimi, təbiətdə belə temperaturlara çatmaq mümkün deyil.

Buradan belə çıxır ki, mənbədən alınan bütün istiliyi işə çevirmək mümkün deyildir və istiliyin bir hissəsi mütləq soyuducuya verilməlidir.

Karno maşını əsasında verilən nəticələr termodinamikanın ikinci qanununun əsasını təşkil edir.

§ 6.4. Tərs dairəvi Karno tsikli

Karno tsiklini əmələ gətirən elə prosesləri nəzərdən keçirək ki, burada tsiklin dövrü saat əqrəbi hərəkətinin əks istiqamətində getmiş olsun. Buna görə belə tsikl 1-2 adiabatik və 2-3 izotermik genişlənmə, 3-4 adiabatik və 4-1 izotermik sıxılma proseslərindən ibarət olmalıdır. Bu *tsikl Karnonun tərs tsikli*, bu tsiklərlə işləyən mühərriklər isə *tərs Karno maşını* adlanır. Burada, müəyyən bir iş sərf

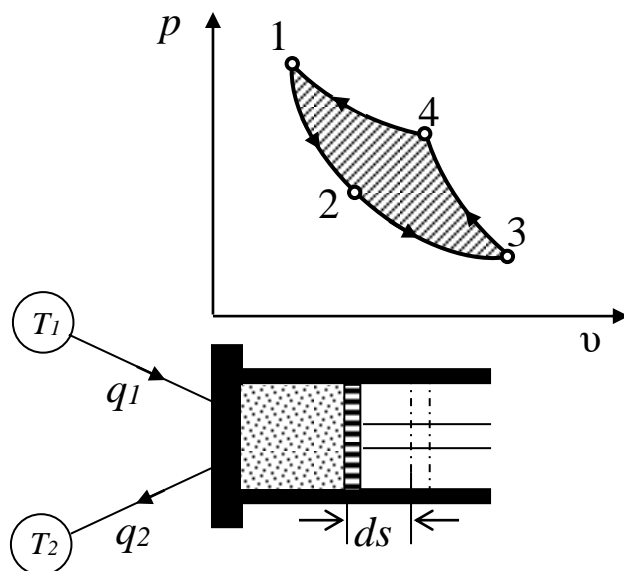
olunmaqla temperaturu az olan istilik mənbəyindən alınan istilik temperaturu nisbətən yüksək olan istilik mənbəyinə verilir. Karnonun tərs dairəvi tsikli şəkil 6.3-də verilmişdir.

Aşağı mənbədən alınan istiliyin sərf olunmuş işə olan nisbəti *soyutma əmsalı* adlanır və ε -ilə işarə olunur:

$$\varepsilon = q_2 / (q_1 - q_2) = q_2 / A_l$$

$$q_1 = -ART_1 \ln (v_1/v_4) = ART_1 \ln (v_4/v_1)$$

$$q_2 = ART_2 \ln (v_3/v_2)$$



Şək.6.3. Tərs dairəvi Karno tsikli

Burada q_1 və q_2 -nin qiymətlərini əvəz edib, ixtisar apardıqdan sonra

$$\varepsilon = T_2 / (T_1 - T_2) = 1 / [(T_1 / T_2) - 1]$$

alırıq.

Buradan belə görünür ki, soyuducunun temperaturunun (T_2) artması və istilik mənbəyinin temperaturunun (T_1) azalması nəticəsində soyutma əmsalı artır.

§ 6.5. Termodinamikanın ikinci qanunu

Termodinamikanın birinci qanunu istilik enerjisi ilə mexaniki enerji arasındakı ekvivalentliyi, enerjinin saxlanması qanununun istilik hadisələrinə tətbiqini müəyyən etdiyi halda, proseslərin yaranması haqqında lazım olan bəzi vacib şərtləri nəzərə almır. Birinci qanun istilik proseslərinin yaradılmasının mümkünlüyü şərti, prosesin gediş hüdudu və onun mümkün istiqamətlərdə inkişafı və habelə başqa mənbələr haqqında məlumat verilmədiyindən, demək olar ki, məhduddur.

Məlumdur ki, iş istiliyə həmişə tamamilə çevrilə bilər. İstiliyin işə çevrilməsi müəyyən şərtlərə əsaslanır. Odur ki, bütün istiliyi işə çevirmək mümkün olmur və yaxud isti cisimdən soyuq cismə istilik öz-özünə keçir. Tərs proses isə, yəni soyuq cisimdən istilik öz-özünə isti cismə keçə bilməz. Bu tərs prosesin yerinə yetirilməsi üçün müəyyən şərtlər lazımdır.

Belə məsələlərə termodinamikanın birinci qanunu cavab vermir. İstilik enerjisinin mexaniki enerjiyə çevrilməsi şərtini aydınlaşdırmaq üçün istilik qurğusunda gedən prosesə baxaq.

Yanacaqın yandırılması nəticəsində işlək cisim q_1 qədər istilik alır, bu istiliyin ancaq bir hissəsi q_0 mühərrikdə mexaniki işə çevrilir. Digər hissəsindən q_2 isə istifadə olunmayıb soyuducu mənbəyə verilir.

Buradan görüldüyü kimi istilik enerjisinin mexaniki enerjiyə çevrilməsi üçün isti və soyuq mənbə olmalıdır və q_1 istiliyinin hamısı yox, yalnız bir hissəsi, $q_1 - q_2 = q_0$ – mexaniki enerjiyə çevrilir.

Buradan Plankın tərifinə görə demək olar ki, ancaq yükü qaldırmaqla kifayətlənən, yəni tək-cə istilik mənbəyini soyutmaqla periodik olaraq iş görən mühərrik qurmaq mümkün deyildir.

Bu da ikinci soyuducu mənbənin zəruri olmasını bir daha təsdiq edir.

Əgər periodik təsir edən maşında saniyədə 1 m^3 dəniz suyunun temperaturunu 1°S azaltmaqla alınan istiliyi tamamilə mexaniki enerjiyə çevirmək mümkün olsaydı, o zaman burada alınan iş $(1 \cdot 1000 \cdot 427)/102=4200\text{kW}$ olardı.

Belə mühərrikin işləmə prinsipi termodinamikanın birinci qanuna uyğun olardı, yəni prinsipcə dəniz suyunun enerjisindən istifadə edilməsi mümkün olardı. Belə istilik mühərriklərinin qurulma təcrübəsi göstərir ki, burada çətinlik – mühərrikin konstruksiyasından və işlək cismin tərkibindən asılı olmayıb, yenə də soyuducu mənbənin olmasından ibarətdir.

Həqiqətən, dəniz suyunun enerjisindən istifadə etmək üçün ondan soyuq mənbə yaratmaq mümkün olsaydı, o zaman dəniz suyunun istiliyi ilə işləyən mühərrik yaratmaq mümkün olardı. Burada ikinci mənbənin olması əlavə bir şərtədir ki, bu da istilik mühərriklərinin düzəldilməsinə imkan yaradır.

Termodinamikanın ikinci qanununa görə təbiətdə istiliyin alınması və ekvivalent yükün qalxması ilə kifayətlənən proses yaratmaq mümkün deyildir. Termodinamikanın ikinci qanunu, birinci qanununun məsələləri ilə yanaşı olaraq bu prosesin əmələ gəlməsi üçün lazım olan imkanlardan bəhs edir.

Fərz edək ki, istilik enerjisi olan qazla dolu qab vardır. Əgər burada xaricdən təsir olmadan qaz istiliyini verərək qab hərəkət edə bilsəydi, bu heç də termodinamikanın birinci qanununa zidd olmazdı. Lakin təbiətdə belə hadisənin yaranması mümkün deyildir.

Qazı qabda yox, porşenli silindrdə yerləşdirsək, bu zaman qazın genişlənməsi sayəsində porşen hərəkət edərək istilik sərf edib mexaniki iş görəcəkdir. Demək burada istiliyin mexaniki enerjiyə çevrilməsinə görə qaz həcminin

artması təmin olunmalıdır ki, bu da həmin hadisənin yaranması üçün əlavə bir şərtidir.

Təbiətdə belə hadisələrə çoxlu misallar göstərmək olar. Bunlara əsasən B.Tomsonun termodinamikanın ikinci qanununa verdiyi tərif meydana çıxır: *təbiətdə elə bir proses yaratmaq mümkün deyildir ki, onun yeganə nəticəsi ancaq istilik rezervuarlarının soyudulması və buna ekvivalent olan yükün qaldırılmasından ibarət olsun.*

Təbiətdə elə proseslərə rast gəlmək olur ki, orada proses öz başına gedir. Məsələn: temperaturun isti cisimdən soyuq cismə verilməsi, sürtünmə zamanı istiliyin alınması, yəni mexaniki enerjinin istiliyə çevrilməsi və başqa buna oxşar proseslərin yaranması üçün əlavə bir şərt lazım deyildir. Əksinə olaraq soyuq cisimdən isti mənbəyə verilməsi və istilik enerjisinin mexaniki enerjiyə çevrilməsi öz-özünə axan proseslər olmayıb, bunların yaranması üçün mütləq əlavə şərtlər olmalıdır.

Məlum olduğu kimi istiliyin soyuq cisimlərdən isti mənbəyə vermək üçün xaricdən mexaniki iş sərf olunmalıdır ki, buna da misal soyuducu maşınları göstərmək olar. Deməli, tərs dairəvi əməliyyatda xaricdən görülən iş hesabına proses gedir.

İstilik öz-özündən alçaq temperaturlu mənbədən yüksək temperaturlu mənbəyə keçə bilməz. Bu tərif Klayzius tərəfindən verilmişdir.

Beləliklə, demək olar ki, termodinamikanın ikinci qanunu, istilik mühərriklərinin ortaya çıxması üçün əsas şərtidir.

§ 6.6. Entropiya

Termodinamikanın ikinci qanununun məzmunu entropiya anlayışı ilə əlaqədardır. Termodinamikanın birinci qa-

nununun əhatə etmədiyi və ikinci qanunda nəzərdən keçirilən bir sıra mühüm məsələlər (məsələn prosesin istiqaməti, sistemin tarazlıq halına yaxın və ya uzaq olması, enerjinin keyfiyyəti və s.) entropiya anlayışının termodinamikaya daxil edilməsi ilə ətraflı izah olunur. Bu anlayış termodinamikaya P. Klauzius tərəfindən daxil edilmişdir. Entropiya məfhumu yunanca “çevrilmə” mənasını verən “trope” “enerji” sözünün birinci hecasının birləşməsindən əmələ gəlmişdir.

Düz dairəvi Karno tsiklinin termik f.i.ə. yuxarıda qeyd etdiyimiz kimi

$$\eta_t = (q_1 - q_2)/q_1 = (T_1 - T_2) / T_1$$

və ya

$$q_1/T_1 = q_2/T_2$$

şəklində yazıla bilər. Burada q_1 və q_2 istiliyin mütləq miqdarı olub, q_1 –qızdırıcının verdiyi istiliyi, q_2 soyuducu mənbəyə göndərilmiş istiliyi ifadə edir. q_2 -nin mütləq qiymətini ($-q_2$) götürsək, ifadəni aşağıdakı şəkildə yazmaq olar

$$q_1/T_1 + q_2/T_2 = 0$$

Beləliklə, ümumi halda tənlik belə yazıla bilər:

Bu ifadə Karno tsiklinin elementar prosesi üçün

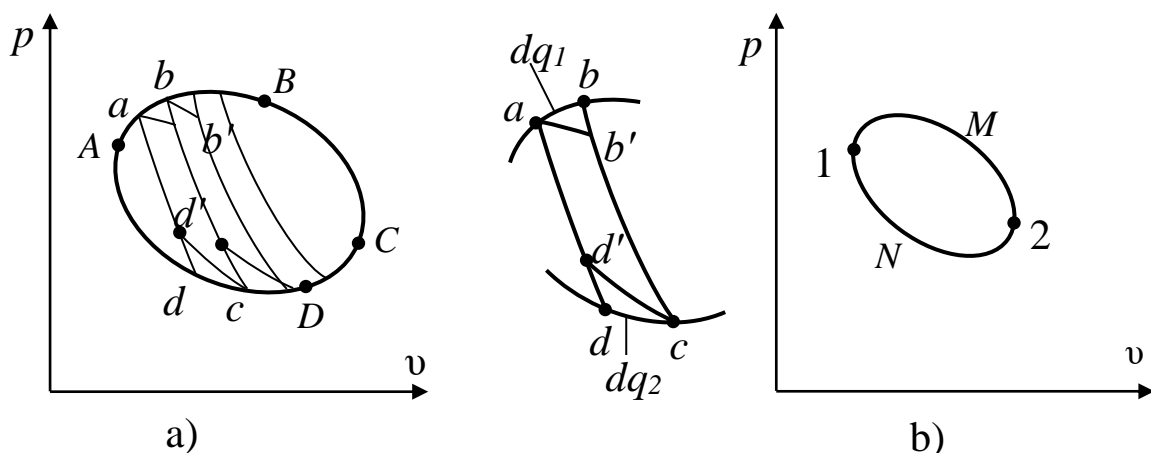
$$dq_1/T_1 + dq_2/T_2 = 0$$

və dairəvi prosesin bütün elementləri üçün isə

$$\sum (q/T) = 0 \tag{6.5}$$

şəklində olar.

Fərz edək ki şəkil 6.4,a-da göstərilmiş $ABCD$ tsikli hər hansı dönən dairəvi bir prosesi təsvir edir.



Şək.6.4. Dönən Karno tsiklin elementar hissələrə bölünməsi (a) və onun xarakterizə edilməsi (b)

Həmin tsikli elementar Karno tsikllərinə bölək. Burada abb' və $dd'c$ üçbucaqlarının sahəsi həddən artıq kiçik olduğundan nəzərə almaya bilərik və onda alınmış $abcd$ elementar tsiklini $ab'cd'$ elementar Karno tsikli ilə əvəz edə bilərik. O zaman hər hansı elementar tsikl üçün (6.5) tənliyi düzgün ola bilər. $ABCD$ tam tsikli üçün isə

$$\oint \frac{dq}{T} = 0 \quad (6.6)$$

Fərz edək ki, şəkil 6.4,b-də göstərildiyi kimi, cisim 1 halından 2 halına M yolu ilə getmiş və 2 halından 1 halına qayıdaraq dönən dairəvi proses icra etmişdir. Bu halda (6.6) düsturuna əsasən

$$(M) \int_1^2 \frac{dq}{T} = (N) \int_1^2 \frac{dq}{T}$$

yaza bilərik. Buradan

$$(M) \int_1^2 \frac{dq}{T} = (N) \int_1^2 \frac{dq}{T} = S_2 - S_1$$

alınar. Deməli, $S_2 - S_1$ fərqi ilə ifadə olunan $\int_1^2 \frac{dq}{T}$ ifadəsinin qiyməti prosesin hansı yol ilə 1 halından 2 halına keçmə-sindən, başqa sözlə prosesin xarakterindən asılı deyil və sistemin ancaq başlanğıc və son hallarından asılıdır.

Deməli, entropiya hal funksiyası olub, prosesin getdiyi yoldan asılı deyil və bu xassəsinə görə daxili enerji funksiyasına oxşardır.

(6.7) ifadəsindən görüldüyü kimi $dq = TdS$ istilik miqdarı iki vuruğun: T və dS hasili ilə təyin edilir. T vuru-ğuna *fəal vuruq* deyilir. Çünki $\eta_t = (T_1 - T_2)/T_1$ düsturun-dan görüldüyü kimi, T_1 -in artması ilə f.i.ə. artır. dS artdıqda isə dq sabit qalması üçün T azalmalıdır. Deməli, dS -in artması f.i.ə. –nın azalması ilə nəticələnir. Buradan belə nəticə çıxır ki, entropiya enerjinin “səpələnməsi” nəticəsində istiliyin faydalı işə çevrilmə əmsalının azalmasını xarakterizə edən bir kəmiyyətdir. Entropiyanın ölçü vahidi $(4,19 \cdot 10^3 \cdot J)/kg \cdot K$ -dir. 1 kg qazın entropiyasına xüsusi entropiya deyilir və onun ölçü vahidi $(4,19 \cdot 10^3 \cdot J)/kg \cdot K$ -dir.

∫ işarəsi inteqralın bütün $ABCD$ A tsikli üçün götürüldü-yünü göstərir. Bu tənlik qapalı döən proses üçün termo-dinamikanın ikinci qanununun riyazi ifadəsidir. Dönməyən dairəvi proseslər üçün isə $\oint \frac{dq}{T} < 0$ olur. Çün-ki proses dönməyən olduqda faydasız sərf olunan, başqa sözlə soyuducuya verilən istilik artır və mənfi hədlərin cəmi, müsbət hədlərin cəmindən daha çox olur. Ona görə də burada dq/T -nin nisbətini dS bərabər qəbul etsək, alarıq

$$dS = dq/T \quad (6.7)$$

Bu düstur, dönən elementar proseslər üçün termodinamikanın ikinci qanununun riyazi ifadəsidir. Bunu inteqrallasaq

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T} \quad (6.8)$$

olar. Bu da dönən proseslər üçün termodinamikanın ikinci qanununun riyazi ifadəsidir.

Burada S – *entropiya* adlanır.

Yeddinci fəsil

7. İstilik mühərriklərinin tsiklləri

İstilik enerjisini mexaniki enerjiyə çevirən mühərriklərə *istilik mühərrikləri* deyilir. Bunlar yanacaq istilik enerjisinin işlək cismə harada verilməsi ilə fərqlənir.

Bəzi istilik mühərriklərində yanacaq öz istilik enerjisini mühərrikdən xaricdə işlək cismə verir, işlək cisimdə olan istilik enerjisi mühərrikin daxilində mexaniki enerjiyə çevrilir. Məsələn, buxar qazanında, yanacağın yanması nəticəsində işlək cisim, yəni su buxarlanır. Sonra həmin su buxarı mühərrikə göndərilir və orada işlək cisimdə olan istilik enerjisi mexaniki enerjiyə çevrilir. Belə sistemlə işləyən maşınlar buxar maşınları və buxar turbinləridir. Bəzi istilik mühərriklərində isə yanacaq öz istiliyini mühərrikin içərisində işlək cismə verir və orada da istilik enerjisi mexaniki enerjiyə çevrilir. Belə mühərriklərə *daxili yanma mühərrikləri* deyilir.

Daxili yanma mühərrikləri dedikdə, ümumiyyətlə, porşenli mühərriklər başa düşülür. Porşenli daxili yanma mühərriklərindən başqa, rotorlu mühərriklər də vardır ki, burada da yanacaq birbaşa mühərrikə verilir. Belə maşınlara *qaz turbinləri* deyilir.

İstiliyin hansı şəraitdə verilməsindən və mühərrikin konstruksiyasından asılı olaraq hər bir mühərrikin özünə məxsus tsikli vardır.

Bu tsiklləri ayrı-ayrılıqda izah edək.

§ 7.1. Daxili yanma mühərriklərinin tsiklləri

Yuxarıda ideal tsikllər bəhsində Karno tsikli haqqında məlumat verilmişdir. Səmərəliliyinə baxmayaraq bu tsiklin yaradılmasında çoxlu çətinliklər olduğundan, təcrübədə onun yaradılması mümkün deyildir. Çünki burada sabit temperaturda istiliyin verilmə və alınma proseslərinin yaradılması və habelə ideal qazların istifadə edilməsi mümkün deyildi. Ona görə Karno tsiklindən ancaq nəzəri

çıxarışlar üçün istifadə edilir. Həqiqi mühərriklər Karno tsiklindən fərqli olan tsikllərlə işləyir.

Burada biz tsikllərin ancaq termodinamik göstəricilərini nəzərdən keçirəcəyik və ideal tsikllərə baxacağıq.

Daxili yanma mühərrikləri yanacağıın verilməsindən, yəni yanma prosesindən asılı olaraq üç qrupa bölünür:

1. Yanma prosesi sabit həcmdə, yəni izoxor prosesi ilə gedərsə, bu tsiklə *yanma prosesi sabit həcmdə olan tsikl* deyilir.

2. Yanma prosesi sabit təzyiqdə, yəni izobar prosesi ilə gedərsə, bu tsikl *yanma prosesi sabit təzyiqdə olan tsikl* adlanır.

3. Yanma prosesi əvvəl sabit həcmdə, sonra isə sabit təzyiqdə gedərsə, belə tsikllərə qarışıq və ya *kombinəedilmiş tsikl* deyilir.

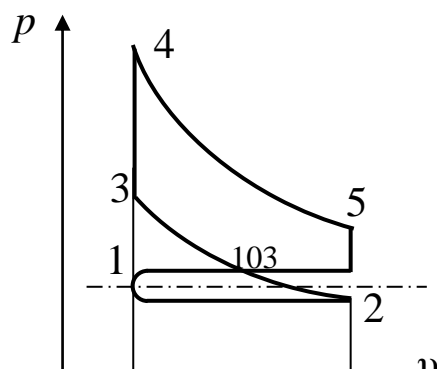
Mühərrikin silindrinin içərisində porşenin hərəkət yolundan asılı olaraq təzyiqin dəyişməsi diaqramı indikator diaqramı adlanır.

§ 7.2. Yanma prosesi sabit həcmdə aparılan daxili yanma mühərriklərinin (DYM) tsiklləri

Sabit həcmdə yanma tsikli üçün $p-v$ sistemində ideal mühərrikin indikator diaqramı **şəkil 7.1**-də verilmişdir. Tsiklin altında mühərrikin silindri, porşeni, sorma və xaric etmə klapanlarının sxemi göstərilmişdir.

Belə mühərrikin işləmə prinsipi aşağıdakı kimidir.

Porşen sol çıxış vəziyyətindən, sağ çıxış vəziyyətinə hərəkət etdikdə, silindrin içərisində təzyiq azalır və bunun nəticəsində xaricdən yanacaq ilə hava qarışığı (işlək qarışığı) silindrin içərisinə sorulur. Bu, sorma prosesi adlanır.



Sorma prosesi diaqramda 1 –2 xətti ilə göstərilmişdir. Sorma klapanında və boruda sürtünmə itkiləri olduğundan sorma prosesi atmosfer təzyiqindən bir qədər aşağıda gedir. 2 nöqtəsində sorma klapanı bağlanır və işlək cismin sorulması kəsilir. Porşenin sonrakı hərəkətində sıxılma prosesi başlanır. Şəkildə sıxılma prosesi 2 – 3 əyrisi ilə göstərilmişdir. Porşen sol vəziyyətinə çatmamış 3 nöqtəsində işlək cisim xaricdən alovlandırılır və bir anda yanma prosesi 3 – 4 xətti ilə gedir. Yanmada yanma məhsulunun temperaturu və təzyiqi yüksəlir. Sonra yanma məhsulu genişlənməyə başlayır. Genişlənmə prosesi 4 – 5 xətti ilə gedir. Porşen sağ vəziyyətə çatmamış 5 nöqtəsində xaric etmə klapanı açılır və silindrdə təzyiq atmosfer təzyiqinə qədər birdən düşür. Porşenin sonrakı, sağdan sola hərəkətində yanma məhsulu silindrin içərisindən itələnilib çıxarılır. Bu, *xaric etmə prosesi* adlanır. **Xaric etmə** prosesi atmosfer xəttindən bir qədər yuxarıda 5 –1 xətti ilə gedir. Bu qayda ilə proses yenidən təkrar olunur.

Porşenin sol nəhayət vəziyyəti yuxarı ölü nöqtə (y.ö.n.), sağ nəhayət vəziyyəti isə aşağı ölü nöqtə (a.ö.n) adlanır.

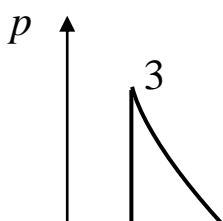
Göründüyü kimi, burada bir tsiklin əmələ gəlməsi üçün porşen dörd dəfə soldan sağa və əksinə hərəkət edir. Yəni, yuxarı və aşağı ölü nöqtəsi arasında dörd dəfə hərəkət edir. İki ölü nöqtə arasındakı bir hərəkət takt adlanır. Buna görə də belə tsikllər dördtaktlı tsikllər adlanır. Həmin

tsiklləri porşenin iki taktında da yaratmaq mümkündür. Belə mühərriklər ikitaklı mühərriklər adlanır. Bunun üçün dördtaklı mühərrikdəki xarici və daxili klapanlar xüsusi pəncərələrlə əvəz olunur. İkitaklı sabit həcmli yanma prosesli tsiklin indikator diaqramı 7.2-ci şəkildə verilmişdir. Porşen 1 nöqtəsindən yuxarı ölü nöqtəsinə doğru hərəkət etdikdə 1–2 sıxılma prosesi əmələ gəlir. Burada yanacaq qarışığı alovlandırılır və 2 – 3 yanma prosesi, sonra isə 3 – 4 genişlənmə prosesi gedir. 4 nöqtəsində **xaricətmə** pəncərələri (n) **açılaraq** prosesi başlayır, 5 nöqtəsində isə daxilolma pəncərələrindən (m) 1,2...1,3 atm təzyiqli yanacaq qarışığı silindrin içərisinə daxil olaraq orada qalmış yanma məhsulunu itələyib m pəncərələrindən xaric edir. 7 nöqtəsində həmin pəncərələr bağlanır və təzyiqin bir qədər azalması ilə 1 nöqtəsinə kimi xaric olma prosesi gedir. Sonra tsikl yenidən təkrarlanır. Beləliklə, 2 taktdan bir tsikl alınır.

İstər dördtaklı və istərsə də ikitaklı mühərriklərdə silindrin içərisində temperatur yüksək olduğundan, o xaricdən hava və ya su ilə soyudulur. Ona **gərə** burada sıxılma və ya genişlənmə prosesləri adiabatik proses ilə deyil, istilik alınma və istilikverilmə ilə, yəni daha ümumi olan politropik proses ilə gedir. Burada porşenin müəyyən sürəti, mexaniki və istilik itkiləri olduğuna görə proseslər dönməyəndir.

Tsikli termodinamik təhlil etmək üçün bu tsikl döənən qəbul olunur.

Buna görə fərz edək ki, burada istilik itkiləri yoxdur. Mühərrikə 2 – 3 prosesində yanacaq deyil, xaricdən müəyyən istilik verilir. Bu vaxt sorma və xaricətmə proseslərində hidravlik itkilər nəzərə alınmadığı üçün bunlar bir xətt üzərində olacaqdır. Odur ki, bu proseslərdəki iş sərfini nəzərə almaya bilərik.



Belə tsikllə işləyən mühərriklərə *ideal mühərriklər* deyilir. Bunların indikator diaqramı 7.3-cü şəkildə verilmişdir.

Sabit həcmli yanma tsiklin termik faydalı iş əmsalı aşağıdakı üsul ilə **çıxarılır** müəyyən edilir . Bunun üçün 2–3 prosesində verilən və 4 – 1 prosesində alınan istiliyi təyin edək. 2 – 3 prosesində verilən istiliyi istilik tutumunun sabit olması şərti ilə aşağıdakı tənlikdən tapmaq olur:

$$q_1 = c_v(T_1 - T_2)$$

4 – 1 prosesində 1 kq işlək çisimdən alınan istilik aşağıdakı tənlikdən tapıla bilər:

$$q_2 = -c_v(T_1 - T_4) = c_v(T_4 - T_1)$$

Beləliklə, termik f.i.ə.

$$\eta_t = (q_1 - q_2) / q_1 = [c_v(T_3 - T_2) - c_v(T_4 - T_1)] / c_v(T_3 - T_2)$$

tənliyi ixtisar etsək,

$$\eta_t = [(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)] / (T_3 - T_2)$$

alarıq. Buradan da

$$\eta_t = 1 - [(T_4 - T_1) / (T_3 - T_2)] \quad (7.1)$$

olur.

Bu tənliyi başqa şəkildə də yazmaq olar: 3 – 4 və 1 – 2 adiabatik prosesləri üçün (7.4-cü şəklə bax) yaza bilərik:

$$T_3/T_4 = (v_4/v_3)^{k-1}; \quad T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{k-1}.$$

İndikator diaqramından göründüyü kimi, $v_4 = v_1$, $v_3 = v_2$, onda $T_3/T_4 = T_2/T_1$ olur və yaxud tənəsübün xassələrinə görə

$$(T_3 - T_2)/(T_4 - T_1) = T_2/T_1$$

və bunu (7. 1) tənliyində əvəz etsək, alarıq:

$$\eta_t = 1 - 1/(T_2/T_1) \quad \text{və yaxud} \quad T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{k-1}$$

olduğundan

$$\eta_t = 1 - 1/(v_1/v_2)^{k-1}$$

v_1/v_2 nisbəti ε ilə işarə olunub, *sıxılma dərəcəsi* adlanır. Başqa sözlə, $\varepsilon = v_1/v_2$ olduğundan

$$\eta_t = 1 - (1/\varepsilon^{k-1})$$

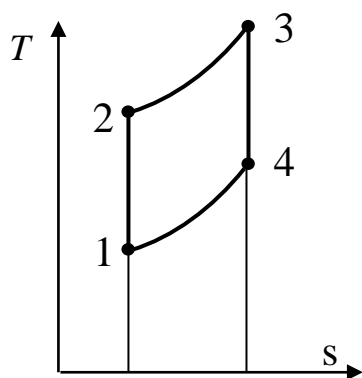
alarıq. Bu tənlikdən göründüyü kimi, sıxılma dərəcəsi ε artdıqca, sabit həcmli yanma tsiklinin termik faydalı iş əmsalı da artır. Sıxılma dərəcəsinin artması əsasən yana-

cağın tərkibindən, daha doğrusu alovlanma temperaturundan asılıdır. İşlək qarışıq o qədər sıxılmalıdır ki, o öz-özünə alovlanmasın. Əks təqdirdə mühərrik sınıb işdən çıxa bilər.

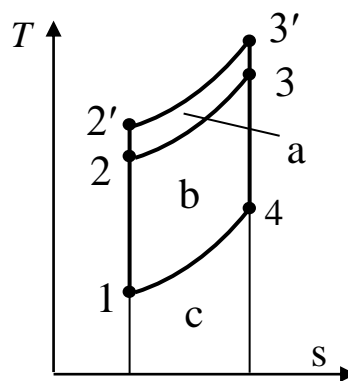
Sabit həcmli yanma tsikli Ts diaqramında 7.4-cü şəkil-dəki kimi ifadə oluna bilər.

Burada 1–2 prosesi pV diaqramındakı tsiklə uyğun olaraq adiabatik sıxılma prosesini ifadə edir. Yanma prosesi izoxor – loqarifmik 2–3 əyrisi ilə ifadə olunur. Genişlənmə prosesi isə 3 – 4 adiabatik proseslə göstərilir. 4 – 1 isə xaricətmə prosesidir ki, bu da izoxor əyrisi üzrə gedir.

Sıxılma dərəcəsinin termik faydalı iş əmsalına təsirini aydınlaşdırmaq üçün fərz edək ki, adiabatik proses 2 nöqtəsinə qədər davam edir (şəkil 7.5).



Şəkil 7.4. Sabit həcmdə yanma tsikli



Şəkil 7.5. Sıxılma dərəcəsinin termik faydalı iş əmsalına təsirini aydınlaşdırma diaqramı

Bu halda $T'_2 > T_2$ olduğundan, birinci tsiklə nisbətən ikinci tsiklin sıxılma dərəcəsi çox olacaqdır. Məlumdur ki, Ts diaqramındakı tsikllərin sahəsi istiliyi ifadə edir. Bu sahələri a , b , c ilə işarə etsək, görərik ki, burada a və b sahələri istifadə olunan istiliyi, c sahəsi isə xaricətmə prosesində (1 – 4 prosesində) xaricə verilən istiliyi ifadə edir. O zaman 1–2–3–4–1 tsiklinin termik faydalı iş əmsalını aşağıdakı ifadədən tapmaq olar:

$$\eta_{t1} = [(b + c) - c]/(b + c) = 1 - c/(b + c)$$

1-2'-3'-4-1 tsiklini termik f.i.ə. isə

$$\eta_{t2} = [(a + b + c) - c]/(a + b + c) = 1 - c/(a + b + c)$$

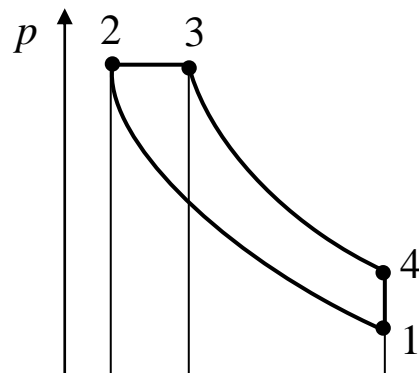
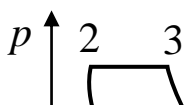
olacaqdır.

Bu tənliklərdə $a+b+c > b+c$ olduğundan, $\eta_{t2} > \eta_{t1}$ olur. Buradan da deyə bilərik ki, sıxılma dərəcəsinin artması ilə mühərriklərin termik f.i.ə. da artır.

§ 7.3. Yanma prosesi sabit təzyiqdə aparılan daxili yanma mühərriklərinin tsiklləri

Bu tsikllə işləyən mühərriklərin xüsusiyyətləri ondan ibarətdir ki, burada yanma prosesi sabit təzyiqli izobar prosesi ilə gedir (şəkil 7.6).

Bu mühərriklərin işləmə tsiklləri aşağıdakı şəkildə olur. Porşenin birinci hərəkətində 0 – 1 prosesi ilə silindrin içərisinə hava sorulur. İkinci hərəkətində isə 1 – 2 əyrisi ilə sıxılma prosesi gedir. Burada hava yanacaqın öz-özünə alovlanma temperaturundan yüksək temperatura uyğun olan təzyiqə qədər sıxılır. Üçüncü hərəkətin əvvəlində 2–3 prosesində silindrə yanacaq daxil olmağa başlayır. Burada temperatur yanacaqın öz-özünə alovlanma temperaturundan yüksək olduğu üçün yanacaq daxil olduqda alovlanır və yanma prosesi təxminən sabit təzyiqlə gedir. Yanma qurtardıqdan sonra 3 – 4 əyrisi ilə genişlənmə prosesi gedir. Bu prosesin sonunda xariçetmə klapanı açılır və təzyiq düşür. Sonra 4 – 0 prosesi ilə yanma məhsulu silindrdən itələnilib çıxarılır.



Burada, sabit həcmdə yanma tsiklində olduğu kimi, termodinamik tədqiqat üçün həqiqi tsikl ideal tsikllə əvəz olunur (şəkil 7.7).

İdeal tsikldə 1 – 2 adiabatik sıxılma, 4 – 3 isə adiabatik genişlənmə prosesidir. Burada 4 – 1 ($v = \text{const}$) prosesi ilə istilik alınır, 2 – 3 prosesi ilə isə xaricdən sabit təzyiqlə istilik verilir.

Bu tsiklin termik faydalı iş əmsalını tapmaq üçün tsiklə verilən və ondan alınan istilik miqdarı hesablanmalıdır.

$$\eta_t = 1 - (q_2/q_1).$$

İstilik $p = \text{const}$ prosesində verildiyindən, şəkildən göründüyü kimi

$$q_1 = c_p(T_3 - T_2),$$

mühərrikdən alınan istilik isə

$$q_2 = -c_v(T_1 - T_4) = c_v(T_4 - T_1)$$

olur.

Beləliklə, termik f. i. ə. aşağıdakı ifadədən tapıla bilər:

$$\eta_t = (q_1 - q_2) / q_1;$$

$$\eta_t = [c_p(T_3 - T_2) - c_v(T_4 - T_1)] / c_p(T_3 - T_2) =$$

$$= 1 - [c_v(T_4 - T_1) / c_p(T_3 - T_2)].$$

$$k = c_p / c_v$$

olduğundan aşağıdakını alırıq:

$$\eta_t = 1 - (1/k) [(T_4 - T_1) / (T_3 - T_2)].$$

Tsikli xarakterizə edən $v_1/v_2 = \varepsilon$ sıxılma dərəcəsi və $v_3/v_2 = \rho$ qabaqcadan genişlənmə əmsalıdır.

Termik f.i.ə-nı ρ və sıxılma dərəcəsinə ε ilə ifadə etmək üçün kəsrin surətini T_1 -ə, məxrəcini T_2 -yə vurub, bölsək alırıq:

$$\eta_t = 1 - (1/k) \{ [(T_4/T_1) - 1] / [(T_3/T_2) - 1] \} (T_1/T_2). \quad (7.2)$$

4 – 1 izoxor prosesindən

$$T_4/T_1 = p_4/p_1. \quad (7.3)$$

3 – 4 adiabatik genişlənmə və 2 – 1 adiabatik sıxılma proseslərindən isə

$$p_4 v_4^k = p_3 v_3^k$$

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$$

alırıq. Bunları bir-birinə bölsək

$$\frac{p_4 v_4^k}{p_1 v_1^k} = \frac{p_3 v_3^k}{p_2 v_2^k}$$

alırıq. $p_2 = p_3$ və $v_4 = v_1$ olduğundan

$$p_4/p_1 = (v_3/v_2)^k$$

və yaxud (7.3) düsturuna körə:

$$T_4/T_1 = (v_3/v_2)^{k-1}$$

və $v_3/v_2 = \rho$ olduğundan, $T_4/T_1 = \rho^k$ olur. Digər tərəfdən 2 – 3 izobar prosesindən $T_3/T_2 = v_3/v_2$ olduğundan, buradan da yazıla bilər:

$$T_3/T_2 = \rho \quad (7.4)$$

1 – 2 adiabatik sıxılmada $T_1/T_2 = (v_2/v_1)^{k-1}$ - dir. $v_2/v_1 = \varepsilon$ olduğundan, yazıla bilər:

$$T_1/T_2 = 1/\varepsilon^{k-1}. \quad (7.5)$$

(7.3), (7.4) və (7.5) tənliklərində alınan qiymətləri (7.2) tənliyindən əvəz etsək, alırıq:

$$\eta_t = 1 - [(\rho^k - 1)/k (\rho - 1)] (1/\varepsilon^{k-1}). \quad (7.6)$$

Yuxarıdakı tənlikdən görüldüyü kimi, yanma prosesi sabit təzyiqdə olduqda termik faydalı iş əmsalı ρ və ε -dan asılıdır. ρ -nün artması ilə f.i.ə. azalır və ε -nün artması ilə artır.

Qabaqcadan genişlənmə əmsalı ρ verilən yanacağın miqdarından asılıdır, yəni mühərrikin yükü artdıqca, verilən yanacaq və buna uyğun olaraq ρ da artır. Burada $k > 1$ olduğundan, (7.6) düsturundan görüldüyü kimi, termik faydalı iş əmsalı azalacaqdır.

$$\rho^k - 1 > k (\rho - 1).$$

Sıxılma dərəcəsinə seçdikdə yanacağı öz-özünə alovlanma temperaturu nəzərə alınmalıdır. Sabit təzyiqli yanma tsikllərinin sıxılma dərəcəsi o qədər olmalıdır ki, sıxılmada havanın temperaturu yanacağı öz-özünə alovlanma temperaturundan yüksək olsun.

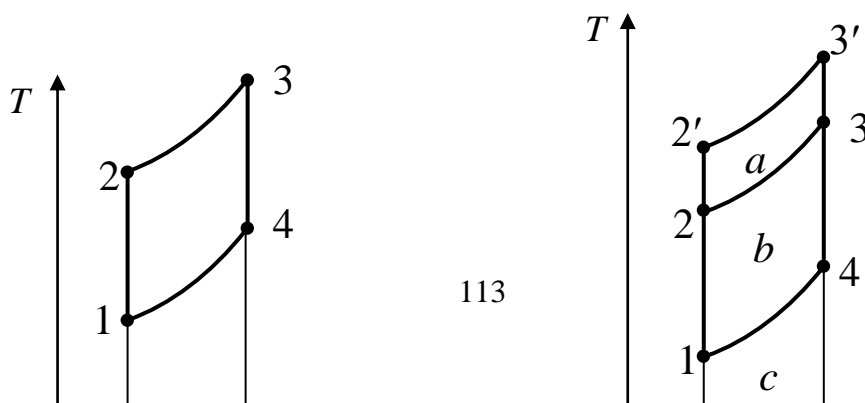
Sıxılma dərəcəsinin yuxarı qiyməti konstruktiv və iqtisadi əsaslar ilə təyin olunur. Çünki, sıxılma dərəcəsi artdıqca təzyiq artır, mühərrik ağırlaşır və sürtünməyə sərf olunan itkilər artır. Beləliklə ε -nın artması ilə η_t artmasının faydası az olur. Burada sıxılma dərəcəsi 15-dən 18-ə kimi qəbul olunur.

İndi isə sabit təzyiqli yanma prosesli tsikli Ts diaqramında göstərək (şək. 7.8). 1 nöqtəsi $p\nu$ diaqramındakı nöqtəyə uyğun gəlir. Burada adiabatik sıxılma prosesi ordinat oxuna paralel gedib, istiqaməti isə artan temperatura tərəf olur. Yanma prosesi 2 – 3 loqarifmik əyrisi ilə göstərilir.

3 – 4 prosesi adiabatik genişlənmə prosesidir ki, bu da ordinat oxuna paralel gedir və nəhayət, 4 – 1 xaricətmə prosesi izoxor prosesidir ki, bu da TS diaqramında loqarifmik əyri şəklini alır. Burada $A - 2 - 3 - B - A$ sahəsi ədədi qiymətcə bir tsikldə isti mənbədən verilən istiliyi ifadə edir. $A - 1 - 4 - B - A$ sahəsi isə bir tsikldə soyuq mənbəyə verilən istilikdir və nəhayət, $1 - 2 - 3 - 4 - 1$ sahəsi işə çevrilən faydalı istilikdir. Onda termik f.i.ə.

$$\eta_t = (\text{sah.}1-2-3-4-1)/(\text{sah.}A-2-3-B-A).$$

ρ və ε -nın termik f.i.ə-na təsirini Ts diaqramında asanlıqla görmək olar. Sıxılma dərəcəsinin f.i.ə-na təsiri şəkil 7.9-da verilmişdir.



Sahələri a , b , c ilə işarə etsək, $1 - 2 - 3 - 4 - 1$ tsikli üçün:

$$\eta_t = 1 - q_2/q_1 = 1 - c/(b + c)$$

$1 - 2' - 3' - 4 - 1$ tsikli üçün isə

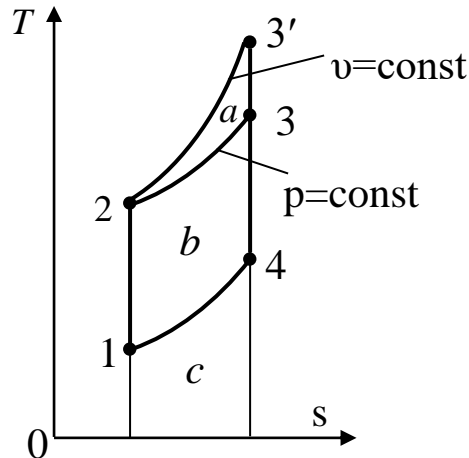
$$\eta'_t = 1 - q_2/q_1 = 1 - c/(a + b + c)$$

olduğundan

$$b + c < a + b + c.$$

Beləliklə, $\eta'_t > \eta_t$ olur. Yəni ε artdıqca η_t də artır.

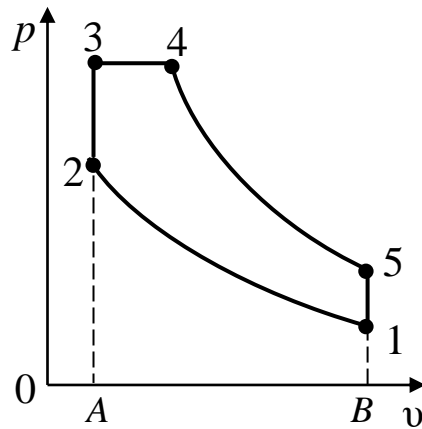
7.10-cu şəkildə ρ -nun η_t -yə təsiri göstərilmişdir. Buradan göründüyü kimi $v = \text{const}$ əyrisinin $p = \text{const}$ əyrisinə nəzərən absis oxuna görə dikliyi çox olduğundan, əlavə alınan istilik faydalı iş əmsalına az təsir edəcəkdir. Bunun üçün də ρ -u yüksək olan tsikldə ümumi termik f.i.ə. az olacaqdır.



Şək.7.10. Ts diaqramında $v \neq \text{const}$ və $p = \text{const}$ olduqda, genişlənmə əmsalının (ρ) termiki f.i.ə.-na (η_t) təsiri

§ 7.4. Kombinə edilmiş tsikl

Kombinə edilmiş tsikldə yanacaqın bir hissəsi sabit həcm, digər hissəsi isə sabit təzyiqli prosesi üzrə yanır. Beləliklə, bu tsikl sabit həcmli və təzyiqli yanma tsikllərinin kombinə edilməsidir. Kombinə edilmiş tsiklin $p\nu$ sisteminə nəzəri diaqramı 7.11-ci şəkildə verilmişdir.



Şək.7.11. Kombinə edilmiş tsiklin nəzəri diaqramı

Burada 2 – 3 və 3 – 4 proseslərində istilik verilir, 5 – 1 prosesində isə istilik alınır.

İdeal mühərrik üçün belə tsiklin termik f.i.ə. aşağıdakı ifadədən tapılır:

$$\eta_t = [(q_v + q_p) - q_2] / (q_v + q_p) ,$$

burada q_v —sabit həcmli yanma prosesində verilən istilik (2–3 prosesində);

q_p — sabit təzyiqli yanma prosesində verilən istilik (3–4 prosesində);

q_2 — sabit həcmli prosesdə alınan istiliktir (5–1 prosesində).

Yaxud

$$\eta_t = 1 - q_2(q_v + q_p). \quad (7.7)$$

Tsikldəki istilikləri təyin edək:

$$\begin{aligned} q_v &= c_v(T_3 - T_2); \\ q_p &= c_p(T_4 - T_3); \\ q_2 &= -c_v(T_1 - T_5) = c_v(T_5 - T_1). \end{aligned}$$

Yuxarıdakı ifadələri (7. 7) tənliyində əvəz etsək, alarıq:

$$\eta_t = 1 - \{ [c_v(T_5 - T_1)] / [c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)] \}.$$

Bunun sürət və məxrəcini c_v -yə bölsək:

$$\eta_t = 1 - \{ (T_5 - T_1) / [(T_3 - T_2) + k(T_4 - T_3)] \}.$$

alarıq. η_t -nin ε , λ və ρ kəmiyyətlərindən asılılığını təyin etmək üçün kəsrin sürətini T_1 -ə, məxrəcini isə T_2 -yə bölüb, vursaq alarıq:

$$\eta_t = 1 - \{ [(T_5/T_1) - 1] / [(T_3/T_2) - 1] + k [(T_4/T_2) - (T_3/T_2)] \} (T_1/T_2). \quad (7.8)$$

Aşağıdakı işarələri qəbul edək:

$$\begin{aligned} p_3/p_2 &= p_4/p_2 = \lambda \\ v_1/v_2 &= v_1/v_3 = \varepsilon \\ v_4/v_2 &= v_4/v_3 = \rho \end{aligned}$$

və 5 –1 izoxor əyrisinə görə

$$T_5/T_1 = p_5/p_1$$

yaza bilərik.

Genişlənmə və sıxılma adiabatik prosesləri üçün aşağıdakı iki ifadəni yaza bilərik:

$$p_5 v_5^k = p_4 v_4^k$$

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$$

bu ifadələri bir-birinə bölsək

$$p_5/p_1 = (p_4/p_2)(v_4/v_2)^k$$

alarıq.

Yuxarıdakı şərti işarələri nəzərə alsaq

$$p_5/p_1 = \lambda \rho^k.$$

yaza bilərik. Beləliklə:

$$T_5/T_1 = \lambda \rho^k.$$

T_3/T_2 nisbətini aşağıdakı şəkildə dəyişmək olar:

$$T_3/T_2 = p_3/p_2 = \lambda. \quad (7.9)$$

T_4/T_3 nisbətini aşağıdakı şəkildə almaq olar:

$$T_4/T_3 = v_4/v_3 = \rho. \quad (7.10)$$

(7. 9) ifadəsini (7. 10) ifadəsinə vursaq $T_4/T_2 = \lambda \rho$ alarıq.
 T_1/T_2 nisbətini adiabatik sıxılma prosesindən təyin edirik:

$$T_1/T_2 = (v_4/v_3)^{k-1} = 1/\varepsilon^{k-1}$$

Alınan qiymətləri (7.8) ifadəsində əvəz etsək,

$$\eta_t = 1 - \{(\lambda \rho^k - 1) / [(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1)]\} 1/\varepsilon^{k-1}.$$

olar. Bu tənlikdə $v_4 = v_3 = v_2$, yəni $\rho = 1$ qəbul etsək, əsas tənlik aşağıdakı şəkli alar:

$$\eta_t = 1 - (1/\varepsilon^{k-1}).$$

Bu, sabit həcmli yanma prosesli tsiklin termik faydalı iş əmsalıdır.

$p_4 = p_3 = p_2$, yəni $\lambda = 1$ qəbul etsək, o zaman əsas tənlik aşağıdakı şəkli alar:

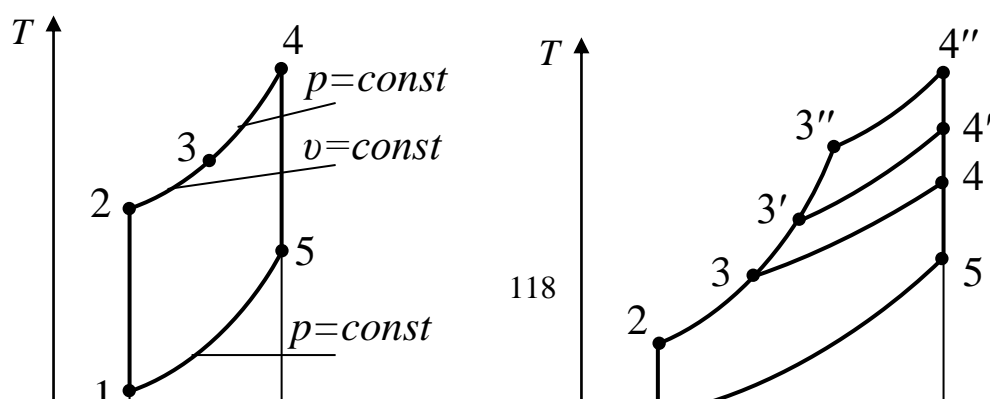
$$\eta_t = 1 - \{(\rho^k - 1)/k(\rho - 1)\} \cdot 1/\varepsilon^{k-1}$$

Bu da sabit təzyiqli yanma prosesli tsiklin termik faydalı iş əmsalıdır.

TS sistemində kombinə edilmiş tsiklin indikator diaqramını nəzərdən keçirək (şəkil 7.12). 1 nöqtəsi işlək cismin başlanğıc vəziyyətini xarakterizə edir.

Onda 1–2 xətti adiabatik sıxılma prosesini, 2–3 və 3–4 əyrisi yüksək temperaturlu mənbədən istiliyin verilməsi prosesini, 4–5 adiabatik genişlənmə prosesini və nəhayət, 1–5 izoxor prosesi ilə istiliyin alçaq temperaturlu mənbəyə verilməsini ifadə edir. 7.13-cü şəkildəki A-1-2-3-4-5-B-A sahəsi ədədi qiymətçə işlək cismə verilən ümumi istilik miqdarını ölçür. A-1-5-B-A sahəsi tsikldən soyuq mənbəyə verilən istilik miqdarını ölçür. Nəhayət 1–2–3–4–5–1 sahəsi isə işə çevrilən faydalı istiliktir.

TS diaqramında ε və λ -nın termik faydalı iş əmsalına təsirini asanlıqla görmək olar. ε və ρ -nun termik faydalı iş əmsalına təsirini sabit təzyiqli və sabit həcmli yanma mühərriklərində olduğu kimi təsvir edirlər.



λ -nın termik faydalı iş əmsalına təsiri 7.13-cü şəkildə verilmişdir. Burada eyni q_2 və ε halı üçün uyğun olan λ -nın dəyişməsinə nəzərdən keçirək. Şəkildəki 1–2–3–4–5–1 prosesinin təzyiqlin artmasını göstərən əmsalı λ , 1–2–3'–4'–5–1 prosesində isə λ' və 1–2–3''–4''–5–1 prosesində λ'' ilə işarə etsək, yaza bilərik:

$$\lambda < \lambda' < \lambda''$$

və eyni zamanda faydalı işə sərf olunan istilik miqdarı: sahə 1–2–3–4–5–1 < sahə 1–2–3'–4'–5–1 < sahə 1–2–3''–4''–5–1 olur.

η_t -nin ifadəsindən görünür ki, λ artdıqca ρ -nun qiyməti azalır və bunun nəticəsində də η_t -nin qiyməti artır. $\lambda = 1$ olduqda, kombinə edilmiş tsikl yanma prosesi sabit təzyiqdə olan tsiklə çevrilir.

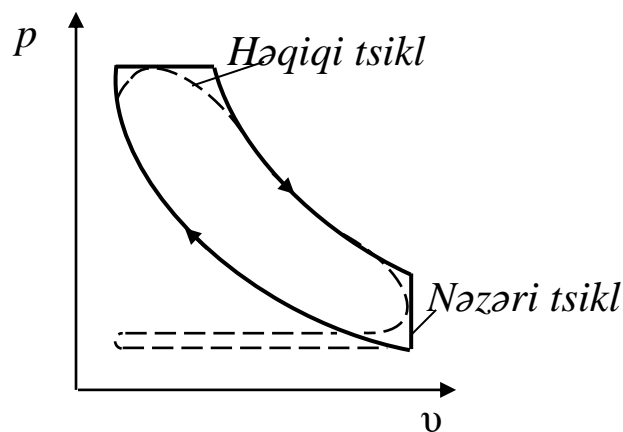
$\rho = 1$ olduqda isə kombinə edilmiş tsikl yanma prosesi sabit həcmdə olan tsiklə çevrilir və η maksimum qiymət alır.

§ 7.5. Daxili yanma mühərriklərində (DYM) həqiqi proseslər

Daxili yanma mühərriklərində istilik enerjisinin mexaniki enerjiyə çevrilməsi həqiqi proseslərlə olur və bu proseslər də ideal proseslərdən fərqlənir.

Yuxarıda göstərdiyimiz kimi, həqiqi tsikllərdə sorulma prosesi, sürtülmə itkisi sayəsində atmosfer təzyiqindən aşağıda, xərçətmə prosesi isə atmosfer təzyiqindən yuxarıda gedəcəkdir. Burada işlək cisim $v = const$ və ya $p = const$ prosesi ilə xaricdən istilik alan ideal qaz deyil, yanacağın yanmasından alınan yanma məhsuludur. Çıxarış prosesi porşen ölü nöqtəsinə çatmadan başlayır. Yanma prosesi nəticəsində yüksək temperatur əldə edildiyi üçün silindrin divarları xaricdən su və ya hava ilə soyudulur ki, bu da qaz ilə xarici mühit arasındakı istilik mübadiləsinə səbəb olur. Deməli, burada nəzəri adiabatik sıxılma və genişlənmə əvəzinə həqiqətdə politropik sıxılma və genişlənmə prosesi gedir. Ən nəhayət şüalanma, sürtülmə, zərbə və istilik ötürmə itkiləri nəticəsində həqiqi tsikllər və həqiqi mühərriklər ideallardan fərqlənir.

Daxili yanma mühərriklərində həqiqi indikator diaqramlarının ideal diaqramlardan fərqlənməsi 7.14-ci şəkildə verilmişdir. Həmin şəkildə diaqramın sahəsi silindrə yanacağın gördüyü işi göstərir.



Şək.7.14. Həqiqi və nəzəri indikator diaqramı

Həqiqi tsikllərdə faydasız iş bu iki sahənin fərqindən ibarətdir. Nəzəri tsiklin faydalı işi təyin edən sahəsinə F_1 -lə həqiqi tsiklin faydalı işi təyin edən sahəsinə isə F_2 ilə işarə etsək, bunların nisbəti

$$\delta = F_2/F_1$$

olar. Bu da, nəzəri tsikllərin həqiqi tsikllərdən fərqlənməsini göstərəcəkdir. Təcrübədən təyin olunmuşdur ki, bu fərqlənmə əmsalı 0,92 ... 0,97 intervalında dəyişir.

Üçüncü bölmə

Su buxarı və nəm hava

Səkkizinci fəsil

8. Buxarlar

§ 8.1. Buxarlar haqqında ümumi məlumatlar

Sabit təzyiqdə temperaturu 0°S olan 1 kg mayedən, xaricdən verilən istilik nəticəsində qızışmış buxar alınması üç dövrə bölünür:

1-ci dövrdə 0°S -dən t_s – qaynama temperaturunadək qızdırılır. Bu dövrün sonunda maye qaynama temperaturunda olur, *belə mayeyə doymuş maye deyilir.*

2-ci dövrdə doymuş maye qaynama temperaturunda buxara çevrilir. Bu halda mayenin temperaturu, onun axırncı damlası buxara dönənədək sabit qalır. Buxarlanmanın sonunda, yəni maye tamamilə buxara çevrildikdə quru doymuş buxar alırıq. Deməli, *quru doymuş buxar, qaynama temperaturunda olan, maye damcılarından azad olmuş buxardır.*

İkinci dövrdə, yəni doymuş maye ilə quru doymuş buxar arasında alınan buxarlara nəm buxar deyilir.

Deməli, *doymuş maye, nəm buxar və quru doymuş buxar*, yəni maddənin hər üç halı, *müəyyən təzyiqə uyğun, eyni t_s – qaynama temperaturunda* olur.

Eyni temperaturda olan iki nəm buxarı bir-birindən ayırmaq üçün, adətən, quruluq dərəcəsiindən istifadə edirlər.

Nəm buxar daxilində olan X – quru doymuş buxarın çəkisinin G – nəm buxarın çəkisinə nisbətində x – quruluq dərəcəsi deyilir, yəni

$$x = X/G \quad (8.1)$$

Nəm buxar daxilində olan $(G-X)$ mayenin çəkisinin, G – nəm buxarın çəkisinə nisbətində y – nəmlik dərəcəsi deyilir, yəni

$$y = (G - X)/G = 1 - x. \quad (8.2)$$

(8.1) və (8.2) ifadələrində $X = 0$ olarsa, $x = 0$ və $y = 1$ alınır. Deməli, maddə doymuş maye halında olduqda, onun quruluq dərəcəsi sıfır, nəmlik dərəcəsi isə vahidə bərabər olmalıdır.

(8.1) və (8.2) ifadələrindən $X=G$ olarsa, $x = 1$ və $y = 0$ alınır. Deməli, maddə quru doymuş buxar halında olduqda, onun quruluq dərəcəsi vahidə, nəmlik dərəcəsi isə sıfıra bərabər olmalıdır.

(8.1) ifadələrindən $G = 1 \text{ kg}$ olduqda, $x = X$ alınır. Buna görə də quruluq dərəcəsinə bəzən buxar tutumu da deyirlər.

Quruluq dərəcəsi 0 ilə 1 arasında dəyişir.

3-ci dövrdə, təzyiq sabit qalmaq şərti ilə xaricdən verilən istilik nəticəsində quru doymuş buxarın temperaturu qaynama temperaturundan yuxarı qalxdığından, qızmış buxara çevrilir. Deməli, temperaturu verilmiş təzyiqə uyğun qaynama temperaturundan böyük olan buxara qızmış buxar deyilir.

§ 8.2. Van-der-Vaals tənliyinin buxarlara tətbiqi

Van-der-Vaals tənliyi

$$(p + a/v^2)(v - b) = RT, \quad (8.3)$$

real qazlardan ötrü təklif olunmuş hal tənliyidir. Aydınır ki, bu tənlik Klapeyron-Mendeleyev tənliyinə iki düzəliş əlavə etməklə alınmışdır. Bunlardan biri a/v^2 –molekullar arasındakı ilişmə qüvvəsini, digəri b isə molekulların həcmələrini nəzərə alır. Həmin tənlikdəki $(v - b)$ sərbəst həcmi, yəni sıxılmada və genişlənmədə iştirak edən həcmi göstərir. Maddənin xüsusiyyətindən asılı olan a və b kəmiyyətləri Van-der-Vaals əmsalları adlanır.

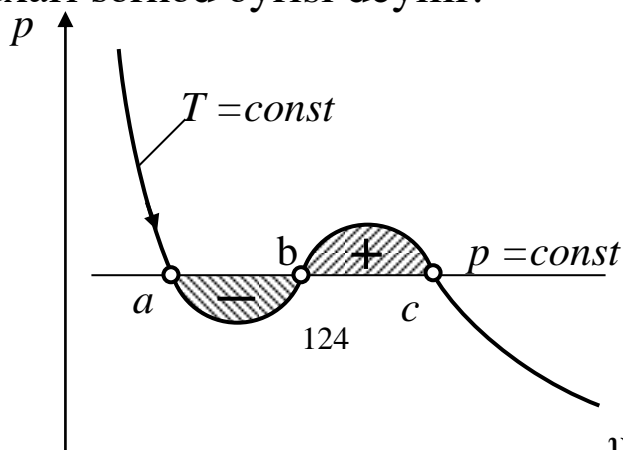
Van-der-Vaals tənliyi, maddənin yuxarıda qeyd etdiyimiz maye, buxar və qaz hallarını ardıcıl olaraq əks etdirə bilər. Bunu göstərmək çətin deyildir.

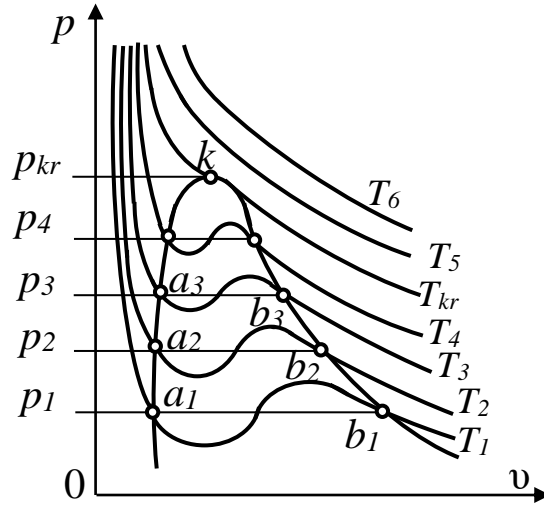
Bundan ötrü həmin tənliyi p - v koordinat sistemində qrafik şəklində təsvir etmək lazımdır. (8.3) tənliyində $T = const$ hesab edərək, $v = f(p)$ asılılığını, yəni izoterm tənliyini alırıq. Bu Van-der-Vaals izotermi 8.1-ci şəkildə göstərilmiş və burada izotermi izobar ilə üç nöqtədə, yəni a , b və c nöqtələrində kəsişməsi verilmişdir.

Buxarlar haqqında ümumi məlumat verdikdə, doymuş maye, nəm buxar və quru doymuş buxarın müəyyən təzyiqə uyğun olan eyni t_s - qaynama temperaturunda olduğunu qeyd etmişdik. Buna görə də 8.1-ci şəkildə göstərilən T izotermi p təzyiqinə uyğun olan qaynama temperaturu olarsa, a nöqtəsi doymuş mayenin, b nöqtəsi quru doymuş buxarın, c nöqtəsi isə nəm buxarın bir halını göstərir.

Qeyd etmək lazımdır ki, T izotermi p təzyiqinə uyğun olan qaynama temperaturu olması üçün 8.1-ci şəkildə ştrixlənmiş sahələr bir-birinə bərabər olmalıdır. Bunu isbat etmək üçün Van-der-Vaals izotermi abc ilə təcrübi izoterm ab -dən əmələ gələn tsiklə Klayziyus inteqralını tətbiq etmək lazımdır.

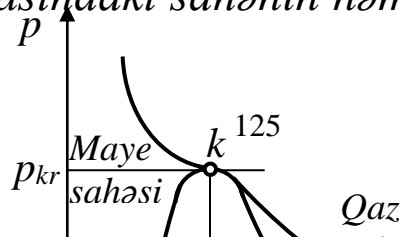
8.1-ci şəkildə bir təzyiqdən ötrü a və b nöqtələrinin qurulma üsulu göstərilmişdir. 8.2-ci şəkildə isə həmin a və b nöqtələri müxtəlif təzyiqlərdən ötrü qurulmuşdur. Burada a_1, a_2, a_3, \dots və b_1, b_2, b_3, \dots nöqtələri müxtəlif təzyiqlərdə olan doymuş mayenin və quru doymuş buxarın hallarını göstərir. a_1, a_2, a_3, \dots nöqtələrini birləşdirən əyriyə aşağı sərhəd əyrisi, b_1, b_2, b_3, \dots nöqtələrini birləşdirən əyriyə isə yuxarı sərhəd əyrisi deyilir.





Şək.8.2. Doymuş mayenin (a) və quru doymuş buxarın (b) müxtəlif təzyiqlərdə qaynama nöqtələrinin p - v diaqramında göstərilməsi

8.2-ci şəkildən görürük ki, T_{kr} ilə işarə olunan kritik izoterm göstərilən bütün izotermələri iki qrupa ayırır. T_{kr} -dən aşağıdakı izotermələri izobarlarla üç nöqtədə, T_{kr} -dən yuxarıdakı izotermələri isə izobarlarla yalnız bir nöqtədə kəşir. İzobar ilə izoterm bir nöqtədə kəşməsi maddənin Van-der-Vaals tənliyinə yox, Klapeyron-Mendeleyev tənliyinə tabe olmasını, yəni qaz halında olmasını göstərir. Buna görə də T_{kr} -dən yuxarı sahə, 8.3-cü şəkildə göstərildiyi kimi, qaz sahəsini təsvir edir. Həmin şəkildə, eyni zamanda maddənin müxtəlif halları, yəni T_{kr} izotermi ilə $x = 1$ yuxarı sərhəd əyrisi arasındakı sahənin qızışmış buxar sahəsi olması, $x = 0$ aşağı sərhəd əyrisi ilə $x = 1$ yuxarı sərhəd əyrisi arasındakı sahənin nəm buxar sahəsi olması,



$x = 0$ aşağı sərhəd əyrisi və kritik izotermi ilə p oxu arasındakı sahənin—maye sahəsi olması göstərilmişdir.

Sərhəd əyrilərinin kəsişmə nöqtəsi k – kritik nöqtə adlanır. Həmin nöqtənin parametrləri: p_{kr} – kritik təzyiq, v_{kr} – kritik həcm və t_{kr} – kritik temperaturdur. Hər maddənin özünəməxsus xüsusi kritik parametrləri vardır. Məsələn su üçün:

$$p_{kr} = 225,65 \text{ ata}, \quad v_{kr} = 0,00236 \text{ m}^3/\text{kg}, \quad t_{kr} = 374,15^\circ\text{S}.$$

p_{kr} – kritik təzyiq elə təzyiqdür ki, bu təzyiqdən aşağı təzyiqdə olan mayelər qaz halına buxarlanaraq, bu təzyiqdən yuxarı təzyiqlərdə olan mayelər isə qaz halına buxarlanmayaraq keçir.

v_{kr} – kritik həcm mayenin maksimum həcmidir, yəni maddənin xüsusi həcmi v_{kr} -dən böyük ola bilməz. t_{kr} – elə temperaturdur ki, maddə bu temperaturdan yuxarı temperaturda həmişə qaz halında olur.

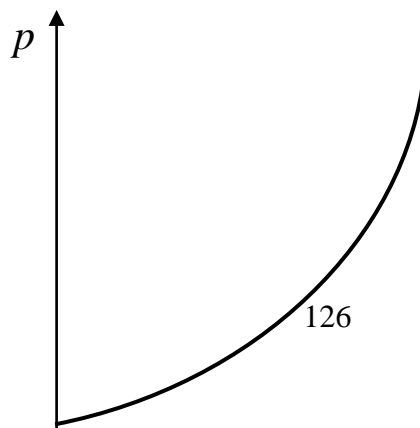
§ 8.3. Doymuş mayenin halını təyin edən əsas parametrlər

Qaynama temperaturu ilə təzyiq arasındakı asılılıq.

Qaynama temperaturu 8.4-cü şəkildə göstərilən kimi, təzyiqdən asılı olaraq dəyişir. Su üçün həmin əyrinin bir hissəsi, yəni 0,9-dan 40 ata kimi, riyazi olaraq aşağıdakı empirik düsturla ifadə edilir:

$$t_s = 100\sqrt[4]{p}, \quad (8.4)$$

burada p -nin qiyməti kg/sm^2 ilə verilməlidir.



Qeyd etmək lazımdır ki, bütün maddələri əhatə edən $t_s = f(p)$ asılılığı hələ aşkar şəkildə nəzəri olaraq tapılmamışdır. Buna görə də həmin asılılıq müxtəlif maddələr üçün müxtəlif empirik ifadələr şəklində verilir.

Ən çox yayılmış loqarifmik yarımempirik ifadə Klapeyron-Klauzius tənliyindən çıxarılır. Klapeyron-Klauzius tənliyi buxarlar üçün belə yazılır:

$$v'' - v' = \frac{1}{A} \frac{i'' - i'}{T_s} \frac{dT_s}{dp},$$

burada v' , i' və v'' , i'' —doymuş maye ilə quru doymuş buxarın xüsusi həcmi və entalpiyasını göstərir.

Yazdığımız tənlikdə v'' -ə nisbətən kiçik olan v' -i atdıqda, v'' -i təxmini olaraq Klapeyron-Mendeleyev tənliyinə əsasən RT_s/p ilə əvəz etdikdə və dəyişən gizli buxarlanma istiliyi $i'' - i' = r$ -i sabit götürdükdə alarıq ki,

$$dp/p = (r/AR)(dT_s/T_s^2)$$

Alınan ifadəni inteqralladıqda, p ilə T_s arasındakı asılılıq belə olur:

$$\lg p = a - b/T_s. \quad (8.5)$$

Alınan (8.5) tənliyini aşağıdakı şəkildə yazaraq,

$$- \lg p = a - b/(c+t_s). \quad (8.6)$$

burada a , b və c –kəmiyyətlərinə sabit əmsallar kimi baxılır.

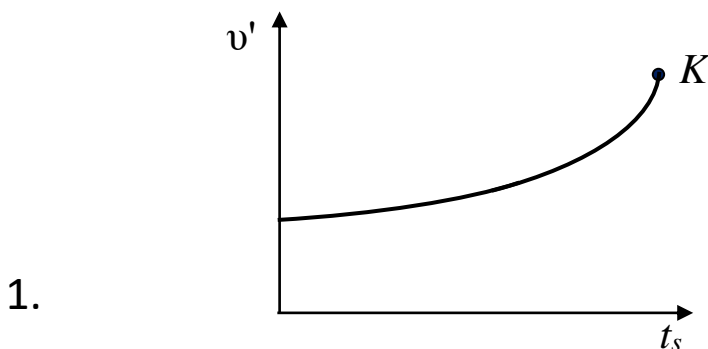
(8.5) və (8.6) tənliklərinə daxil olan a , b və c əmsalları, hər maddə üçün t_s -in p -dən asılı olaraq alınmış empirik qiymətlərinə əsasən tapılır.

Bütün mayelərdən ən yaxşı öyrəniləni sudur. Buna görə də, su üçün t_s ilə p arasındakı asılılıq, M. P. Vukaloviç tərəfindən tərtib edilmiş, quru doymuş su buxarı cədvəlində verilir. Həmin cədvəl (kitabın sonuna əlavə olunmuşdur) iki variantda tərtib olunur. Birinci variantda tərtib olunmuş cədvəl temperaturla (cədv.1), ikinci variantda tərtib olunmuş cədvəl isə təzyiqlə (cədv. 2) başlayır. Bu cədvəllər temperatura uyğun olan təzyiqlə və ya təzyiqlə uyğun olan temperaturu asanlıqla tapmağa imkan verir.

Doymuş mayenin həcmi

Doymuş mayenin xüsusi həcmnin temperaturundan asılılığı 8.5-c1 şəkildə göstərilmişdir. $v' = f(T_s)$ və ya $v' = \varphi(p)$ asılılıqları sudan ötrü, həmçinin qeyd etdiyimiz, quru doymuş su buxarı cədvəllərində verilmişdir.

$v_0 = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$ və $v_{kr} = 0,00326 \text{ m}^3/\text{kg}$ olduğundan, suyun temperaturu 0°S -dən t_{kr} –dək dəyişdikdə, onun xüsusi həcmi təxminən 3 dəfə böyüyəcək.



Şək. 8.5. Doymuş mayenin xüsusi həcmnin temperaturdan asılılığı

Doymuş mayenin istiliyi

1 kq mayeni, təzyiqi sabit qalmaq şərti ilə 0°S -dən qaynama temperaturunadək qızdırmaq üçün tələb olunan istiliyə doymuş maye istiliyi deyilir. Maye istiliyini q ilə işarə etsək:

$$q = \int_0^{t_s} c_p dt = \int_{273}^{t_s} c_p dT, \quad (8.7)$$

alırıq.

burada $c_p = f(t)$ – mayenin sabit təzyiqdəki istilik tutumudur.

Su üçün $c_p \approx 1$ qəbul etsək, (8.7) ifadəsinə əsasən, maye istiliyindən ötrü aşağıdakı yazılan sadə və təxmini ifadəni alırıq:

$$q \approx t_s \quad (8.8)$$

Bu ifadədən görünür ki, suyun qaynama temperaturu 70°S olarsa, onun qaynamasına təxminən 29,36 kJ istilik sərf olunmalıdır.

Doymuş mayenin entalpiyası

Temperaturun 0°S olan maye üçün yazılan $i_0 = U_0 + Apv_0$ entalpiya ifadəsində daxili enerjini, şərti olaraq sıfıra bərabər qəbul edirik. Bu halda $i_0 = Apv_0$ olacaqdır.

Qaynama temperaturunda olan mayenin entalpiyası 0°S də olan mayenin entalpiyası ilə maye istiliyinin cəmi-nə bərabər olmalıdır, yəni

$$i' = i_0 + q \text{ və ya } i' = q + Apv_0 \quad (8.9)$$

$p=427 \text{ ata}$ olduqda, $Apv_0 = 41,9 \cdot 10^3 \cdot J/kg$ olduqda, $p=42,7 \text{ ata}$ olmalıdır. Buradan görünür ki, alçaq təzyiqlərdə olan doymuş mayenin entalpiyası ədədi qiymətə maye istiliyinə və ya da qaynama temperaturuna bərabər olmalıdır, yəni

$$i' \approx q \approx t_s \quad (8.10)$$

Quru doymuş su buxarı cədvəlindən görünür ki, 10 atadək (8.10) ifadəsinə əsasən, ədədi qiymətə $i' \approx t_s$ qəbul etmək olar, çünki $p = 10 \text{ ata}$ olduqda, $t_s = 179,04^\circ\text{S}$ və $i' = 756 \text{ kJ/kg}$ olur.

Doymuş mayenin entropiyası

Mayeni, təzyiqi sabit saxlamaq şərti ilə 0°S -dən qaynama temperaturunadək qızdırdıqda, onun entropiya dəyişməsi belə ifadə olunmalıdır:

$$s' - s_0 = \int_{273}^{T_s} \frac{c_p dT}{T} \quad (8.11)$$

Bu ifadədə mayenin istilik tutumunu sabit və 0°S -dən entropiyasını sıfıra bərabər qəbul etsək, doymuş mayenin entropiyası belə olar:

$$s' = c_{pm} \ln (T_s/273) \quad (8.12)$$

Su üçün s' -in qiyməti, temperatur və ya təzyiq vasitəsi ilə quru doymuş su buxarı cədvəllərindən tapılır.

§8.4. Quru doymuş buxarın halını təyin edən əsas

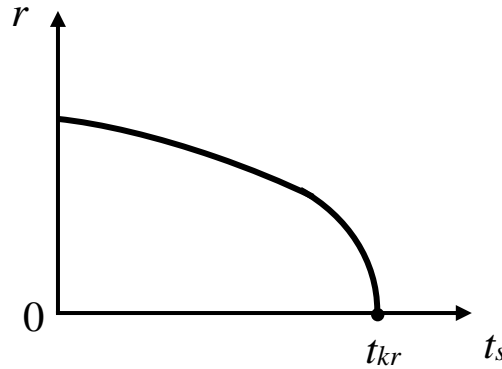
parametrlər

Quru doymuş buxar qaynama temperaturunda olduğundan, doymuş maye üçün verdiyimiz (8.4), (8.5) və (8.6) ifadələri quru doymuş buxara da aid olacaqdır.

Gizli buxarlanma istiliyi

1 kg doymuş mayeni, verilmiş təzyiqdə quru doymuş buxara çevirmək üçün tələb olunan istiliyə gizli buxarlanma istiliyi deyilir.

Gizli buxarlanma istiliyi, 8.6-cı şəkildə göstərildiyi kimi, temperaturdan asılı olaraq dəyişir və onun artması ilə kiçilərək kritik temperaturda sifira bərabər olur.



Şək. 8.6. Gizli buxarlanma istiliyinin temperaturdan asılılığı

Gizli buxarlanma istiliyi iki istilikdən ibarətdir:

$$r = \rho + \varphi, \quad (8.13)$$

burada $\rho = U'' - U'$ – daxili buxarlanma istiliyi, yəni daxili potensial enerjinin dəyişməsinə sərf olunan istilik;

$\varphi = Ap(v'' - v')$ – xarici buxarlanma istiliyi, yəni buxarlanmada görülən işə sərf olunan istiliktir.

Su üçün r -in qiyməti temperatur və ya təzyiq vasitəsi ilə quru doymuş su buxarı cədvəllərindən tapılır.

Quru doymuş buxarın entalpiyası

Quru doymuş buxarın entalpiyası doymuş maye ilə gizli buxarlanma istiliyinin cəminə bərabər olmalıdır.

$$i'' = i' + r. \quad (8.14)$$

Quru doymuş su buxarı cədvəlidən götürülmüş qiymətlərdən

$p = 25 \text{ ata}$	$t_s = 222,90^\circ\text{S}$	$t'' = 28043,7 \text{ kJ/kg}$
$p = 30 \text{ ata}$	$t_s = 232,76^\circ\text{S}$	$t'' = 28055,2 \text{ kJ/kg}$
$p = 35 \text{ ata}$	$t_s = 241,42^\circ\text{S}$	$t'' = 28052,5 \text{ kJ/kg}$
$p = 40 \text{ ata}$	$t_s = 249,18^\circ\text{S}$	$t'' = 28021,1 \text{ kJ/kg}$

və 8.7-ci şəkildən görürük ki, təzyiqin artması ilə t'' əvvəlcə artır, sonra isə azalır və p_{kr} -də minimum qiymət alır. Deyilənlərdən görünür ki, təzyiq təxminən 30 ata olduqda t'' maksimum qiymət alır.

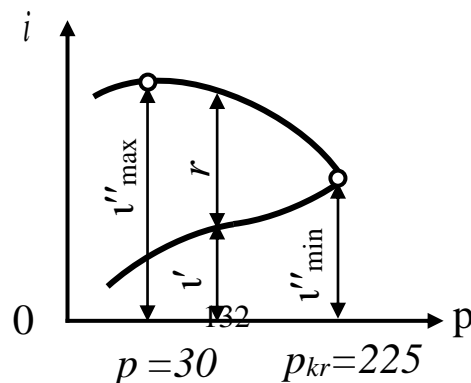
(8.9) ifadəsini nəzərə aldıqda, (8.14) ifadəsini belə də yazmaq olar:

$$i'' = q + r + Apv_0 \quad (8.15)$$

və ya

$$i'' = \lambda_s + Apv_0 \quad (8.16)$$

burada $\lambda = q + r$ quru doymuş buxar istiliyi adlanır, yəni temperaturu 0°S olan 1 kg mayeni, təzyiq sabit qalmaq şərti ilə quru doymuş buxara çevirmək üçün sərf olunan istilidir.



Alçaq təzyiqlərdə qəbul etmək olar ki,

$$t'' \approx \lambda_s$$

Quru doymuş buxarın entropiyası

Quru doymuş buxarın entropiyası s' -doymuş maye ilə $(s'' - s')$ – buxarlanma entropiyasının cəminə bərabərdir, yəni

$$s'' = s' + (s'' - s'),$$

burada

$$s'' - s' = \int_0^r \frac{\Delta Q}{T_s} = \frac{r}{T_s}$$

olduğundan

$$s'' = s' + \frac{r}{T_s}$$

və ya

$$s'' = c_{pm} \ln \frac{T_s}{273} + \frac{r}{T_s} \quad (8.17)$$

$s'' = f(T_s) = \varphi(p)$ olduğundan, su buxarı üçün onun qiyməti, adətən, temperatur və təzyiq vasitəsi ilə quru doymuş su buxarı cədvəlindən tapılır.

Quru doymuş buxarın xüsusi həcmi

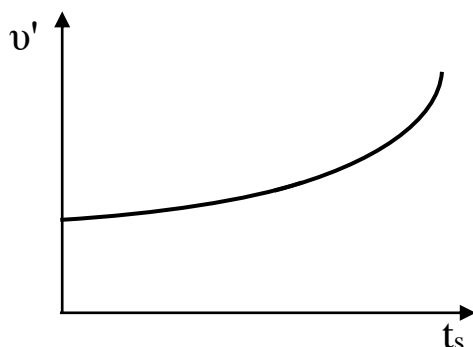
Quru doymuş su buxarının həcmi, temperatur və təzyiq məlum olduqda, Klapeyron-Klauzius tənliyi vasitəsi ilə

tapıla bilər.

Doymuş mayeni öyrəndikdə Klapeyron-Klauzius tənliyinin buxarlar üçün aşağıdakı şəkildə yazdığı qeyd edilmişdir.

$$v'' - v' = \frac{1}{A} \frac{r}{T_s} \frac{dT_s}{dp}$$

Təzyiq və ya temperatur məlum olduqda, v'' -in qiyməti həmin tənliklə hesablanıla bilər. Bundan ötrü v' ilə r -in qiymətləri su buxarı cədvəllərindən, dT_s/dp -nin qiyməti isə 8.8-ci şəkil vasitəsi ilə qrafiki surətdə, yəni $p = f(T_s)$ əyrisinə çəkilən toxunanın tangens bucağı kimi hesablanıla bilər.



Şək. 8.8. Quru doymuş buxarın həcmindən temperaturundan asılılığı

Su buxarı üçün v'' -in qiyməti 20 ata-dək, aşağıdakı empirik tənlikdən də tapıla bilər.

$$v'' \cdot p^{\frac{15}{16}} = 1,7235$$

burada p -nin qiyməti *ata* ilə ifadə olunmalıdır.

Sonuncu ifadəni belə də yazmaq olar:

$$\gamma'' = \frac{1}{v''} = \frac{p^{\frac{15}{16}}}{1,7235} = 0,58 \cdot p^{\frac{15}{16}} \quad \text{və ya} \quad \gamma'' \approx 0,5p$$

Bu düstura əsasən qeyd edirik ki, quru doymuş su buxarının xüsusi çəkisi 20 ata-dək ədədi qiymətcə təzyiqin yarısına bərabərdir.

Ümumiyyətlə qeyd etmək lazımdır ki, su buxarı üçün v'' -in qiyməti ya temperatur, ya da təzyiq vasitəsi ilə adətən, quru doymuş su buxarı cədvəllərindən tapılır.

§8.5. Nəm buxarın halını təyin edən əsas parametrlər

Nəm buxar qaynama temperaturunda olduğundan, doymuş maye üçün verdiyimiz (8.4), (8.5) və (8.6) ifadələri nəm buxara da aid olmalıdır.

Nəm buxar maye ilə quru doymuş buxarın qarışığından ibarət olduğundan, onun həcmi qarışığın həcmi kimi tapılır. 1 kq doymuş mayenin x kq-ı buxarlanarsa, əmələ gələn nəm buxarın həcmi $(1 - x)$ kq doymuş mayenin və x kq quru doymuş buxarın həcmindən ibarət olacaqdır:

$$v'' = (1 - x) v' + xv''$$

və ya

$$v'' = v' + (v'' - v') x \quad (8.18)$$

Həcmın tapılması üçün apardığımız mülahizəni entalpiyanın və ya entropiyanın tapılması üçün də tətbiq etsək, alarıq ki:

$$i = i' + (i'' - i') x, \quad (8.19)$$

$$s = s' + (s'' - s') x, \quad (8.20)$$

və ya

$$i = i' + r x, \quad (8.21)$$

$$s = s' + (r/T_s) x. \quad (8.22)$$

(8.18), (8.19) və (8.20) düsturlarına doymuş maye ilə quru doymuş buxarın parametrlərindən başqa, quruluq dərəcəsi də daxil olduğundan, nəm buxarın parametrlərini bilavasitə quru doymuş buxar cədvəllərindən tapmaq mümkün deyil.

Deməli, nəm buxarın parametrləri yazdığımız düsturlarla hesablanmalıdır və bunun üçün p ilə x və ya da t_s ilə x məlum olmalıdır.

Qızıxmış buxarın halını təyin edən əsas parametrlər

Qızıxmış buxar öz xassələrinə görə qazlara yaxın olduğundan, hal parametrləri arasındakı asılılıq ümumi şəkildə belə yazılır:

$$F(p, v, T) = 0.$$

Buxarlardan ötrü bir çox hal tənliyi təklif olunmuşdur. Bunlardan bir neçəsini su buxarı üçün göstərək:

Tumlirs-Linde tənliyi

$$p(v + 0,016) = 47,1T.$$

Molye tənliyi

$$v = 0,004702 (T/p) - 1,45 (T/100)^{3,2} - 5,8 p(T/100)^{13,5},$$

Bukaloviç-Novikov tənliyi

$$pv = 47,035T - 1/v \cdot \{ [63,2 + 10390,08/(T/100)^{2,468} - 0,04235T] + 1/v \cdot [9,35107/(T/100)^{2,468} - (1 - 21,5/T^{0,5}) \cdot 91786/(T/100)^{5,936} \cdot (1 + 0,0027/v)] \}$$

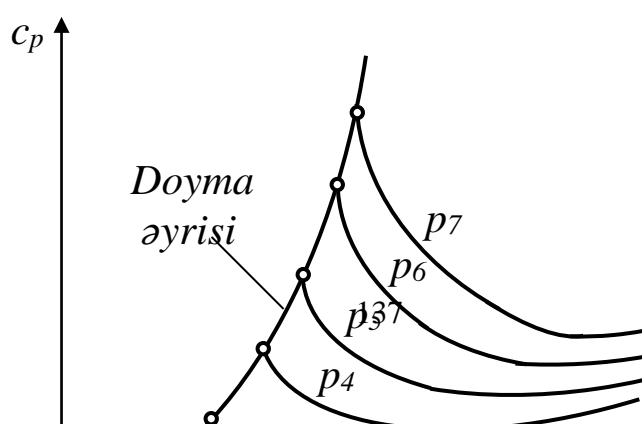
Qızışmış su buxarı üçün göstərdiyimiz tənliklərdən ən sadəsi olan Tumlirs-Linde tənliyi 16 *ata*-dək tətbiq oluna bilər. Bundan yuxarı təzyiqlərdə tənlik öz dəqiqliyini itirir.

Real qazların xüsusiyyətini və eləcə də molekulların asosiasiyasını nəzərə alan M. P. Vukaloviç və İ. İ. Novikov tənliyi, hazırda su buxarı üçün təklif olunmuş tənliklərdən ən dəqiqi hesab olunur.

Ümumiyyətlə, qeyd etmək lazımdır ki, qızışmış su buxarı üçün təklif olunan tənliklər çox mürəkkəb olduğundan, onlardan istifadə etmək çətindir. Buna görə də qızışmış su buxarının parametrlərinin tapılmasını sadələşdirmək məqsədi ilə qızışmış su buxarı cədvəli tərtib olunmuşdur. M. P. Vukaloviç tərəfindən tərtib olunmuş bu cədvəl kitabın axırındakı əlavədə verilmişdir.

Qızışmış su buxarının istilik tutumu

Qızışmış buxarın istilik tutumu 8.9-cu şəkildə göstəriləni kimi, həm temperatur, həm də təzyiqdən asılı olaraq dəyişir. Belə ki, temperaturun artması ilə istilik tutumu əvvəlcə azalır sonra isə artır. Təzyiqin artması ilə istilik tutumu həmişə artır.



Qızışma istiliyi. *1 kg* quru doymuş buxarı, təzyiq sabit qalmaq şərti ilə qızışmış buxara çevirmək üçün sərf olunan istiliyə qızışma istiliyi deyilir.

$$i - i'' = \int_{T_s}^T c_p dT = \int_{t_s}^t c_p dT = c_{p_m} \int_{t_s}^t (t - t_s) \quad (8.23)$$

$c_p = f(p, t)$ olduğundan, $i - i''$ təzyiq ilə temperaturun funksiyası olacaqdır.

Qızışmış buxarın istiliyi. Temperaturu $0^\circ S$ olan *1 kg* mayeni, sabit təzyiqdə qızışmış buxara çevirmək üçün sərf olunan istiliyə qızışmış buxarın istiliyi deyilir:

$$\lambda = \lambda_s + \int_{t_s}^t c_p dt = q + r + c_{p_m} \int_{t_s}^t (t - t_s) \quad (8.24)$$

Qızışmış buxarın entalpiyası. Qızışmış buxarın entalpiyası quru doymuş buxarın entalpiyası ilə qızışma istiliyinin cəminə bərabərdir

$$i = i'' + (i - i'') = i'' + \int_{t_s}^t c_p dt = \lambda_s + A p v_0 \quad (8.25)$$

Bu ifadəyə c_p – istilik tutumu daxil olduğundan, qızışmış buxarın entalpiyası həm təzyiq, həm də temperaturdan asılı olmalıdır.

Qızışmış buxarın entropiyası. Qızışmış buxarın entropiyası, quru doymuş buxarın entropiyası ilə qızışma entropiyasının cəminə bərabərdir, yəni

$$s = s' + (s - s'') = s'' + \int_{T_s}^T \frac{c_p dT}{T} \quad (8.26)$$

və ya

$$s = c_{p_m} \ln \frac{T_s}{273} + \frac{r}{T_s} + c_{p_m} \int_{T_s}^T \ln \frac{T}{T_s} \quad (8.27)$$

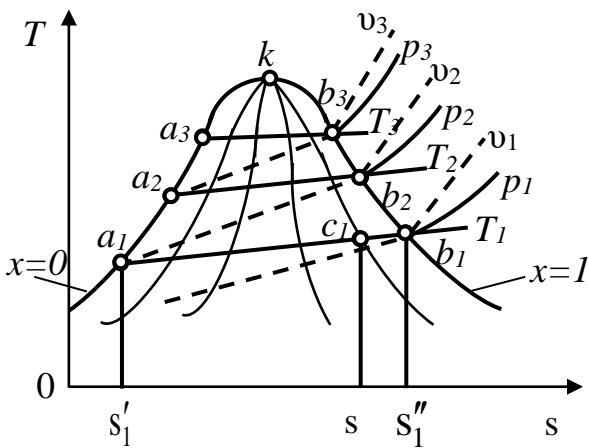
Qızışma entropiyası ($s - s''$) istilik tutumu ilə əlaqədar olduğundan, qızışmış buxarın entropiyası (s) təzyiqin və temperaturun funksiyası olacaqdır.

Qızışmış buxarlardan ötrü verilən düsturlardan görünür ki, qızışmış buxarın parametrlərini hesablamaq üçün həm təzyiq, həm də temperatur məlum olmalıdır. Bu parametrləri asanlıqla tapmaq üçün, onların təzyiq və temperaturdan asılı olaraq, qiymətləri kitaba əlavə olunmuş, qızışmış su buxarı cədvəlində verilmişdir.

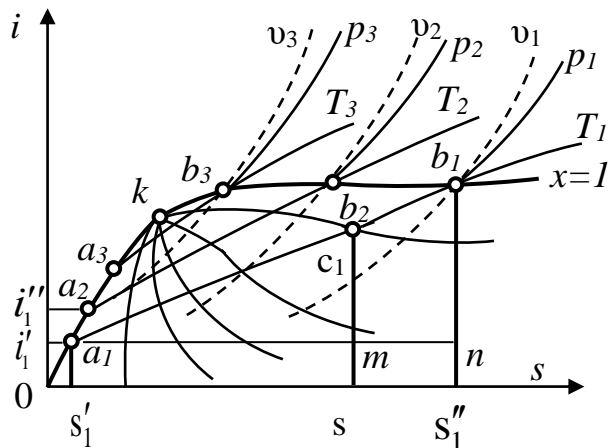
Suyun və su buxarının termodinamik xassələrinin öyrənilməsində keçmiş sovet alimləri M.P.Vukaloviç, V.A.Kirillin, A.Y.Şeyndlin, İ.İ.Novikov, H.İ.Əmirxanov, D.L.Timpot, N.B.Varqaftik, S.L.Rivkin, Y.3.Kazavçinski və başqalarının gördüyü işlər xüsusi qeyd olunmalıdır.

Su buxarı üçün T_s və i_s diaqramlarının qurulması

Su buxarından ötrü Ts və is diaqramlarını qurmaq üçün quru doymuş su buxarı cədvəlindən müəyyən p təzyiqinə uyğun olan t'_s, s'_1, s''_1, i'_1 , və i''_s parametrlərini götürək. Sonra (t'_s, s'_1) və (t'_s, s''_1) nöqtələrinin Ts diaqramında, (t'_s, s'_1) və (i''_s, s''_1) nöqtələrini is diaqramında quraraq a_1 və b_1 nöqtələrini alırıq (şəkil 8.10 və 8.11). Həmin qayda ilə p_2 və p_3 təzyiqlərinə uyğun olan a_2, b_2 və a_3, b_3 nöqtələrini qururuq. a_1, a_2, a_3, \dots nöqtələrini birləşdirən əyri $x = 0$ aşağı sərhəd əyrisini, b_1, b_2, b_3, \dots nöqtələrini birləşdirən əyri $x = 1$ - yuxarı sərhəd əyrisini verir.



Şəkil 8.10. Su buxarı üçün Ts diaqramının qurulması



Şəkil 8.11. Su buxarı üçün is diaqramının qurulması

Ts və is sistemlərinin nəm buxar sahəsində alınan a_1b_1, a_2b_2, a_3b_3 düz xətləri izobar-izotermik prosesləri göstərir. Bu proseslər Ts sistemində absis oxuna paralel, is sistemində isə maili düz xətlər şəklində olur.

İzobar-izotermik prosesin nəm buxar sahəsində maili düz xətt olması

$$i = i' + rx$$

və

$$s = s' + (r/T_s) x$$

ifadələrinin birgə həllindən alınan tənlikdən görünür:

$$i = (i' - T_s s') + T_s s$$

8.10 və 8.11-ci şəkillərdə bir də izopler adlanan $x = const$ əyriləri, yəni quruluq dərəcəsi sabit olan əyrilər göstərilmişdir. Həmin əyrilərin qurulması üçün hər iki sistemdə $a_1 c_1$ parçasının $a_1 b_1$ parçasına nisbətinin quruluq dərəcəsi olması nəzərdə tutulmuşdur, yəni

T_s sistemində

$$\frac{a_1 c_1}{a_1 b_1} = \frac{s - s'_1}{s''_1 - s'_1} = x$$

is sistemində

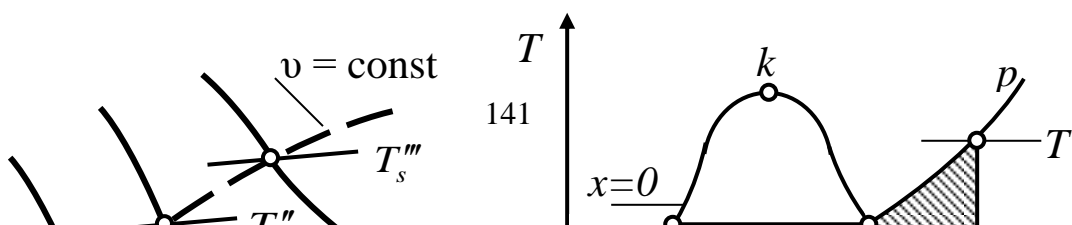
$$\frac{a_1 c_1}{a_1 b_1} = \frac{c_1 m}{b_1 n_1} = \frac{a_1 m}{a_1 n} = \frac{i - i_1}{i'' - i'_1} = \frac{s - s'_1}{s''_1 - s'_1} = x$$

Nəm buxar sahəsində izoterm ilə izobarın bir-birinin üzərinə düşdüyünü qeyd etmişdik. Qızışmış buxar sahəsində bu proseslərin bir-birindən fərqli olması 8.10 və 8.11-ci şəkillərdə göstərilmişdir.

İzoxorik prosesi nəm buxar sahəsində qurmaq üçün

$$v = v' + (v'' - v') x$$

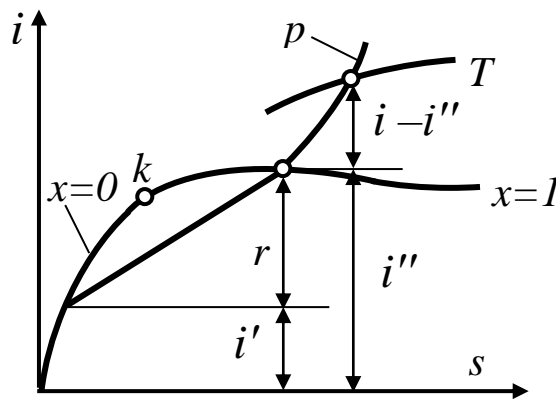
ifadəsindən istifadə edirik. Həmin ifadədə v -ni sabit hesab edərək, t -yə müxtəlif qiymətlər verib v' və v'' -in qiymətlərini quru doymuş su buxarı cədvəlindən götürürük və hər bir t -yə uyğun olan x -in qiymətini hesablayırıq. v -nin müəyyən qiyməti üçün aldığımız (t_1, x_1) , (t_2, x_2) ,... nöqtələrindən keçən əyri izoxorik prosesi verəcəkdir (şəkil 8.12). İzoxorik proseslər 8.10 və 8.11-ci şəkillərdə qırıq xətlərlə təsvir olunmuşdur.



q – maye istiliyinin, r – gizli buxarlanma istiliyinin və $(i - i'')$ qızışma istiliyinin qrafik təsviri 8.13 və 8.14-cü şəkillərdə verilmişdir.

is diaqramının Ts diaqramına görə üstünlüyü ondan ibarətdir ki, burada istilik düz xətt parçası ilə təsvir olunur.

is diaqramı ilk dəfə 1906-ci ildə Molye tərəfindən qurulmuşdur. Həmin diaqramda maksimum təzyiq 20 ata olmuşdur.



Şək.8.14. Gizli buxarlanma və qızışma istiliklərinin is diaqramında təsviri

M.P. Vukaloviç tərəfindən 1958-ci ildə qurulmuş is diaqramında isə təzyiq 0,01-dən 1000 *ata*-a dək, temperatur isə $30^{\circ}S$ -dən $1000^{\circ}S$ -dək götürülmüşdür. Həmin diaqram kitabın sonunda 1-ci əlavədə verilmişdir.

Doqquzuncu fəsil

9. Nəm hava

§ 9.1. Nəm hava haqqında əsas məlumat

Quru hava ilə su buxarının qarışığına nəm hava deyilir.

Həm havadan sənayenin bir çox sahələrində, xüsusən qurutma proseslərində istifadə edilir.

Həm havada su damcı və xırda buz kristalları şəklində ola bilər. Belə havanın fiziki halının öyrənilməsi ilə meteorologiya elmi məşğul olur.

Biz isə bu bəhsdə nəm havada su buxarının üç fazada, yəni qızışmış, quru doymuş və bəzən nəm buxar hallarında olmasını öyrənməklə məşğul olacağıq.

Həm havadan, təcrübədə atmosfer təzyiqində və ya buna yaxın təzyiqlərdə istifadə olunur. Məhz buna görə də belə nəm havaya ideal qazlar kimi baxıla bilər. Bu da nəm havanın termodinamik xassələrini öyrəndikdə, dəqiqliyi texniki hesablamalardan ötrü kifayət edən, ideal qaz qarışıqları üçün aldığımız bəzi ifadələrdən istifadə etməyə imkan yaratmış olur.

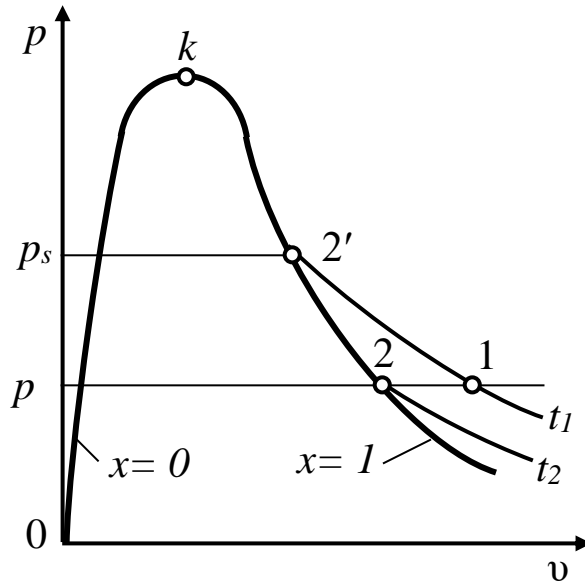
Dalton qanununa əsasən, qaz qarışığının, yəni nəm havanın təzyiqi, qarışığı təşkil edən komponentlərin, yəni quru hava ilə buxarın parsial təzyiqlərinin cəminə bərabərdir.

$$p_{nh} = p_{qh} + p_{bp} \quad (9.1)$$

Tutaq ki, p_v diaqramında (şəkil 9.1) nəm havanın temperaturu t_1 -dir. Bu temperatura uyğun olan su buxarının maksimal parsial təzyiqi p_s -ə, yəni doyma təzyiqinə bərabər olmalıdır. Ona görə nəm havada olan su buxarının parsial təzyiqi, nəm havanın temperaturuna uyğun olan p_s doyma təzyiqindən yüksək ola bilməz, yəni

$$p_b \leq p_s \quad (9.2)$$

$p_b < p_s$ olsa, nəm havadakı su buxarı qızmış buxar halında olacaqdır. (9.1-ci şəkildə 1 nöqtəsi). Belə nəm havaya doymamış nəm hava deyilir.



Şək.9.1. p v diaqramında nəm havanın təzyiqdən asılılığı

$p_b = p_s$ olduqda, nəm havadakı su buxarı qurudulmuş buxar halında olacaqdır (9.1-ci şəkildə 2' nöqtəsi). Belə nəm havaya doymuş nəm hava deyilir.

Tutaq ki, temperaturu t_1 olan doymuş nəm havanı təzyiqi sabit qalmaq şərti ilə soyuduruq. Bu halda həm havada olan qızışmış su buxarı da, parsial təzyiq $p_1 = p_b$ sabit qalmaq şərti ilə soyumalıdır. Su buxarının temperaturu 9.1-ci şəkildə göstərilən $t_2 = t_s$ temperaturuna bərabər olduqda, yəni qızışmış buxarda 1–2 prosesi əmələ gəldikdə, qızışmış buxar quru doymuş buxara və beləliklə, doymamış nəm hava doymuş nəm havaya çevrilir. Buradan belə çıxır ki, doymuş nəm hava, su buxarının parsial təzyiqinə uyğun olan doyma temperaturunda olmalıdır. Həmin temperatur, şəh nöqtəsi temperaturu adlanır.

Deməli, nəm havanın temperaturu, tərkibindəki buxarın parsial təzyiqinə uyğun olan doyma temperaturuna bərabər olarsa, belə temperatura şəh nöqtəsi temperaturu deyilir. Şeh nöqtəsi temperaturunda olan nəm havanı bir qədər də soyutsaq, proses nəm buxar sahəsində baş verdiyindən, buxarın parsial təzyiqi azalar və buxar kondensasiya etməyə başlayar. Şeh nöqtəsi temperaturu hiqrometr adlanan cihazla müəyyən edilir.

§ 9.2. Nəm tutum

Nəm havadakı buxarın çəkisinin quru havanın çəkisinə nisbətində çəki nəm tutumu deyilir

$$d = G_b/G_{q,h} \quad (9.3)$$

Quru havanın çəkisi, adətən, 1 kg götürüldüyündən, çəki nəm tutumu d , 1 kg quru havaya düşən nəmliyin (kg və ya qram ilə) çəkisini göstərir.

Bəzən mol nəm tutumundan da istifadə edilir.

Nəm havada olan buxarın mol sayının quru havanın mol sayının nisbətində mol nəm tutumu deyilir:

$$x = M_b/M_{q,h} = (G/\mu)_b/(G/\mu)_{q,b} = \mu_{q,b}G_b/\mu_bG_{q,b} \quad (9.4)$$

$\mu_{q,b} = 28,96$ və $\mu_b = 18,016$ olduğundan,

$$x = 1,61d \quad (9.5)$$

və ya

$$d = 0,622 x. \quad (9.6)$$

Nəm hava daxilində olan buxar və quru hava üçün Klapeyron – Mendeleyev tənliyini parsial təzyiqlər vasitəsi ilə yazsaq

$$\begin{aligned} p_b V &= M_b 848T, \\ p_{qh} V &= M_{qh} 848T. \end{aligned}$$

Bu ifadələri tərəf-tərəfə böldükdə alırıq ki,

$$p_b/p_{q,h} = M_b/M_{q,h}$$

(9.4) ifadəsini nəzərə alsaq, mol nəm tutumu aşağıdakı kimi olacaq:

$$x = p_b / p_{q,h}$$

(9.1) ifadəsini nəzərə aldıqda isə

$$x = p_b / (p_{n,h} - p_b), \quad (9.7)$$

burada $p_{n,h}$ -nəm havanın, yəni qaz qarışığının təzyiqini göstərir.

(9.6) düsturunda x -in qiymətini (9.7) ifadəsi ilə əvəz etsək, çəki nəm tutumu üçün alarıq:

$$d = 0,622 [p_b / (p_{n,h} - p_b)] \quad (9.8)$$

Su buxarının maksimum parsial təzyiqi (9.2) ifadəsinə əsasən nəm havanın temperaturuna uyğun quru doymuş buxarın p_s təzyiqinə bərabər olduğundan, bu təzyiq üçün çəki nəm tutumunun maksimum qiyməti belə ifadə edilir:

$$d_s = 0,622 [p_s / (p_{n,h} - p_s)] \quad (9.9)$$

Nəm havanın, yəni qaz qarışığının təzyiqi p_{nh} və çəki nəm tutumu d məlum olduqda, buxarın parsial təzyiqi p_b (9.8) düsturuna əsasən aşağıda göstərilən formuladan tapılır:

$$p_b = p_{n,h} d / (0,622 + d) \quad (9.10)$$

Bu ifadəni nəzərə aldıqda, Dalton qanununa görə yazılan (9.1) düsturundan, havanın parsial təzyiqi p_{qh} üçün aşağıdakı düsturu alarıq:

$$p_{qh} = 0,622 p_{n,h} / (0,622 + d) \quad (9.11)$$

§ 9.3. Mütləq nəmlik, nisbi nəmlik və doyma dərəcəsi

1 m^3 havada olan su buxarının çəkisinə mütləq nəmlik deyilir. Nəm havadakı su buxarının parsial təzyiqi $p_b = (G_b/V) R_b T$ olduğundan, mütləq nəmlik, ədədi qiymətcə, belə buxarın $\gamma_b = G_b/V$ xüsusi çəkisinə bərabər olmalıdır. Verilən təzyiq və temperaturda nəm havadakı su buxarı quru doymuş buxar halına gətirilərsə, $p_s > p_b$ olduğundan, $\gamma_s = G_b/V$ maksimum mütləq nəmliyi və ya maksimum xüsusi çəkisini ifadə etmiş olar.

Mütləq nəmliyin maksimum mütləq nəmliyə nisbətində nisbi nəmlik deyilir və φ ilə işarə edilir:

$$\varphi = \gamma_b / \gamma_s \quad (9.12)$$

Klapeyron-Mendeleyev tənliyini nəzərə aldıqda, (9.12) ifadəsini

$$\varphi = p_b / p \quad (9.13)$$

kimi yazıla bilər. Bu düstura əsasən, nisbi nəmliyə nəm havada olan su buxarının parsial təzyiqinin, eyni temperaturdakı quru doymuş su buxarının təzyiqinə (yəni su buxarının maksimum parsial təzyiqinə) nisbəti kimi də baxmaq olar.

Nəm havadakı su buxarının parsial təzyiqi p_b sıfır ilə p_s arasında dəyişdiyindən, nisbi nəmlik (9.13) ifadəsinə əsasən, 0 ilə 1 arasında dəyişməlidir.

Adətən, φ faizlə ifadə olunur.

(9.13) ifadəsinə görə $p_b = \varphi p_s$ olduğundan, (9.8) düsturunu, yəni çəki nəm tutumunu aşağıdakı kimi də ifadə etmək olar:

$$d = 0,622 \varphi p_s / (p_{nh} - \varphi p_s) \quad (9.14)$$

və ya

$$\varphi = d / (0,622 + d) p_{nh} / p_s. \quad (9.14')$$

φ , p_s və γ məlum olduqda, nəm havadakı su buxarının xüsusi çəkisi və parsial təzyiqi, (9.12) və (9.13) ifadələrinə əsasən, aşağıdakı düsturlardan tapıla bilər

$$\gamma_b = \varphi \gamma_s, \quad (9.15)$$

$$p_b = \gamma p_s. \quad (9.15')$$

Yazdığımız düsturlara daxil olan p_s və γ_s -in qiymətləri nəm havanın temperaturu vasitəsi ilə quru doymuş su buxarı cədvəlindən tapılır.

Doymamış nəm havanın çəki nəm tutumunun doymuş havanın çəki nəm tutumuna nisbətində doyma dərəcəsi deyilir və ψ ilə işarə edilir:

$$\psi = d_b / d_s. \quad (9.16)$$

(9.8) və (9.9) düsturlarını nəzərə aldıqda, (9.16) ifadəsi bir qədər dəyişir:

$$\psi = (p_b / p_s) \cdot [(p_{nh} - p_s) / (p_{nh} - p_b)]. \quad (9.17)$$

(9.13) düsturunu nəzərə aldıqda isə həmin düstura nisbi nəmlik də daxil olur:

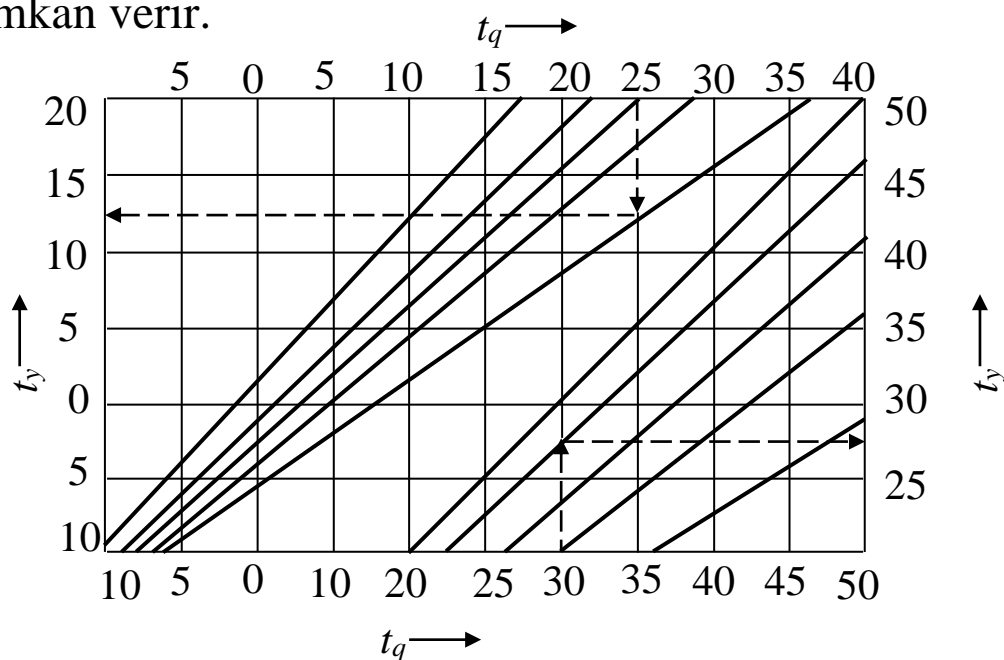
$$\psi = \varphi \cdot [(p - p_s) / (p - p_b)]. \quad (9.18)$$

Nisbi nəmlik psixrometr adlanan cihazla müəyyən edilir. Psixrometr iki termometrdən ibarətdir. Bunlardan biri yaş, digəri isə quru termometr adlanır. Yaş termometrin çivə kürəciyi su ilə isladılmış parçaya bükülmüşdür. Termometrlərin kürəciklərinə nəm hava üfürüldükdə, quru termometr t_q ilə işarə olunan nəm havanın temperaturunu, yaş termometr isə t_y ilə işarə olunan isladılmış parçadakı

suyun temperaturunu göstərər. Qeyd etmək lazımdır ki, yaş termometrın həqiqi temperaturu termometrın civə sütununa şüalanma və istilikkeçirmə ilə verilən istiliklə əlaqədardır. Həmin istiliklərin təsirini azaltmaq üçün üfləyici havanın sürətini artırmaq lazım gəlir.

Üfürülən havanın istiliyi tamamilə isladılmış parçadakı suyun buxarlanmasına sərf edilərsə, belə prosesə uyğun olan temperatura t_y yaş termometrın temperaturu deyilir.

Quru termometrə yaş termometrın temperaturlar fərqi ($t_q - t_y$) nəm havanın nəmliyindən asılı olaraq dəyişir. Təcrübədən müəyyən edilmiş həmin asılılıq 9.2-ci şəkildəki qrafiklə təsvir olunmuşdur. Psixrometrin göstərdiyi t_q və t_y temperaturlarını bildikdə, həmin diaqram φ -nin tapılmasına imkan verir.



Şək.9.2. Nəm havanın nəmliyindən asılı olaraq təcrübədən müəyyən edilmiş quru və yaş termometrlərin temperaturlarının asılılığı

Nəm havanın qaz sabiti və xüsusi çəkisi

İdeal qazlar bəhsindən məlumdur ki, qaz qarışığının qaz sabiti belə ifadə olunur

$$R = 848/\mu = 848/ [(r \mu)_{qh} + (r \mu)_b] .$$

Digər tərəfdən, parsial təzyiqin həcm hissəsi ilə qaz qarışığı təzyiqinin hasilinə bərabərliyi məlum olduğundan, yaza bilərik ki,

$$p_{qh} = r_{qh} p_{nh}; \quad p_b = r_b p_{nh} ,$$

$p_{nh} = p_{qh} + p_b$ olduğundan, həcm hissələri başqa cür də ifadə oluna bilər:

$$r_{qh} = (p_{nh} - p_b) / p_{nh}; \quad r_b = p_b / p_{nh}$$

Həcm hissələrinin bu ifadələrini nəzərə aldıqda, nəm havanın qaz sabitini aşağıdakı kimi yazmaq olar:

$$R = 848 / [\mu_{qh} - (\mu_b - \mu_{qh}) \cdot p_b / p_{nh}].$$

Quru hava ilə su buxarının molekul çəkirlərinin qiymətlərini yerinə yazsaq, nəm havanın qaz sabiti üçün belə bir düstur alarıq:

$$R = 848 / (28,96 - 10,94 \cdot p_b / p_{nh}). \quad (9.19)$$

Nəm havanın qaz sabitini bildikdən sonra, onun xüsusi çəkisi Klapeyron-Mendeleyev tənliyinə görə belə ifadə olunur:

$$\gamma = (28,96 p_{nh} - 10,94 \varphi p_b) / 848T \quad (9.20)$$

Bu ifadəyə əsasən demək olar ki, nəm havadakı su buxarının parsial təzyiqi p_b və nəm tutumu artdıqca, nəm havanın xüsusi çəkisi azalmalıdır. Deməli, eyni temperatur **və təzyiqdə olan nəm hava quru havadan yüngül olmalıdır.** (9.13) ifadəsinə görə $p_b = \varphi p_s$ olduğundan, (9.19), (9.20) düsturlarını bir qədər dəyişdirə bilərik:

$$R = 29,27 / [1 - 0,377 \varphi (p_s/p_{nh})], \quad (9.21)$$

$$\gamma = (p_{nh} - 0,377 \varphi p_s) / 29,27T. \quad (9.22)$$

Nəm havanın istilik tutumu və entalpiyası

Nəm hava daxilində olan quru havaya və su buxarına ideal qazlar kimi baxıldığından, onların istilik tutumları üçün aşağıdakı qiymətləri yazma bilərik:

$$c_{rq,h} = 1,006 \cdot 10^3 J/kg K; \quad c_{rb} = 1,97 \cdot 10^3 J/kg K.$$

İdeal qazın entalpiyası sabit təzyiqli istilik tutumu ilə temperaturun hasilinə bərabər olduğundan, 1kq quru havanın entalpiyası aşağıdakı qiyməti alacaq:

$$i_{q,h} = c_{rq} \cdot t = 0,24t. \quad (9.23)$$

Nəm hava daxilindəki su buxarı qızışmış halda olarsa, qızışmış su buxarının entalpiyası, buxar bəhsindən bildiyimizə görə, belə yazılmalıdır:

$$i = q + r + (i - i''),$$

və ya

$$i_{qb} = c_{rsu}t_s + r + (t - t_s),$$

burada c_{rsu} – suyun istilik tutumu;

r – gizli buxarlanma istiliyi;

t – nəm havanın temperaturu.

0 ilə 100°S arasında gizli buxarlanma istiliyinin temperaturdan, təxmini olaraq düz xətt, yəni

$$r = 595 - 0,55t_s,$$

üzrə asılı olduğunu və $c_{rsu}=1$; $c_{rqb} = 0,47$ qəbul etdikdə, qızışmış su buxarının entalpiyası üçün yazdığımız ifadə belə şəkil alar:

$$i_{qb}=595+0,47t. \quad (9.24)$$

$(I+d)$ kq nəm havanın entalpiyası I , tərkibindəki 1 kq quru havanın entalpiyası (i_{qh}) ilə d kq su buxarının (d) ($d \cdot i_{qb}$) entalpiyasının çəminə bərabərdir, yəni

$$I = i_{qh} + d i_{qb} \quad (9.25)$$

(9.23) və (9.24)-cü ifadələri nəzərə aldıqda, (9.25) düsturu, yəni $(I+d)$ kq nəm havanın entalpiyası belə ifadə olunur.

$$I = 0,24t + d(595 + 0,47t) \quad (9.26)$$

Bu ifadədən görünür ki, nəm havaya ideal qaz kimi baxdıqda, onun entalpiyası havanın temperaturu ilə çəki nəm tutumundan asılı olaraq dəyişir. (9.14) düsturundan istifadə etsək, (9.26) ifadəsi aşağıdakı kimi də yazıla bilər:

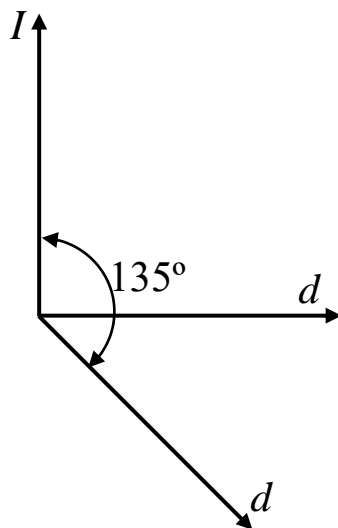
$$I = 0,24t + 0,622 [\varphi p_s / (p_{nh} - \varphi p_s)] (595+0,47t) \quad (9.27)$$

Nəm hava üçün $I - d$ diaqramı

Nəm hava ilə əlaqədar olan bir çox məsələlərin həllini sadələşdirmək məqsədi ilə prof. L. K. Ramzin 1918-ci ildə nəm hava üçün $I-d$ diaqramının qurulmasını təklif etmişdir. Belə diaqram, keçmiş SSRİ-nin mərkəzi rayonlarındakı barometrik təzyiqə uyğun olan 745 mm c. süt. üçün qurulur. Bu diaqramı qurmaqdan ötrü (9.26) ifadəsindən istifadə olunur. Müəyyən edilmişdir ki, $I-d$ diaqramını düzbucaqlı koordinat sistemi kimi qurduqda, ondan istifadə etmək əlverişsizdir. Çünki, belə diaqramda 100°S -yə uyğun izotermilə $\varphi = 1$ doyma əyrisi arasındakı sahə çox

kiçik alınır. Buna görə də həmin diaqramı I və d oxları arasında 135° olan, korbucaqlı koordinat sistemində təsvir etmək lazımdır (şəkil 9.3).

Belə diaqramların həqiqi absis oxu d , düzbucaqlı koordinat sisteminin absis oxu ilə 45° bucaq təşkil edir. Buna baxmayaraq, absis oxu şərti olaraq düzbucaqlı koordinat sisteminin oxu qəbul edilir və həqiqi absis oxu üzərində ölçülən d -lərin, yəni çəki nəm tutumunun qiymətləri şərti absis oxu üzərinə keçirilir. Deməli, belə diaqramda $d = const$ xətləri, yəni sabit nəm tutumu xətləri I oxuna paralel, $I = const$ xətləri, yəni izoentalpiyalar isə d oxuna paralel, yəni ordinat ilə 135° bucaq əmələ gətirir.



Şək. 9.3. Nəm hava üçün I — d diaqramı

Korbucaqlı koordinat sisteminin absis oxundan istifadə edilmədiyindən, adətən I — d diaqramı 9.3-cü şəkildəki kimi təsvir olunur.

Bu diaqramda izotermləri qurmaq üçün (9.26) ifadəsindən istifadə edilir. Bu ifadədə $t = const$ olduqda, $I = f(d)$ asılılığı alınır. Deməli, izotermlər həmin asılılığa uyğun olan $I = const$ xətləri ilə $d = const$ xətlərinin kəsişmə nöqtələrindən keçən düz xətlərdən ibarət olacaqdır.

$\varphi = const$ xətlərini, yəni sabit nisbi nəmlik xətlərini qurmaq üçün (9.27) ifadəsindən istifadə etmək lazımdır. Həmin ifadədə $\varphi = const$ olduqda, $I = f(t)$ asılılığı alınır.

Deməli, sabit nisbi nəmlik xətti $I = f(t)$ asılılığına uyğun olan izotermənlə izodinamaların kəsişmə nöqtələrindən keçməlidir. Həmin ifadəyə daxil olan $p_{nh} = 745 \text{ mm ç. süt.}$ p_s isə t -yə uyğun olan su buxarının doyma təzyiqidir.

Dördüncü bölmə **İstilikötürmə** **Onuncu fəsil**

10. Stasionar rejimdə istilikkeçirmə

§ 10.1. Ümumi anlayışlar və əsas qanun

İstilikkeçirmə anlayışı cisimləri təşkil edən atom, molekul və sərbəst elektronların hərəkəti ilə izah olunur.

Bərk dielektrik cisimlərdə və nazik təbəqəli hərəkətsiz mayelərdə istilikkeçirmə atom və molekulların bilavasitə bir-birinə dəyməsi (toxunması), metallarda əsasən sərbəst elektronların, nazik təbəqəli hərəkətsiz qazlarda isə atom və molekulların diffuziyası nəticəsində əmələ gəlir.

Cisimləri təşkil edən hissəciklərin hərəkət enerjisi temperaturla xarakterizə olunduğundan, baxılan cismin daxilində istiliyin istilikkeçirmə prosesi ilə yayılması, həmin cismin daxilində temperaturun paylanmasıdır.

Temperatur sahəsi

Hər hansı mühitin bütün nöqtələrindəki temperaturun istənilən andakı qiymətlərinin yığılına temperatur sahəsi deyilir.

Deməli, ümumi halda nəzərdən keçirilən mühitin müxtəlif nöqtələrində, müxtəlif zamanlarda temperatur müxtə-

lif ola bilər. Buna əsasən temperatur sahəsinin qeyri-aşkar şəkildəki tənliyi aşağıdakı kimi yazılmalıdır:

$$t = f(x, y, z, \tau), \quad (10.1)$$

burada t - ixtiyari nöqtənin temperaturu;

x, y, z , - nöqtənin koordinatları;

τ - zamandır.

Nəzərdən keçirilən mühitin nöqtələrinin temperaturu zamandan asılı olaraq dəyişərsə, belə temperatur sahəsinə qərarlaşmamış sahə, dəyişməzsə qərarlaşmış temperatur sahəsi deyilir.

Beləliklə, $t = f(x, y, z, \tau)$ və $dt/d\tau \neq 0$ qərarlaşmamış temperatur sahəsinin, $t = f(x, y, z, \tau)$ və $dt/d\tau = 0$ isə qərarlaşmış temperatur sahəsinin qeyri-aşkar şəkildə ifadəsidir.

Baxılan mühiddə temperaturun dəyişmə istiqamətindən asılı olaraq üç temperatur sahəsi olur:

a) bir istiqamətdə dəyişən birölçülü temperatur sahəsi;

b) iki istiqamətdə dəyişən ikiölçülü temperatur sahəsi;

v) üç istiqamətdə dəyişən üçölçülü temperatur sahəsi.

Beləliklə,

$$t = F(x, y, \tau) \quad (10.2)$$

ikiölçülü qərarlaşmamış temperatur sahəsinin və

$$t = F_1(x) \quad (10.3)$$

birölçülü qərarlaşmış temperatur sahəsinin tənliyidir.

Təcrübədə əsasən birölçülü qərarlaşmış temperatur sahəsinə rast gəlirik.

İzotermik səth

Mühitin eyni temperaturu nöqtələrinin həndəsi yerinə *izotermik səth* deyilir.

Bir nöqtədə eyni zamanda iki müxtəlif temperatur ola bilmədiyindən, müxtəlif izotermik səthlər haqqında aşağıdakıları demək olar:

a) izotermik səthlər bir-biri ilə kəsişə bilməz;

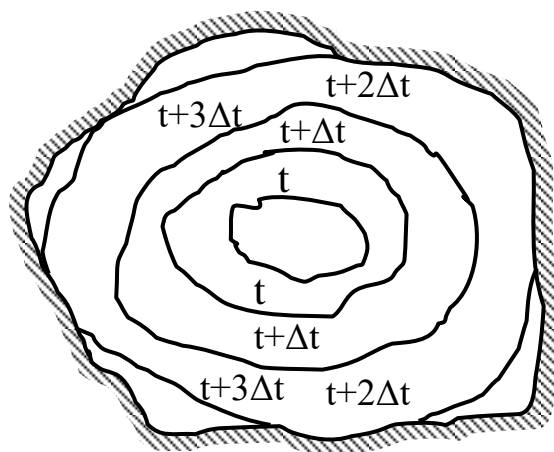
b) izotermik səthlər ya öz-özünə qapanır, ya da mühitin sərhədlərində qırılır.

Araşdırılan mühiti izotermik səthlərinə perpendikulyar istiqamətdə kəssək, izotermləri alarıq.

10.1-ci şəkildə izotermləri göstərilən temperatur sahəsi verilmişdir.

Temperatur qradienti

Temperatur sahəsində, temperaturun ancaq izotermik səthləri kəsmə istiqamətində dəyişməsi 10.1-ci şəkildən aydın görünür. İzotermlər arasında temperaturun artma sürəti, yəni verilmiş istiqamətdə izotermlərin temperatur fərqinin bu izotermlər arasındakı məsafəyə nisbəti, istiqamətdən asılı olub, izotermik səthlərə normal istiqamətində bu nisbət ən böyük qiymət alır.

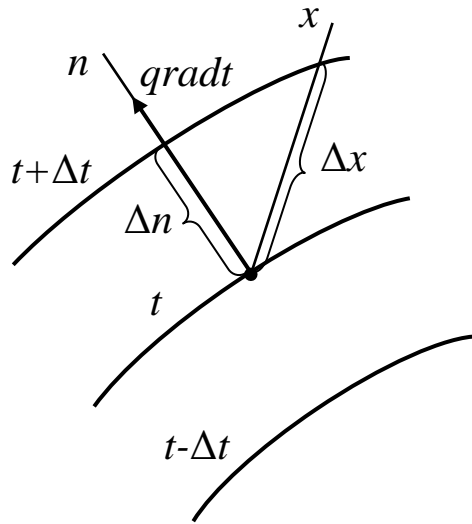


Şək.10.1. Temperatur sahəsində, temperaturun izotermik səthlərinin kəsmə istiqamətində dəyişməsinin həmin səthlər arasında normal istiqamətdəki məsafəyə nisbətinin limitinə *temperatur qradienti* deyilir və aşağıdakı kimi işarə olunur:

$$\lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta t}{\Delta n}, \quad \frac{dt}{dn} \text{ və ya } q_{\text{gradt}}.$$

Temperatur qradienti vektorial kəmiyyətdir. Bu vektor verilmiş nöqtədə izotermik səthin normalı üzərinə düşür və temperaturun artması istiqamətdə yönəlir (şəkil 10.2).

Temperatur qradienti $^{\circ}\text{S}/\text{sm}$ ilə ölçülür.



Şək.10.2.Temperatur qradientinin vektor diaqramı

İstilik seli

Hər hansı səthdən bir saatda keçən istilik miqdarına istilik seli deyilir və Q ilə işarə olunur.

Vahid səthdən vahid zamanda keçən istiliyin miqdarına xüsusi istilik seli deyilir və q ilə işarə edilir.

Texniki vahidlər sistemində istilik seli (Q) kJ/saat ilə ölçüldüyündən, xüsusi istilik seli belə ifadə olunur:

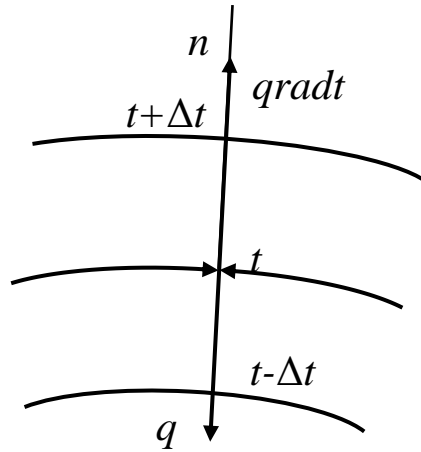
$$q = \frac{Q}{F}, \left[\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ saat}} \right] \quad (10.4)$$

İstilik seli temperaturun azaldığı tərəfə axdığından xüsusi istilik seli də temperatur azalan tərəfə yönəlir. İstilik seli vektorial kəmiyyətdir.

İstilikkeçirmənin əsas qanunu – Furiye qanunu

Furiye bərk cisimlərin istilikkeçirməsini öyrənmək məqsədi ilə apardığı bir çox təcrübələr nəticəsində belə qərara gəlmişdir ki, bərk cismin daxilində yayılan xüsusi istilik selinin miqdarı temperatur qradienti ilə düz mütənasibdir. Bu qanun ümumi şəkildə belə yazılır:

$$q = -\lambda \text{grad}t, \quad (10.5)$$



Şək. 10.3. Xüsusi istilik seli vektoru ilə temperatur qradienti vektorunun istiqamətinin müəyyən edilməsi

burada mənfi işarəsi xüsusi istilik seli vektoru ilə temperatur qradienti vektorunun istiqamətcə əks olmasını göstərir (şək.10.3).

λ - mütənasiblik əmsalıdır.

İstilikkeçirmə əmsalı

Furiye qanununun riyazi ifadəsindəki (10.5) mütənasiblik əmsalı (λ) müxtəlif cisimlər üçün müxtəlif olur və cis-

min *istilikkeçirmə əmsalı* adlanır.

Cismin fiziki parametri olan istilikkeçirmə əmsalının fiziki mənasını aydınlaşdırmaq məqsədi ilə Furye qanununu birölçülü qərarlaşmış temperatur sahəsi olan yastı divar üçün yazaq:

$$Q = \lambda \frac{\Delta t}{l} \cdot F \cdot \tau \quad (10.6)$$

burada Q – divarın daxilində yayılan istilik miqdarı, kJ ilə;
 Δt – divarın yan səthlərinin temperatur fərqi, $^{\circ}K$ ilə;
 l – divarın qalınlığı, m ilə;
 F – istilikkeçən sahə, m^2 ilə;
 τ – zaman, *saat* ilə;
 λ – divarın **maddəsinin** istilikkeçirmə əmsalıdır.

(10.6) ifadəsindən yaza bilərik ki,

$$\lambda = Ql / F \tau \Delta t, [Jm / (s m^2 K)]$$

$l = 1m$, $F = 1m^2$, $\tau = \text{saat}$ və $\Delta t = 1^{\circ}K$ qəbul etsək, $\lambda = Q$ olar.

Deməli, istilikkeçirmə əmsalı (λ) qəbul etdiyimiz şəraitdə, yəni qalınlığı $1m$, sahəsi $1m^2$ və kənar səthlərinin temperatur fərqi $1^{\circ}K$ olan yastı divardan bir saatda keçən istiliyin miqdarını göstərir.

İstilikkeçirmə əmsalının ölçü vahidi, adətən $[Jm / (sm^2 K)]$ götürülür.

Təcrübə göstərir ki, cisimlərin istilikkeçirmə əmsalı çox mürəkkəb funksiyadır. O, cismin quruluşundan, temperaturundan, sıxlığından, təzyiqindən və nəmliyindən asılı olduğundan, çox zaman onu nəzəri hesablamaq mümkün deyil. Buna görə cisimlərin istilikkeçirmə əmsalı təcrübədən tapılır və cədvəllərdə verilir.

İstilikkeçirmə əmsalının cədvəl qiymətlərindən istifadə

etdikdə çox ehtiyatlı olmaq lazımdır, çünki λ -nin çədvəl-dəki qiyməti müəyyən şəraitə uyğundur. Əgər baxılan şə-rait cədvəl şəraitindən fərqlənərsə, çədvəldəki qiyməti təq-ribi hesablamalarda götürmək olar. Çox dəqiq hesabla-malar tələb olunan hallarda isə λ laboratoriya şəraitində təcrübə yolu ilə tapılmalıdır.

Müəyyən şəraitdə götürülmüş materialın istilikkeçirmə əmsalının temperaturdan asılılıq qanununu bilmək böyük əhəmiyyətə malikdir, çünki daxilində konduksiya vasitəsi ilə istilik yayılan çismin müxtəlif nöqtələrində temperatur müxtəlif olur.

Təcrübə göstərir ki, bir çox cisimlər üçün λ temperatur-dan xətti asılıdır, yəni

$$\lambda = \lambda_0 \pm \beta t, \quad (10.7)$$

burada λ – həqiqi istilikkeçirmə əmsalıdır;

λ_0 – istilikkeçirmə əmsalının $^{\circ}S$ -dəki qiymətidir;

β – temperatur əmsalıdır;

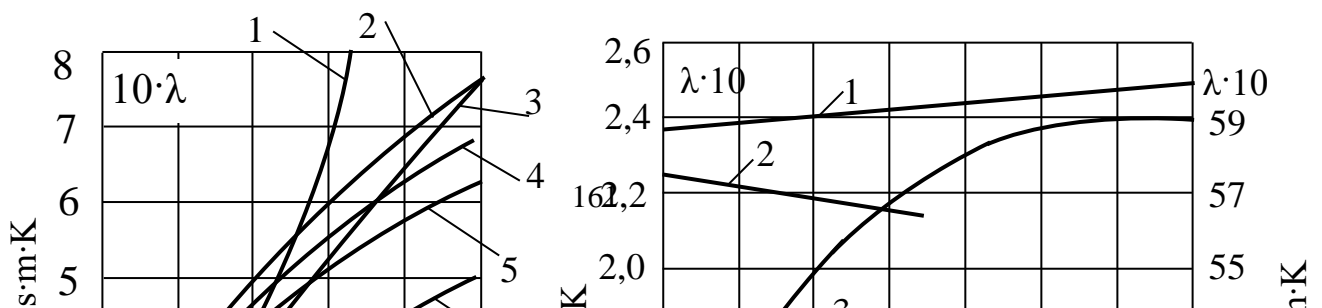
t – temperaturdur.

λ_0 və β təcrübədən tapılır.

Hesablamalarda çox vaxt istilikkeçirmə əmsalının orta qiymətindən istifadə edilir. Bu halda qərarlaşmış tempe-ratur sahəsində istilikkeçirmə əmsalının verilmiş t_1 və t_2 temperaturları arasındakı orta qiyməti, (10.7) ifadəsinə əsasən belə hesablanır:

$$\lambda_m = \lambda_0 \pm \beta [(t_1 - t_2)/2] \quad (10.8)$$

Müxtəlif maddələrin – qazların, mayələrin, tikinti və is-tilik izoləsində işləyən dielektrik materialların və metallar-ın istilikkeçirmə əmsallarının temperaturdan asılılıq qanu-nu 10.4; 10.5; 10.6 və 10.7-ci şəkillərdə göstərilmişdir.



Şekillərdən görünür ki, temperatur artdıqca qazların, tikinti və istilik izolə dielektrik materiallarının istilikkeçirmə əmsalı artır, mayelərin və əksər hallarda me-

talların istilikkeçirmə əmsalı isə azalır (su və qliserindən başqa).

Təcrübə göstərir ki, müxtəlif maddələrin istilikkeçirmə əmsalının mütləq qiyməti onların növündən asılı olaraq aşağıdakı hədlərdə dəyişir:

Cədvəl 10.1

S№	Maddələr	λ , [$Jm/(s m^2K)$]
1	Qazlar	0,005...0,500
2	Mayelər	0,08...0,60
3	Tikinti və istilik materialları	0,020...2,500
4	Metallar	2,5...360,0

Sənayenin və xalq təsərrüfatının müxtəlif sahələrində işlədilən və böyük əhəmiyyətə malik olan bəzi maddələrin və materialların istilikkeçirmə əmsalının qiymətləri kitabın axırında əlavə olunmuş cədvəllərdə verilmişdir.

Qazların istilikkeçirmə əmsalını nəzəri hesablamaq mümkün olmadığından, onların istilikkeçirmə əmsalı yuxarıda göstərilən cədvəllərdən götürülməlidir. Qaz qarışığı **additivlik** qanununa tabe olmadığından onun istilikkeçirmə əmsalı ancaq təcrübədən tapılmalıdır.

Assosiasiya etməyən mayelərin (benzol, toluol, ksilol və başqa karbohidrogenlər) istilikkeçirmə əmsalının qiyməti aşağıdakı düsturlardan tapıla bilər:

a) $t = 20^\circ S$ -də

$$\lambda_0 = 1,52 \cdot 10^{-4} / \mu^{(1/3)} \cdot \gamma^{(4/3)},$$

v) istənilən temperaturda

$$\lambda = \lambda_0 (\gamma / \gamma_0)^{(4/3)},$$

bu ifadələrdə λ_0 – $20^\circ S$ -də istilikkeçirmə əmsalı olub [$Jm/(s m^2K)$] ilə;

$c_{p.o}$ – 20° S-də sabit təzyiqdə xüsusi istilik tutumu olub [$J/(kgK)$] ilə;

γ_0 – 20° S-də xüsusi çəki, kg/m^3 ilə;

μ – molekul çəkisi;

λ – istənilən temperaturda istilikkeçirmə əmsalı olub [$Jm/(s m^2K)$] ilə;

γ – istənilən temperaturda xüsusi çəkidir, kg/m^3 ilə ölçülür.

Tikinti və istilik izolə materiallarının istilikkeçirmə əmsalı temperaturdan başqa, materialın həcm çəkisindən (sıxlığından) və nəmliyindən də asılıdır. Materialın xüsusi çəkisi artdıqça onun istilikkeçirmə əmsalında artır. Bunun səbəbi materialın daxilindəki məsamələrdə olan havanın miqdarının, yaxud hava məsamələrinin ölçüsünün kiçilməsi ilə izah edilməlidir.

Materialların nəmliyi artdıqça onların istilikkeçirmə əmsalı da artır. Nəmlik materialın istilikkeçirmə əmsalına çox təsir göstərir. Belə ki, nəm materialın istilikkeçirmə əmsalı suyun və quru materialın istilikkeçirmə əmsalından böyük olur. Məsələn, quru kərpiçin istilikkeçirmə əmsalı [$1,3 \cdot 10^3 Jm/(3600s \cdot m^2 \cdot K)$], suyunku isə [$2,1 \cdot 10^3 Jm/(3600s \cdot m^2 \cdot K)$] olduğu halda, nəm kərpiçin istilikkeçirmə əmsalı [$3,8 \cdot 10^3 Jm/(3600s \cdot m^2 \cdot K)$] olur.

Bu, quru material nəmləşdikdə onun mikroskopik hava məsamələrinə su dolması ilə izah olunur.

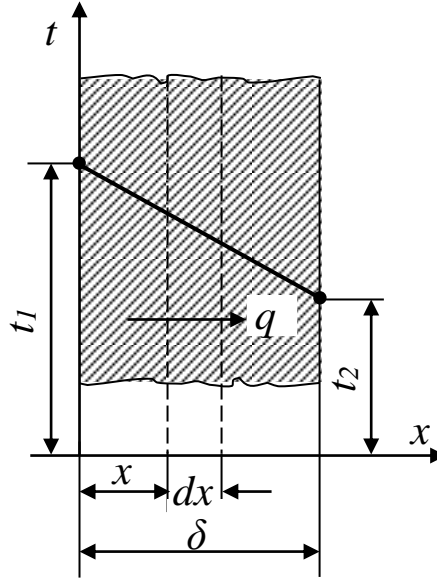
Yuxarıda qeyd olunduğu kimi, temperatur artdıqca bir çox metalların istilikkeçirmə əmsalı azalır. Metalın tərkibində müxtəlif qarışıqların olması, onun istilikkeçirmə əmsalının daha çox azalmasına səbəb olur. Məsələn, tərkibində 0,1% karbon olan dəmir üçün $\lambda = 209,5 \cdot 10^3 Jm/(3600s \cdot m^2 \cdot K)$, 1,0% karbon olan üçün, $\lambda = 167,6 \cdot 10^3 Jm/(3600s \cdot m^2 \cdot K)$, 1,5% karbon olan üçün isə $\lambda = 150,8 \cdot 10^3 Jm/(3600s \cdot m^2 \cdot K)$. Metalın tərkibindəki qarışığın onun istilikkeçirmə əmsalına təsiri müəyyən qanuna tabe olmadığından, metalın və metal qarışığının istilikkeçirmə əmsalının təcrübi tapılması yeganə düzgün üsuldür.

§ 10.2. Yastı divarın istilikkeçirməsi

Divarın ölçüləri və kənar səthlərinin temperaturu məlum olduqda, bu divardan istənilən müddət ərzində keçən istiliyin miqdarını və aralıq səthlərin temperaturunu Furiye qanununa əsaslanaraq tapmaq mümkündür.

Birtəbəqəli yastı divar

Qalınlığı δ , m istilikkeçirmə əmsalı λ və kənar səthlərinin temperaturu t_1 və t_2 olan eynicinsli yastı divar verilmişdir (şəkil 10.8).



Şək.10.8. Birtəbəqəli yastı divardan keçən istilik miqdarının təyini

Bu divarın λ əmsalının və kənar səthlərinin t_1 və t_2 temperaturunun sabit olduğunu, temperaturun ancaq divarın səthinə perpendikulyar istiqamətdə (x oxu üzrə) dəyişdiyini qəbul etsək, deyə bilərik ki, temperatur sahəsi birölçülü qərarlaşmış və izotermik səthlərin x oxuna perpendikulyar yastı səthlərindən ibarətdir. Aydındır ki, belə mühitdə xüsusi istilik seli (q) sabitdir.

Bu divarın daxilində iki izotermik səthlə məhdudlaşmış, qalınlığı dx olan sonsuz kiçik təbəqə üçün Furiye qanununa əsasən yazıla bilər ki,

$$q = -\lambda dt/dx, \quad (10.9)$$

buradan

$$dt = -(q/\lambda)dx. \quad (10.10)$$

Aldığımız ifadəni inteqrallasaq:

$$t = -(q/\lambda)x + C \quad (10.11)$$

Bu ifadədəki inteqral sabitini (C) tapmaq üçün, verilmiş şərtəndən istifadə edirik, yəni $x = 0$ olduqda, $t = t_1$ olduğundan (10.11) tənliyi aşağıdakı kimi olur:

$$C = t_1$$

Digər tərəfdən $x = \delta$ olduqda, $t = t_2$ olduğundan (10.11)-ci ifadədən alırıq ki,

$$t_2 = -(q/\lambda)\delta + t_1$$

Buradan xüsusi istilik seli üçün aşağıdakı ifadəni yazırıq:

$$q = (\lambda/\delta)(t_1 - t_2), [Jm/(s m^2)] \quad (10.12)$$

və ya

$$q = (t_1 - t_2)/(\delta/\lambda), [Jm/(s m^2)] \quad (10.13)$$

burada δ/λ – təbəqənin termik müqaviməti adlanır.

Deməli, baxılan divarın $1m^2$ səthindən 1 saatda keçən istiliyin miqdarı, divarın kənar səthlərinin temperatur fərqi ilə düz, termik müqaviməti ilə tərs mütənasibdir.

Sahəsi F , m^2 olan divardan, τ saatda keçən istiliyin miqdarı (Q) aşağıdakı ifadədən tapıla bilər:

$$Q = q \cdot F \cdot \tau = (\lambda / \delta) (t_1 - t_2) F \cdot \tau \cdot 4,19 \cdot 10^3 J \quad (10.14)$$

Yastı divarda temperaturun dəyişmə qanunu

Yastı divarın daxilində temperaturun dəyişmə qanunu divarın λ əmsalının sabit, yaxud dəyişən olmasından asılıdır. Bu hallara ayrılıqda baxaq.

a) Temperatur sahəsini qərarlaşmış və divarın materialının istilikkeçirmə əmsalını sabit qəbul edərək, (10.10) ifadəsini t_1 -dən t_x -ə və 0-dan x -ə qədər inteqrallasaq, alarıq ki,

$$t_x - t_1 = - (q/\lambda) x$$

buradan

$$t_x = t_1 - (q/\lambda) x, \quad (10.15)$$

yəni baxılan halda yastı divarda temperatur xətti dəyişir.

b) Temperatur sahəsinin qərarlaşmış və divarın materialının istilikkeçirmə əmsalının temperaturundan $\lambda = \lambda_0 + \beta t$ düz xətt üzrə asılı olduğunu qəbul etsək, Furiye qanunu belə yazılmalıdır:

$$q = - (\lambda_0 + \beta t) dt/dx$$

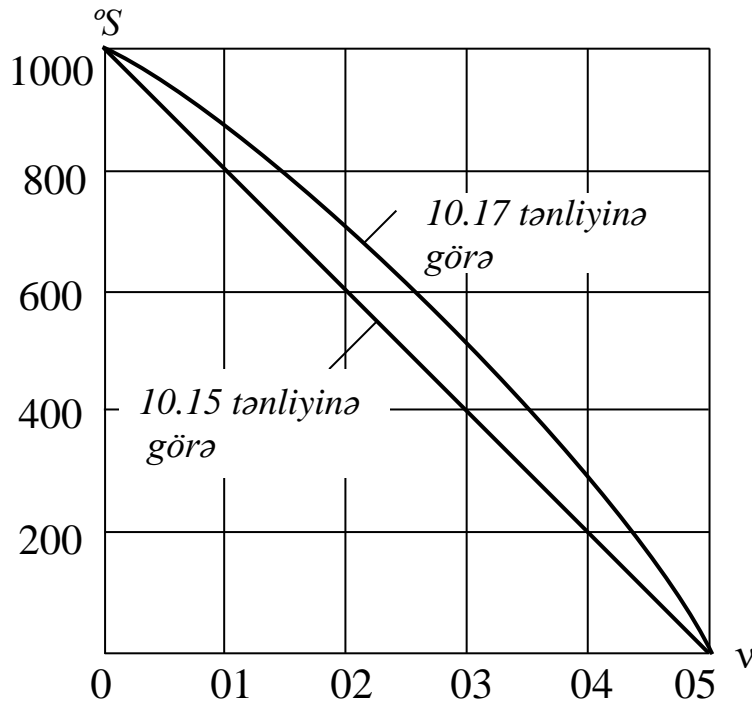
və ya

$$qdx = -(\lambda_0 + \beta t)dt. \quad (10.16)$$

q -nü, λ_0 -1 və β -ni sabit qəbul edərək, bu ifadəni 0-dan x -ə qədər və t_1 -dən t_x -ə qədər inteqrallayaraq, alınan kvadrat tənliyi t_x -ə görə həll etsək, alırıq ki,

$$t_x = -\frac{1}{\beta} + \sqrt{\left(\frac{1}{\beta} + t_1\right)^2 - \frac{2qx}{\beta\lambda_0}}. \quad (10.17)$$

Deməli, həqiqətdə yastı divarda temperaturun dəyişməsi əyri xətt üzrə olur və əyri xəttin qabarığı β əmsalının işarəsindən asılıdır. Belə ki, β müsbət olduqda əyrinin qabarığı yuxarı, mənfi olduqda isə aşağı olur. (şək. 10.9)



Şək. 10.9. Yastı divarda temperaturun dəyişməsi
Böyük dəqiqlik tələb edən hesablamalarda λ_0 istilik-keçirmə əmsalı dəyişən qəbul edilməlidir. Bu hal üçün tələb olunan hesablama düsturu aşağıdakı şəkli alır:

$$q = \{[\lambda_0 + \beta/2 (t_1 + t_2)] / \delta\} (t_1 - t_2), \quad (10.18)$$

burada $\lambda_{or} = (\lambda_1 + \lambda_2)/2 = [(\lambda_0 + \beta t_1) + (\lambda_0 + \beta t_2)]/2 = \lambda_0 + (\beta/2)(t_1 + t_2)$
 – ifadəsi divarın materialının verilmiş temperaturlar arasındakı orta istilikkeçirmə əmsalı adlanır.

Çoxtəbəqəli yastı divar

Materialları müxtəlif olan bir neçə təbəqədən ibarət divar çoxtəbəqəli divar adlanır.

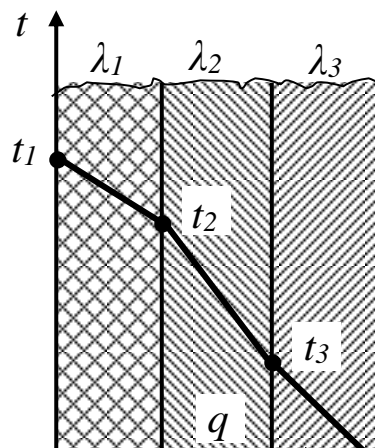
Təcrübədə əsasən çoxtəbəqəli divarlara rast gəlirik. Məsələn, bütün istilik qurğularının-sobaların, buxar qazanlarının kərpic hörgüsü, adətən, üç təbəqədən ibarət olur: birinci, odadavamlı kərpic təbəqəsi, ikinci, adi kərpic təbəqəsi; üçüncü isə istilik izolə təbəqəsidir.

Bir tərəfindən su, digər tərəfindən isə yanma məhsulu axan divarlar su tərəfindən ərp, qazlar tərəfdən isə his və kül təbəqəsi ilə örtüldüyündən, belə divarlar da üçtəbəqəli hesab edilməlidir.

Təcrübədə üçtəbəqəli yastı divara çox rast gəlirik. Buna görə üçtəbəqəli yastı divarın istilikkeçirməsini hesablamaq üçün lazım olan düsturların çıxarılışına baxaq.

Verilmiş üçtəbəqəli yastı divarın (şək. 10.10), təbəqələrinin qalınlığı δ_1 , δ_2 , və δ_3 təbəqələrin materiallarının istilikkeçirmə əmsalı λ_1 , λ_2 və λ_3 xarici səthlərinin temperaturu t_1 və t_4 məlum olduqda, divarın xüsusi istilik selini (q) və aralıq səthlərinin temperaturunu (t_2 və t_3) tapmaq lazım gəlir.

Təbəqələrin bir-birinə sıx, yəni aralıq səthlərin bütün nöqtələrində temperaturun eyni və temperatur sahəsinin qərarlaşmış olmasını qəbul etsək, hər təbəqə üçün (10.13) düsturuna əsasən yaza bilərik.



$$\left. \begin{array}{l} \text{Birinci təbəqə üçün } q = (\lambda_1 / \delta_1) (t_1 - t_2) \\ \text{İkinci təbəqə üçün } q = (\lambda_2 / \delta_2) (t_2 - t_3) \\ \text{Üçüncü təbəqə üçün } q = (\lambda_3 / \delta_3) (t_3 - t_4) \end{array} \right\} \quad (10.19)$$

Bu üç tənliyi birlikdə həll edərək, axtardığımız q , t_2 və t_3 məchullarını tapırıq.

Hər təbəqə üçün temperatur fərqi (10.19) ifadələrindən tapırlar:

$$\left. \begin{array}{l} t_1 - t_2 = q(\delta_1 / \lambda_1) \\ t_2 - t_3 = q(\delta_2 / \lambda_2) \\ t_3 - t_4 = q(\delta_3 / \lambda_3) \end{array} \right\} \quad (10.20)$$

Üçtəbəqəli divarın tam temperatur fərqi isə (10.20) ifadələrinə əsasən belə tapılır:

$$t_1 - t_4 = q[(\delta_1 / \lambda_1) + (\delta_2 / \lambda_2) + (\delta_3 / \lambda_3)] \quad (10.21)$$

Buradan isə baxılan divarın xüsusi istilik seli üçün aşağıdakı ifadəni alırıq:

$$q = (t_1 - t_4)[(\delta_1 / \lambda_1) + (\delta_2 / \lambda_2) + (\delta_3 / \lambda_3)] \quad (10.22)$$

Xüsusi istilik selini (q) müəyyən etdikdən sonra, aralıq səthlərin temperaturu (10.20) tənliklərindən tapılmalıdır:

$$\left. \begin{aligned} t_2 &= t_1 - q(\delta_1 / \lambda_1) \\ t_3 &= t_4 + q(\delta_3 / \lambda_3) \\ \text{ya da} \\ t_3 &= t_2 - q(\delta_2 / \lambda_2) = t_1 - q [(\delta_1 / \lambda_1) + (\delta_2 / \lambda_2)] \end{aligned} \right\} \quad (10.23)$$

Baxılan üçtəbəqəli divarda temperatur xəttini müəyyən etmək üçün (10.15) tənliyinə baxmaq lazımdır. Bu tənliyə əsasən hər təbəqədə temperatur düz xətt üzrə dəyişəcək, bütün divarda isə müxtəlif təbəqələrin istilikkeçirmə əmsalı müxtəlif olduğundan, temperaturun dəyişməsi sınıq xətt üzrə olmalıdır (şək. 10.10).

Divar n təbəqədən ibarət olarsa, onun hesablanma düsturları aşağıdakı şəkil alır:

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad (10.24)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{və} \\ t_2 &= t_1 - q(\delta_1 / \lambda_1); \\ t_3 &= t_1 - q[(\delta_1 / \lambda_1) + (\delta_2 / \lambda_2)]; \\ t_4 &= t_1 - q[(\delta_1 / \lambda_1) + (\delta_2 / \lambda_2) + (\delta_3 / \lambda_3)]; \\ &\dots\dots\dots \\ &\dots\dots\dots \\ t_n &= t_1 - q \sum_{i=1}^{i=n-1} \delta_i / \lambda_i \\ \text{və ya} \\ t_n &= t_{n+1} - q\delta_n / \lambda_n \end{aligned} \right\} \quad (10.25)$$

Qeyd etmək lazımdır ki, çoxtəbəqəli divarın aralıq

səthlərinin temperaturunu bilmək təcrübədə çox böyük əhəmiyyətə malikdir, çünki aralıq təbəqələrin materialı məhz bu temperatura əsasən seçilir.

§ 10.3. Silindrik divarın istilikkeçirməsi

Temperatur sahəsi qərarlaşmış olan silindrik divarda (boruda), xüsusi istilik seli qiymətcə dəyişən kəmiyyət olduğundan (sahə radiusu istiqamətdə dəyişdiyindən), yastı divar üçün aldığımız ifadələri silindrik divara tətbiq etmək olmaz. Buna görə də silindrik divara ayrıca baxmaq lazımdır.

Birtəbəqəli silindrik divar

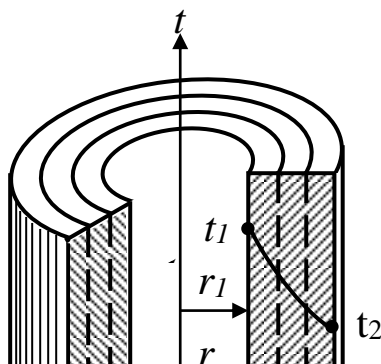
Uzunluğu l , daxili diametri d_1 , xarici diametri d_2 , daxili səthinin temperaturu t_1 və xarici səthinin temperaturu t_2 olan silindrik divarda (boruda) temperatur sahəsinin qərarlaşmış olduğunu və temperaturun ancaq radius istiqamətində dəyişdiyini qəbul etsək görürük ki, izotermik səthlər silindrik səthlərdən ibarətdir (şək. 10.11).

Yuxarıda qeyd olunduğu kimi, radius istiqamətdə xüsusi istilik seli qiymətcə dəyişdiyindən, mərkəzi oxdan r məsafəsində qalınlığı dr olan, həlqəvi sonsuz kiçik silindrik təbəqə üçün Furiye qanunu aşağıdakı şəkildə yazılmalıdır:

$$Q = -\lambda F (dt/dr) \tau = -\lambda 2\pi r l (dt/dr) \tau,$$

Buradan

$$dt = - (Q / 2\pi\lambda l \tau)(dt/r), \quad (10.26)$$



Bu ifadəni t_1 -dən t_2 -yə qədər və r_1 -dən r_2 -yə qədər inteqrallasaq

$$t_2 - t_1 = - (Q / 2\pi\lambda l\tau)(\ln r_2/r_1) \text{ alarıq}$$

və ya

$$t_1 - t_2 = (Q / 2\pi\lambda l\tau)(\ln r_2/r_1) \quad (10.27)$$

Buradan

$$Q = [(2\pi\lambda l\tau)/(\ln r_2/r_1)] (t_1 - t_2) = \\ = [(2\pi\lambda l\tau)/(\ln d_2/d_1)] (t_1 - t_2) 4,19 \cdot 10^3, J \quad (10.28)$$

Silindrik divardan bir saatda keçən istiliyin miqdarı silindrin (borunun) bir metr uzunluğuna və ya onun daxili, yaxud xarici səthinin vahid sahəsinə nisbətən götürülə bilər. Bu hallara uyğun hesablama düsturları aşağıdakı kimi olur.

$$\frac{Q}{l\tau} = q_1 = \frac{2\pi\lambda}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (t_1 - t_2) = \frac{\pi(t_1 - t_2)}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}, \left[\frac{J}{s \cdot m} \right], \quad (10.29)$$

$$\frac{Q}{\pi d_1 l \tau} = q_1 = \frac{2\lambda(t_1 - t_2)}{d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{(t_1 - t_2)}{\frac{d_1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}, \left[\frac{J}{s \cdot m} \right], \quad (10.30)$$

$$\frac{Q}{\pi d_2 l \tau} = q_2 = \frac{2\lambda(t_1 - t_2)}{d_2 \ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{(t_1 - t_2)}{\frac{d_2}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}, \left[\frac{J}{s \cdot m} \right], \quad (10.31)$$

Bu ifadələrdən alırıq ki,

$$q_l = \pi d_1 q_1 = \pi d_2 q_2, \quad (J/s \cdot m), \quad (10.32)$$

Silindrik divarda temperaturun hansı qanunla dəyişdiyini bilmək üçün (10.26) ifadəsini $t = t_1$ -dən $t = t_x$ -ə və $r = r_1$ -dən $r = r_x$ -ə qədər inteqrallayaraq alırıq:

$$t_x - t_1 = - [Q/(2\pi\lambda l \tau)(\ln r_x/r_1)]$$

$$t_x - t_1 = - \frac{Q}{2\pi\lambda l \tau} \ln \frac{r_x}{r_1}$$

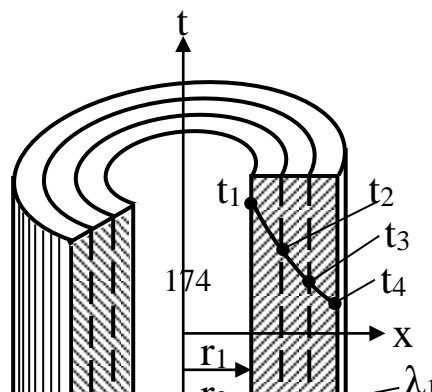
və ya

$$t_x = t_1 - \frac{Q}{2\pi\lambda l \tau} \ln \frac{r_x}{r_1} = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \ln \frac{d_x}{d_1} \quad (10.33)$$

Bu ifadədən, silindrik divarda (λ =sabit olduqda) temperaturun loqarifmik qanunla dəyişdiyini görürük (şək.10.11).

Çoxtəbəqəli silindrik divar

Təbəqələrin diametrləri (d_1, d_2, d_3, d_4), materialların istilik-keçirmə əmsalı ($\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$) və kənar səthlərinin temperaturu (t_1, t_4) məlum olan üçtəbəqəli silindrik divar verilmişdir (şək. 10.12).



Bu divarın xüsusi istilik selini və aralıq səthlərinin temperaturunu tapmaq tələb olunur.

Temperatur sahəsi qərarlaşmış olduqda hər təbəqədən keçən xüsusi istilik seli miqdarca bərabər və sabit olduğundan, (10.29) düsturuna əsasən yazıla bilər:

$$\left. \begin{array}{l} \text{I təbəqə üçün} \quad q_l = \pi(t_1 - t_2) / [(1/2\lambda_1) \ln d_2/d_1] \\ \text{II təbəqə üçün} \quad q_l = \pi(t_2 - t_3) / [(1/2\lambda_2) \ln d_3/d_2] \\ \text{III təbəqə üçün} \quad q_l = \pi(t_3 - t_4) / [(1/2\lambda_3) \ln d_4/d_3] \end{array} \right\} \quad (10.34)$$

buradan

$$\left. \begin{array}{l} t_1 - t_2 = (q_l / \pi 2\lambda_1) \ln d_2/d_1 \\ t_2 - t_3 = (q_l / \pi 2\lambda_2) \ln d_3/d_2 \\ t_3 - t_4 = (q_l / \pi 2\lambda_3) \ln d_4/d_3 \end{array} \right\} \quad (10.35)$$

Həmin ifadələri topladıqda alırıq ki,

$$t_1 - t_4 = \frac{q_l}{\pi} \left(\frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} \right), \quad (10.36)$$

buradan da

$$q_l = \frac{\pi(t_1 - t_4)}{\frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}}, \left[\frac{J}{s \cdot m} \right], \quad (10.37)$$

Xüsusi istilik seli müəyyən edildikdən sonra, aralıq səthlərin temperaturu tapılmalıdır:

$$\left. \begin{aligned} t_2 &= t_1 - \frac{q_l}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}; \\ t_3 &= t_2 - \frac{q_l}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} = t_1 - \frac{q_l}{2\pi} \left(\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} \right) \\ \text{ya da} \\ t_3 &= t_4 + \frac{q_l}{2\pi\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} \end{aligned} \right\} (10.39)$$

Çoxtəbəqəli silindrik divarda temperatur əyrisi sınıq əyri xətt olur.

Silindrik divar n təbəqədən ibarət olduqda onun xətti xüsusi istilik selinin ifadəsi aşağıdakı şəkli alır:

$$q_l = \frac{\pi(t_1 - t_{n+1})}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}, \left[\frac{J}{s \cdot m} \right] \quad (10.40)$$

On birinci fəsil

11. Konvektiv istilik mübadiləsi

Mayenin və ya qazın bərk cismin səthinə toxunması nəticəsində baş verən istilik mübadiləsi prosesinə konvektiv istilikvermə prosesi deyilir. Konvektiv istilikvermə prosesi həm istilikkeçirmə, həm də mayenin (qazın) hərəkəti nəticəsində əmələ gəlir. Mayenin (qazın) mol hissələrinin hərəkəti bir çox amillərdən, məsələn, hərəkətin növündən və rejimindən, mayenin (qazın) temperaturundan və fiziki xassələrindən, bərk cismin temperaturundan, for-

masından, xarici səthinin ölçülərindən və s. asılı olduğundan, konvektiv istilikvermə prosesi çox mürəkkəb proseslər sırasına daxildir.

§ 11.1. İstilikvermənin əsas tənliyi – Nyuton qanunu

Konvektiv istilikvermə prosesində iştirak edən istiliyin miqdarı Nyuton qanunu ilə təyin edilir. Nyuton qanununa görə, mayedən bərk cismin səthinə və ya əksinə verilən istiliyin miqdarı maye ilə bərk cismin toxunma səthinin sahəsi, onların temperatur fərqi və zamanla düz mütənasibdir, yəni

$$Q = \alpha F (t_m - t_c) \tau \quad (11.1)$$

burada Q – istilikvermədə iştirak edən istiliyin miqdarı, J ilə;

t_m – mayenin temperaturu, $^{\circ}S$ ilə;

t_c – bərk cismin səthinin temperaturu, $^{\circ}S$ ilə;

F – maye ilə bərk cismin toxunma səthinin sahəsi, m^2 ilə;

τ – zaman, saatla;

α – konvektiv istilikvermə əmsalıdır.

İstilikvermə əmsalı

Nyuton qanunundan (11.1) belə qərara gəlirik ki, maye ilə bərk cismin səthi arasındakı istilikvermə prosesində iştirak edən istiliyin miqdarı, verilmiş başqa şərtlər daxilində, əsasən, istilikvermə (α) əmsalından asılıdır. Bir çox amillərdən asılı olan α əmsalının fiziki mənasını aydınlaşdırmaq üçün Nyuton qanunundan istifadə edək. Bu ifadədə $t_m - t_c = 1^{\circ}S$; $F = 1m^2$ və $\tau = 1$ saat qəbul etsək, $Q = \alpha$ olur.

Deməli, istilikvermə əmsalı (α) müəyyən şəraitdə, yəni maye ilə səthin temperatur fərqi $1^{\circ}S$ və toxunma sahəsi

$l m^2$ olduqda, l saatda mayedən səthə və ya əksinə ($t_c > t_m$) olarsa) keçən istiliyin miqdarını göstərir.

α əmsalının fiziki mənasını, onun ölçü vahidindən də aydın görürük:

$$\alpha = Q/F \tau \Delta t, \quad (J/m^2 \cdot s \cdot K) \quad (11.2)$$

İstilikvermə əmsalı istilikvermə prosesinə təsir edən bütün amillərdən – bərk cismin səthinin formasından (Φ), ölçülərindən l_1, l_2, l_3 və səthinin temperaturundan (t_c), mayenin sürətindən (W), temperaturundan (t_m), özlülüyündən (μ), istilikkeçirmə əmsalından (λ), istilik tutumundan (c_p), sıxlığından (ρ) və s. asılıdır, yəni:

$$\alpha = f(\Phi, l, l_1, l_2, l_3, t_c, W, t_m, \mu, \lambda, \rho, c_p). \quad (11.3)$$

İstilikvermə əmsalı çox mürəkkəb funksiya olduğundan, onun istər nəzəri və istərsə də təcrübi tapılması böyük çətinliklərlə əlaqədardır.

§ 11.2. İstilikvermə prosesinə təsir göstərən amillər

İstilik mübadiləsi prosesində istilikvermə prosesi böyük əhəmiyyətə malik olduğundan, ona təsir göstərən əsas amillərlə bir qədər yaxından tanış olaq.

Mayenin hərəkətinin növü. Mayeni hərəkətə gətirən səbəbdən asılı olaraq mayenin hərəkəti iki növ olur: sərbəst və məcburi. Əgər mayenin hərəkəti, onun sıxlığının (deməli, temperaturunun) müxtəlif nöqtələrdə müxtəlif olması nəticəsində baş verirsə, belə hərəkətə sərbəst hərəkət, ya da təbii *konveksiya* deyilir.

Əgər mayenin hərəkəti xarici qüvvələrin (nasos, ven-

tilyator, kompressor və s.) təsiri nəticəsində baş verirsə, belə hərəkət məcburi hərəkət adlanır. İstər sərbəst, istərsə də məcburi hərəkətdə istilikvermə prosesinə əsasən hərəkətin rejimi təsir göstərir.

Mayenin hərəkət rejimi. Mayenin hərəkət rejimi laminar və turbulent olur.

Mayenin hissəcikləri kanalın oxuna paralel hərəkət edirsə, belə hərəkətə laminar rejimli, hissəciklər həm kanalın oxuna paralel, həm də perpendikulyar, yəni qarışıq (xaotik) hərəkət edərsə, belə hərəkətə turbulent rejimli hərəkət deyilir.

Laminar rejimli hərəkətdə hissəciklər bir-birinə paralel hərəkət etdiyindən, istilikvermə prosesi ancaq mayenin istilikkeçirməsindən əmələ gəlir. Mayelərin istilikkeçirmə əmsalı çox kiçik olduğundan, laminar rejimli hərəkətdə istilikvermə əmsalı da kiçik olur.

Turbulent rejimli hərəkətdə istilikvermə prosesi əsasən maye hissəciklərinin yerdəyişməsi nəticəsində əmələ gəldiyindən, istilikvermə prosesi intensiv gedir, yəni α əmsalı böyük olur.

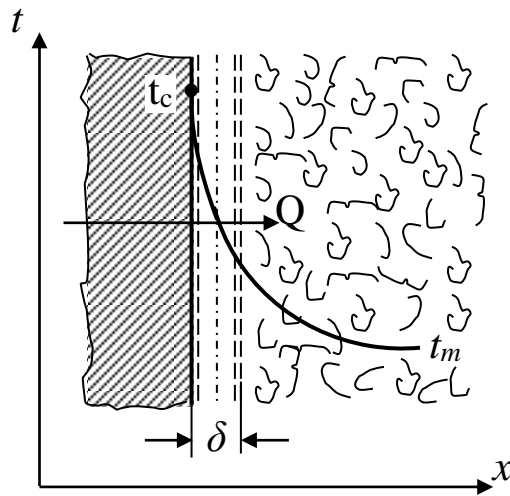
Təcrübə göstərir ki, mayenin hərəkət rejiminin turbulentlik dərəcəsindən asılı olmayaraq, divarın yaxınlığında olan maye təbəqəsi laminar rejimdə hərəkət edir. Bu təbəqəyə sərhəd təbəqəsi deyilir.

Mayenin özlülüyünün nəticəsi olan sərhəd təbəqəsində istilik ancaq istilikkeçirmə ilə yayıldığından və yuxarıda deyildiyi kimi, mayelərin istilikkeçirmə əmsalı kiçik olduğundan, turbulent rejimli hərəkətdə istilikvermə prosesinə əsas təsir göstərən amil sərhəd təbəqəsinin qalınlığıdır.

Sərhəd təbəqəsinin istilikvermə prosesinə təsiri 11.1-ci şəkildən aydın görünür.

Sərhəd təbəqəsinin qalınlığı (δ) nə qədər kiçik olarsa, istilikvermə əmsalı bir o qədər böyük olur. Sərhəd təbəqəsinin qalınlığı hərəkətin turbulentlik dərəcəsindən

asılıdır—rejimin turbulენტlik dərəcəsi artdıqca, sərhəd təbəqəsinin qalınlığı azalır.



Şək.11.1. Sərhəd təbəqəsinin istilikvermə prosesinə təsiri

Mayenin hərəkət rejimini təyin etmək üçün Reynolds kriterisindən istifadə edilir.

Mayelərin hərəkət rejimini öyrənən Reynolds müxtəlif mayelərlə apardığı təcrübələrin nəticəsində belə qərara gəlmişdir ki, mayelərin hərəkət rejimi mayenin hərəkət sürətindən, özlülüyündən və maye axan kanalın xarakterik ölçüsündən əmələ gəlmiş aşağıdakı kompleks kəmiyyətdən asılıdır:

$$Re = W \cdot d / \nu \quad (11.4)$$

Bu kompleks kəmiyyət Reynolds ədədi adlanır.

burad W – mayenin sürəti, m/san ilə;

d – kanalın xarakterik ölçüsü, m ilə;

ν – mayenin kinematik özlülüyüdür, m^2/san ilə.

Silindrik kanallar (borular) üçün (11.4) ifadəsində xarakterik ölçü diametr qəbul olunur. Kanalın en kəsik sahəsi ixtiyari şəkildə olarsa, xarakterik ölçü ekvivalent diametr qəbul olunur.

Ekvivalent diametr elə çevrənin diametrinə deyilir ki, onun sahəsi və perimetri baxılan kanalın en kəsiyinin sahəsinə və perimetrinə bərabər olsun.

Deməli,

$$F = \pi d_{ekv}^2 / 4 = d_{ekv} d_{ekv} / 4 = U d_{ekv} / 4,$$

ya da

$$d_{ekv} = 4F/U$$

burada F – kanalın en kəsiyinin sahəsi, m^2 ilə;

U – kanalın en kəsiyinin perimetridir, m ilə.

Mayenin hərəkət rejimini bilmək üçün Reynolds ədədi (Re) məlum olmalıdır.

(11.4) ifadəsindən tapılmış Reynolds ədədi (Re)2320-dən böyük olduqda, mayenin hərəkəti turbulent rejimli, 2320-dən kiçik olduqda laminar rejimlidir.

Səthin forması və ölçüləri. İstiliyi alan (yaxud verən) səthin formasının və ölçülərinin istilikvermə prosesinə təsiri çox böyükdür. Məsələn, yastı, yaxud silindrik səthin ölçülərindən və vəziyyətindən (üfiqi, şaquli, maili) istiliyi alan (verən) səthin aşağı və ya yuxarı çevrilməsindən asılı olaraq mayenin hərəkət şəraiti, deməli istilikvermə prosesi müxtəlif olur.

Mayeinin özlülüyü. Hərəkət edən mayenin hissəciklərinin və ya paralel təbəqələrinin sürəti müxtəlif olduğundan, onların arasında hərəkətin əksinə yönəlmiş sürtünmə qüvvəsi əmələ gəlir. Bu sürtünmə qüvvəsini xarakterizə edən kəmayyətə *mayenin özlülüyü* deyilir.

Müxtəlif sürətlə hərəkət edən maye təbəqələri arasında əmələ gələn sürtünmə qüvvəsi, Nyuton qanununa əsasən, aşağıdakı düsturla tapılır:

$$S = \mu F \cdot dW/dn, \quad (11.5)$$

burada F – hərəkət edən təbəqələrin toxunma səthinin sahəsi, m^2

ilə;
 dW/dn – təbəqələr arasında sürət qradienti, $(m/s)/m$ ilə;
 S – sürtünmə qüvvəsi, kg -la;
 μ – daxili sürtünmə əmsalı və ya özlülük əmsalıdır, kg/m^2 ilə.

$$F = 1m^2 \quad \text{və} \quad dW/dn = (m/s)/m$$

olarsa, (11.5)-ci düsturdan alırıq ki,

$$S = \mu$$

Deməli, mayenin özlülük əmsalı toxunma səthinin sahəsi $1m^2$ və aralarındakı sürət qradienti $1(m/s)/m$ olan iki paralel axan maye təbəqələri arasında əmələ gələn sürtünmə qüvvəsidir.

Mayelərin özlülüyü temperaturdan asılı olur, təcrübədən tapılır və cədvəllərdə verilir.

Şərti olaraq, mayenin özlülük əmsalının (μ) sıxlığa (ρ) nisbətində kinematik özlülük (ν), özlülük əmsalı ilə sərbəst düşmə təcilinin (g) hasilinə isə dinamik özlülük (η) deyilir. Yəni $\nu = \mu/\rho$, (m^2/s) kinematik özlülük, $\eta = \mu \cdot g$, $kg/m \cdot s$ dinamik özlülükdür.

Temperaturkeçirmə əmsalı. İstilikvermə prosesinə, bəzi hallarda mayenin bir sıra parametrlərindən təşkil olunmuş kompleks kəmiyyətlər təsir göstərir. Belə kompleks kəmiyyətlərdən biri də temperaturkeçirmə əmsalıdır.

Temperaturkeçirmə əmsalı qərarlaşmayan temperatur sahəsi olan mühitdə temperaturun yayılma sürətini xarakterizə edir.

Cismin daxilində temperaturun yayılma sürəti həmin cismin istilikkeçirmə əmsalı ilə düz və həcmi istilik tutumu ilə tərs mütənasib olduğundan, yazı bilərik ki,

$$a = \lambda/c'_p = \lambda/\gamma c_p, \quad (m^2/saat)$$

burada λ – cismin istilikkeçirmə əmsalı, $J/m \cdot s \cdot K$ ilə;
 γ – cismin xüsusi çəkisi, kg/m^3 ilə;
 c'_p – sabit təzyiqdəki həcmi istilik tutumu, $4,19 \cdot 10^3 J/m^3 \cdot K$
ilə;
 c_p – sabit təzyiqdəki çəki istilik tutumu, $4,19 \cdot 10^3 J/kg \cdot K$ ilə;
 α – temperaturkeçirmə əmsalıdır, $m^3/saat$ ilə.

§ 11.3. Oxşarlıq nəzəriyyəsi haqqında qısa məlumat

Mürəkkəb hadisənin təcrübi öyrənilməsinin nöqsan cəhəti ondan ibarətdir ki, öyrənilən hadisə üçün alınan nəticəni həmin hadisədən bir qədər fərqlənən başqa hadisəyə tətbiq etmək mümkün olmur, yəni hər bir hadisəni ayrıca təcrübə ilə öyrənmək lazım gəlir.

Bu uyğunsuzluq mürəkkəb hadisəni riyazi üsulla öyrəndikdə, təbiətin ümumi qanunlarına əsasən tərtib edilən differensial tənliklərdən alınan nəticəyə tamamilə əksdir.

Beləliklə, mürəkkəb fiziki hadisələri öyrənmək üçün mövcud olan iki üsuldən biri – nəzəri üsul keyfiyyətə eyni olan bir çox hadisələri ifadə edən differensial tənliklərdən bizi maraqlandıran və birqiymətlik şərtləri ilə xarakterizə olunan hadisəyə keçməyi təmin edir. Digər təcrübi üsul isə bir hadisəni təcrübi yol ilə öyrəndikdə, alınan nəticələri öyrənilən hadisədən fərqlənən hadisələrə tətbiq etməyə imkan vermir.

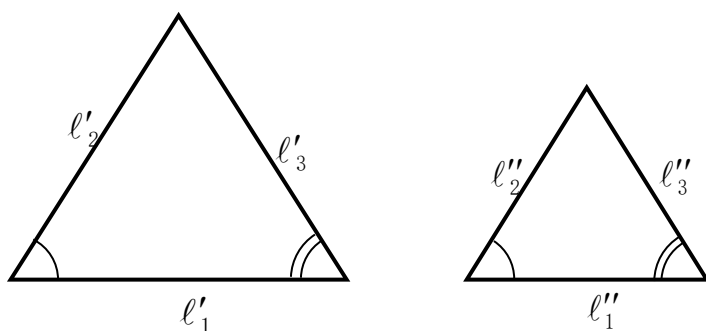
Tədqiqatlar göstərir ki, keyfiyyətə eyni olan mürəkkəb fiziki hadisələri öyrəndikdə, bu üsulları birləşdirməklə oxşarlıq nəzəriyyəsinə əsasən öyrənilən hadisənin nəticələrini keyfiyyətə eyni olan (oxşar olan) bütün hadisələrə tətbiq etmək olur. Buna görə mürəkkəb fiziki hadisələrin öyrənilməsində oxşarlıq nəzəriyyəsi əsas yer tutur.

Oxşarlıq anlayışına ilk dəfə həndəsədə rast gəlinir. Oxşar üçbucaqların (şəkil 11.2) uyğun tərəflərinin mütənasib olması onların əsas xüsusiyyətini təşkil edir. Bir üçbucağın

tərəflərinin uzunluqlarını $l'_1, l'_2, \text{və } l'_3$ ilə, ona oxşar digər üçbucağın uyğun tərəflərinin uzunluqlarını $l''_1, l''_2, \text{və } l''_3$ ilə işarə etsək, həndəsi oxşarlıq şərti üçün aşağıdakı riyazi ifadəni alırıq:

$$l''_1/l'_1 = l''_2/l'_2 = l''_3/l'_3 = c, \quad (11.6)$$

burada c mütənasiblik əmsalı olub, oxşarlıq sabiti adlanır.



Şək. 11.2. Oxşarlıq nəzəriyyəsinin həndəsi analizi

Oxşar həndəsi fiqurların bütün uyğun parçaları üçün bu şərt, yəni (11.6) ifadəsi, öz gücündə qalır. Oxşar üçbucaqların bu xüsusiyyətindən istifadə edərək təcrübədə bir çox məsələləri, məsələn, bir cismə qədər olan məsafəni və ya çayın enini ölçmədən tapmaq mümkündür.

Tədqiqatlar göstərir ki, oxşarlıq anlayışı fiziki hadisələrə də tətbiq edilə bilər. Bu halda oxşarlıq anlayışından tam mənada o vaxt istifadə etmək olar ki, baxılan fiziki hadisələrin oxşarlıq şərtləri məlum olsun. Fiziki hadisələrin oxşarlıq şərtlərini müəyyənləşdirməzdən əvvəl deməliyik :

- oxşarlıq anlayışı həm forma, həm də məzmunca eyni olan riyazi tənliklərlə ifadə olunan və keyfiyyətə eyni olan bircinsli fiziki hadisələrə tətbiq edilə bilər;
- oxşar hadisələr həndəsi cəhətdən oxşar olan mühitdə baş verə bilər;

- oxşar hadisələri tədqiq etdikdə ancaq mühitlərin uyğun nöqtələrində və uyğun anlarında götürülən eyni cinsli kəmiyyətləri müqayisə etmək olar;
- oxşar hadisələri xarakterizə edən bütün kəmiyyətlərin sahələri oxşar olmalıdır. Yəni birinci hadisə baş verən mühitin ixtiyari nöqtəsində və müəyyən anda götürülmüş hər hansı φ' kəmiyyəti, ikinci hadisə baş verən mühitin uyğun nöqtəsində və uyğun anda götürülmüş eyni cinsli φ'' kəmiyyətinə mütəiasib olmalıdır, yəni

$$\varphi''/\varphi' = c_\varphi, \quad (11.7)$$

c_φ – oxşarlıq sabiti adlanır.

Fiziki hadisələri xarakterizə edən fiziki kəmiyyətlər (sürət, temperatur) və parametrlər (sıxlıq, istilikkeçirmə əmsalı, özlülük əmsalı və s.) sən müxtəlif nöqtələrində müxtəlif qiymət ala bildiyindən, belə nəticəyə gəlirik ki, fiziki hadisələrin oxşar olması üçün onları xarakterizə edən kəmiyyətlərin sahələri baxılan mühitlərdə oxşar olmalıdır.

Beləliklə, iki oxşar hadisə üçün sıxlıq (ρ), özlülük (μ), temperatur (t), sürət (W) və başqa kəmiyyətlərin oxşarlıq şərtlərinin riyazi ifadələri aşağıdakı kimi olur:

$$\rho''/\rho' = c_\rho; \quad \mu''/\mu' = c_\mu; \quad W''/W' = c_w.$$

Müxtəlif kəmiyyətlərin oxşarlıq sabiti müxtəlif götürülə bilər.

§ 11.4. Oxşarlıq kriteriləri

Mürəkkəb fiziki hadisələrin, oxşarlıq nəzəriyyəsinə əsasən dərinlən öyrənilməsi göstərir ki, bu hadisələri xarakterizə edən kəmiyyətlərin oxşarlıq sabitləri bir-birindən

asılı olur. Deməli, oxşar mürəkkəb hadisələri xarakterizə edən kəmiyyətlərin oxşarlıq sabitlərinin qiymətlərini ixtiyari seçmək olmaz.

Oxşarlıq sabitləri qiymətlərinin nəyə əsasən seçilməsini aydınlaşdırmaq üçün dinamik oxşarlıq şərtini araşdıraraq.

Oxşar qüvvələrin təsiri ilə əmələ gələn hərəkətlərin, yəni iki sistemin dinamik cəhətdən oxşar olması üçün yuxarıda deyildiyi kimi, hadisələrin bircinsliliyini və onların həm forma, həm də məzmunca eyni riyazi tənliklərlə ifadə olunmasını qəbul etməliyik. Nyutonun ikinci qanuna əsasən kütlə ilə təcilin hasil qüvvəyə bərabər olduğundan, birinci və ikinci oxşar sistemlərin uyğun hissəcikləri üçün aşağıdakını yaza bilərik:

$$\text{birinci sistem üçün } P' = m'(W'/\tau'), \quad (11.8)$$

$$\text{ikinci sistem üçün } P'' = m''(W''/\tau''). \quad (11.9)$$

Baxılan sistemlər oxşar olduğundan, onları xarakterizə edən kəmiyyətlərin sahələri də oxşar olmalıdır, yəni

$$P''/P' = c_p; m''/m' = c_m; W''/W' = c_w \text{ və } \tau''/\tau' = c_\tau. \quad (11.10)$$

Buradakı oxşarlıq sabitləri (c_p , c_m , c_w və c_τ) arasındakı asılılığı tapmaq üçün ikinci sistemi xarakterizə edən kəmiyyətləri (11.10) ifadəsindən taparaq, (11.9) ifadəsində yerinə qoyuruq:

$$c_p P' = (c_m \cdot c_w / c_\tau)(m' W' / \tau') \quad (11.11)$$

Beləliklə, baxılan oxşar sistemlər üçün (11.8) və (11.9) ifadələri əvəzinə (11.8) və (11.11) ifadələrini alırıq. Bu ifadələrə daxil olan dəyişən kəmiyyətlərin (P' , m' , W' və τ') hər birini istər (11.8) və istərsə də (11.11)-ci ifadədən tapmaq, eyni nəticə almalıyıq.

(11.8) və (11.11) ifadələrindən alınan nəticə o vaxt eyni olar ki, bu ifadələr eyni olsun, (11.8) və (11.11) ifadələrinin eyni olması üçün (11.11) ifadəsinə daxil olan oxşarlıq sabitləri ixtisar olmalıdır. Deməli baxılan sistemlərin oxşar olması üçün

$$c_p = c_m \cdot c_w / c_\tau \quad \text{ya da} \quad c_p \cdot c_\tau / c_m \cdot c_w = 1 \quad (11.12)$$

olmalıdır. Buradan belə çıxır ki, baxdığımız hal üçün oxşarlıq sabitlərini ixtiyari seçmək mümkün deyil. (11.12) tənliyində oxşarlıq sabitlərinin (11.10) ifadəsindəki qiymətlərini yerinə qoyaraq, hər sistemə aid olan kəmiyyətləri bir tərəfə toplasaq, alarıq :

$$p'\tau'/m'w' = p''\tau''/m''w'' \quad \text{və ya} \quad P \cdot \tau / mW = \text{iden} \quad (\text{eyni}) \quad (11.13)$$

Oxşar hadisələrin əsas xüsusiyyətini (11.13) tənliyindən aydın görürük. Bu tənliyə əsasən deyirik ki, bir-birinə oxşar bütün hadisələr üçün eyni ədədi qiyməti olan xüsusi kəmiyyətlər vardır. Bu kəmiyyətlərə oxşarlıq invariantları, ya da oxşarlıq kriteriləri deyilir.

$$P \cdot \tau / mW = Ne. \quad \text{Nyuton kriterisi adlanır.}$$

Oxşarlıq kriteriləri hadisələri xarakterizə edən kəmiyyətlərdən ibarət olan ölçüsüz ədəddir.

Oxşarlıq kriterilərinə şərti olaraq, elmin müəyyən sahələrində böyük xidmət göstərmiş alimlərin adları verilir və onların soyadlarının iki baş hərfi ilə işarə edilir. Məsələn, Ne (Newton) Nyuton kriterisi, Re (Reynolds) Reynolds kriterisi, Eu (Euler) Eyler kriterisi, Nu (Nusselt) Nusselt kriterisi və başqaları.

Bəzi ədəbiyyatlarda həmin kriteriləri K hərfi ilə (K_1 , K_2 , K_3) işarə edirlər.

§ 11.5. Yastı divarın istilikverməsi

Yuxarıda qeyd olduğu kimi, istilikvermə prosesini xarakterizə edən bütün amillərin həmin prosesə təsirini istilikvermə əmsalı (α) nəzərə alır. Buna görə istilikvermə prosesində iştirak edən istiliyin miqdarı, adətən (11.1) düsturuna əsasən aşağıdakı kimi hesablanır:

$$Q = \alpha(t_m - t_s)F\tau \cdot 4,19 \cdot 10^3, J.$$

Bu ifadənin hər tərəfini $F\tau$ -ya bölsək, alarıq:

$$q = Q/F = \alpha(t_m - t_s) = (t_m - t_s)/(1/\alpha), \quad (11.14)$$

burada q – xüsusi istilik seli;

$1/\alpha$ – isə istilikvermənin termik müqavimətidir.

Divarı damlalı maye əhatə etdikdə istilik mübadiləsi ancaq toxunma vasitəsi ilə getdiyindən, $\alpha = \alpha_{tox}$ olmalıdır. Divarı əhatə edən maye üç və çoxatomlu qazlardan ibarət olduqda (məsələn, yanma məhsulu) istilik mübadiləsi həm toxunma, həm də şüalanma vasitəsi ilə baş verir və (11.14) düsturundakı istilikvermə əmsalı aşağıdakı kimi hesablanır:

$$\alpha = \alpha_{tox} + \alpha_s,$$

burada α_{tox} – toxunma ilə istilikvermə əmsalı;

α_s – şüalanma ilə istilikvermə əmsalıdır.

α_{tox} – istilikvermə prosesinin xüsusiyyətindən asılı olaraq, yuxarıda verilən uyğun empirik düsturlardan tapılır. α_s -nin tapılması haqqında gələcəkdə bəhs olunacaq.

Beləliklə, istilikvermə prosesini məhdudlaşdıran şərtlər məlum olduqda (11.14) düsturundan xüsusi istilik selinin qiymətini asanlıqla tapmaq olar.

§ 11.6. Silindrik divarın istilikverməsi

Silindrik divar ilə maye arasında baş verən istilikvermə prosesində iştirak edən istiliyin miqdarını tapmaq üçün yastı divarda olduğu kimi, (11.1) düsturundan istifadə olunmalıdır.

$$Q = \alpha(t_m - t_s)F \cdot \tau$$

Burada $F = \pi dl$ olduğundan, borunun (silindrin) 1 metr uzunluğuna düşən xüsusi istilik seli

$$q_l = Q/l\tau = \alpha(t_m - t_s)\pi d = (t_m - t_s)/(1/\pi d\alpha), (J/m \cdot s) \quad (11.15)$$

olar.

Burada $1/\pi d\alpha$ silindrik divarın istilikverməsinin termik müqaviməti adlanır.

Silindrin (borunun) daxili diametrini d_1 və daxili səthi ilə maye arasındakı istilikvermə əmsalını α_1 , xarici diametrini d_2 , xarici səthi ilə maye arasındakı istilikvermə əmsalını α_2 qəbul etsək, daxili səth üçün

$$q_l = (t_{m1} - t_{s1})/(1/\pi d_1 \alpha_1), (J/m \cdot s) \quad (11.16)$$

Xarici səth üçün isə

$$q_l = (t_{s2} - t_{m2})/(1/\pi d_2 \alpha_2), (J/m \cdot s) \quad (11.17)$$

alınar.

Şərti olaraq (11.16) düsturunda istiliyin borunun xarici səthindən mayeyə verilməsi nəzərdə tutulur.

Yastı divarın istilikverməsinə baxdıqda α əmsalı haqqında dediklərimiz (11.15), (11.16) və (11.17) düsturları üçün də öz gücündə qalır.

On ikinci fəsil

12. Aqreqat halının dəyişməsi ilə gedən istilikvermə

İkinci fəsildə verilən empirik düsturlar mayenin aqreqat halı dəyişmədikdə əmələ gələn bəzi istilikvermə proseslərinə aid olduğundan, onları aqreqat halın dəyişməsi ilə gedən istilikvermə proseslərinə tətbiq etmək olmaz.

İstilikvermə prosesində mayenin aqreqat halının dəyişməsi (yəni faza dəyişikliyi), bu prosesi daha da mürəkkəbləşdirən bir neçə xüsusi amillərin (səthi gərilmə qüvvəsi, buxarlanma istiliyi və s.) meydana çıxmasına səbəb olur. Buna əsasən aqreqat halının dəyişməsi ilə gedən istilikvermə proseslərini ayrılıqda öyrənirlər.

İstilik texnikasında aqreqat halının dəyişməsi ilə gedən istilikvermə prosesinə iki halda rast gəlirik:

- a) maye qaynadıqda,
- b) buxar kondensatlaşdıqda.

§ 12.1. Maye qaynadıqda istilikvermə

Maye qaynadıqda baş verən istilikvermə prosesi əsasən mayenin qaynama rejimindən asılıdır. Mayenin qaynama rejimi iki növ olur: a) qabarcıqlı, b) təbəqəli. İsladan mayelərin qaynaması qabarcıqlı, islatmayan mayelərin qaynaması isə təbəqəlidir.

Təcrübə göstərir ki, buxar qabarcıqları isidilən səthin üzərində əmələ gəlir və isidilən səthin temperaturu mayenin qaynama temperaturundan böyük olur. Deməli, isidilən səthin üzərində maye qızıxmış olur. İsidilən səthin üzərində buxar qabarcıqları əmələ gələn nöqtələrə buxarlanma mərkəzləri deyilir. Təcrübə göstərir ki, buxarlanma mərkəzlərinin və baxılan buxarlanma mərkəzindən ayrılan buxar qabarcıqlarının sayı isidilən səthə toxunan mayenin

maye arasında buxar təbəqəsi yaranır (şək.12.1,b). Bu cür qaynamaya təbəqəli qaynama deyilir. Deyilənlərdən belə çıxır ki, isladan mayələr qaynadıqda istilikvermə prosesi daha intensiv gedir (yəni α əmsalı böyük olur).

Səthi isladan mayələrə suyu ($\theta = 50^\circ$), ağ nefti ($\theta = 26^\circ$), islatmayan mayələrə isə civəni ($\theta = 137^\circ$) misal göstərmək olar.

Təcrübə göstərir ki, qabarcıqlı qaynamada α əmsalı temperatur basqısından, yəni isidilən səthin temperaturu ilə mayenin qaynama temperaturunun fərqiindən ($\Delta t = t_c - t_s$) asılıdır, belə ki, temperatur basqısı artdıqca α əmsalı əvvəlcə zəif, sonra isə kəskin artaraq müəyyən temperatur basqısında ən böyük qiymət alır, bundan sonra azalır (şəkil 12.2). Bu hadisə onunla izah olunur ki, temperatur basqısı (Δt) artdıqca, kiçik Δt -lərdə istilikvermə mayenin sərbəst hərəkəti nəticəsində əmələ gəlir, buna görə α zəif artır, böyük Δt -lərdə isə buxarlanma mərkəzlərinin sayı artırıldığından, α əmsalı kəskin artır və müəyyən Δt -də buxarlanma mərkəzlərinin sayı o qədər çoxalır ki, onlarda əmələ gələn buxar qabarcıqları bir-biri ilə birləşərək, isidilən səth ilə qaynayan maye arasında buxar təbəqəsi əmələ gətirir. Bu andan başlayaraq qaynama təbəqəli rejimdə getdiyindən istilikvermə əmsalı α azalır.

Qaynama prosesində α -nın ən böyük qiymətinə uyğun gələn temperatur basqısına kritik temperatur basqısı Δt_{kr} deyilir. Kritik temperatur basqısına uyğun gələn istilikvermə əmsalına kritik istilikvermə əmsalı (α_{kr}), səthin istilik yükünə isə kritik istilik yükü (q_{kr}) deyilir.

Müxtəlif mayələr üçün Δt_{kr} , α_{kr} və q_{kr} müxtəlif olub, baxılan maye üçün təzyiqdən asılıdır. Məsələn, su üçün $P = 1$ ata olduqda, $\Delta t_{kr} = 25^\circ\text{S}$; $\alpha_{kr} = 58194$, ($J/m^2 \cdot s \cdot K$) və $q_{kr} = 1,5 \cdot 10^6$, ($J/m^2 \cdot s$) olur. Qaynama prosesi gedən qurğuların səmərəli temperatur rejimində işləməsinin təmin edilməsində kritik temperatur basqısının böyük əhəmiyyəti vardır. İçərisində qaynama prosesi gedən qurğularda, isi-

dən mayenin temperaturu elə seçilməlidir ki, temperatur basqısı, kritik temperatur basqısından kiçik ($\Delta t < \Delta t_{kr}$) olsun, əks halda (yəni $\Delta t > \Delta t_{kr}$ olarsa) isidən mayenin temperaturunun artırılması, qaynama təbəqəli rejimə keçdiyinə görə, qurğunun məhsuldarlığının azalmasına səbəb olar və bir çox hallarda isidilən səth, həddən artıq qızdırılma nəticəsində daxili təzyiqə davam gətirməyərək parçalanar.

Qabarcıqlı qaynayan su üçün $p = 0,2$ ata-dan $p = 100$ ata-ya qədər dəyişdikdə, istilikvermə əmsalını tapmaq üçün aşağıdakı düsturlardan istifadə edilə bilər:

$$\alpha = 3q^{0,7}p^{0,15}, (J/m^2 \cdot s \cdot K) \quad (12.1)$$

ya da

$$\alpha = 39\Delta t^{2,33}p^{0,5}, (J/m^2 \cdot s \cdot K) \quad (12.2)$$

burada q – isidilən səthin istilik yükü, $(J/m^2 \cdot s \cdot K)$ ilə;

p – qaynama təzyiqi, ata ilə;

Δt – temperatur basqısıdır, °S ilə.

§ 12.2. Buxar kondensatlaşdıqda istilikvermə

Buxarın temperaturu onun doyma temperaturundan aşağı olan divara toxunduqda maye halına keçir. Bu prosesə buxarın kondensatlaşması deyilir. Kondensatlaşma iki növ olur: a) damlalı kondensatlaşma, b) təbəqəli kondensatlaşma.

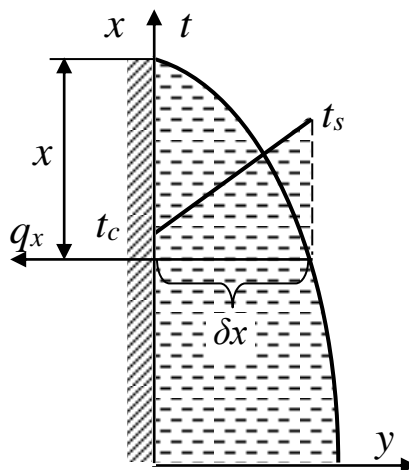
Kondensatlaşma prosesində kondensat səth üzərinə ayrı-ayrı damlalar şəklində çökərsə buna damlalı, bütün səth boyu təbəqə şəklində çökərsə, buna təbəqəli kondensatlaşma deyilir. Damlalı kondensatlaşma, adətən dayanıqsız olduğundan, sənaye qurğularında, başlıca olaraq, təbəqəli kondensatlaşmaya rast gəlirik.

Təbəqəli kondensatlaşmada ayrılan istilik, buxarı səthdən ayıran və qalınlığı dəyişən olan kondensat təbəqəsindən keçərək səthə verilməlidir.

Kondensat təbəqəsinin hərəkətini laminar rejimli qəbul etsək, həmin təbəqədən istiliyin divara istilikkeçirmə ilə verildiyini deyə bilərik. Divara toxunan kondensat hissəciklərinin temperaturunu divarın səthinin temperaturuna (t_c), buxara toxunan hissəciklərin temperaturunu isə buxarın kondensatlaşma temperaturuna (t_s) bərabər və divarın üzərində, qalınlığı yuxarıdan aşağı (şaquli divar) artan kondensat təbəqəsinin ixtiyari kəsikdəki qalınlığını qəbul etsək (şək.12.3), kondensat təbəqəsinin $1m^2$ - səthindən vahid zamanda keçən istiliyin miqdarını Furye qanuna əsasən aşağıdakı ifadədən tapa bilərik:

$$q_x = (\lambda/\delta_x)(t_s - t_c), (J/m^2 \cdot s) \quad (12.3)$$

burada λ – kondensatın istilikkeçirmə əmsalıdır.



Şək. 12.3. Səthin formasından asılı olaraq istilikvermə əmsalının təyini qrafiki

Digər tərəfdən, həmin istilik Nyuton qanununa əsasən belə tapılır:

$$q_x = \alpha_x (t_s - t_c), (J/m^2 \cdot s \cdot K) \quad (12.4)$$

(12.3) və (12.4) ifadələrinin sol tərəfləri bərabər olduğundan alarıq: $\alpha_x = \lambda / \delta_x, J/m^2 \cdot s \cdot K$

Buradan, buxarın kondensatlaşma prosesində istilikvermə əmsalının kondensatlaşma gedən səthin üzərində alınan kondensat təbəqəsinin qalınlığından asılı olduğunu görürük.

Yuxarıda qeyd olunduğu kimi, şaquli səthin üzərində əmələ gələn kondensat təbəqəsinin qalınlığı (δ_x) aşağı getdikcə artdığından (şəkil 12.3), səthin müxtəlif yerlərində (divarın hündürlüyü istiqamətdə), istilikvermə əmsalı (α_x) müxtəlif olur.

Üzərində kondensatlaşma gedən səthin hündürlüyü H olarsa, istilikvermə əmsalının orta qiyməti aşağıdakı ifadədən tapılır:

$$\alpha_{or} = \frac{1}{H} \int_0^H \alpha_x dx = \frac{\lambda}{H} \int_0^H \frac{dx}{\delta_x}, \quad (12.5)$$

burada λ - sabit qəbul edilmişdir.

(12.5) ifadəsindəki inteqralı açmaq üçün $\delta_x = f(x)$ asılılığını bilmək lazımdır.

Müxtəlif vəziyyətdə götürülmüş boruların üzərində əmələ gələn kondensat təbəqəsinin qalınlığını öyrənmək məqsədi ilə Nüsseltin apardığı nəzəri tədqiqatlar ona müxtəlif hallar üçün $\delta_x = f(x)$ asılılığını təyin etmək imkanını vermişdir.

Şaquli yastı divar üçün $\delta_x = f(x)$ asılılığı aşağıdakı şəkildə olur:

$$\delta_x = \sqrt[4]{\frac{4\lambda\mu x(t_s - t_c)}{\gamma^2 r}}, \quad (12.6)$$

δ_x -in bu qiymətini (12.5) ifadəsində yerinə qoyaraq və x -dən başqa bütün kəmiyyətlərin sabit olmasını qəbul edərək riyazi əməliyyat aparsaq, şaquli boru və yastı divar üçün alarıq:

$$\alpha_{\text{şaqulu}} = 0,94 \sqrt[4]{\frac{A}{H\Delta t}}, \quad \left[\frac{J}{m^2 s \cdot K} \right] \quad (12.7)$$

Üfüqi boru üçün isə Hüsselt aşağıdakı ifadəni almışdır:

$$\alpha_{\text{üfüqi}} = 0,72 \sqrt[4]{\frac{A}{d\Delta t}}, \quad \left[\frac{J}{m^2 s \cdot K} \right] \quad (12.8)$$

(12.7) və (12.8) ifadələrində

$$A = r\gamma^2\lambda^3 / \mu;$$

r – gizli buxarlanma istiliyi, J/kg ilə;

γ – kondensatın xüsusi çəkisi, kg/m^3 ilə;

d – diametr, m ilə;

λ – kondensatın istilikkeçirmə əmsalı, $(J/m^2 \cdot s \cdot K)$ ilə;

η – özlülük əmsalı $kg \cdot s/m^2$ ilə;

H – hündürlük, m ilə;

$\Delta t = t_s - t_c$ — $0^\circ S$ -də temperatur basqısıdır.

λ , η və γ kəmiyyətlərinin qiymətləri kondensat təbəqəsinin orta temperaturuna görə [$t_{ort} = (t_s + t_c)/2$], r isə buxarın doyma temperaturuna görə götürülür.

Bir sıra məhdudlaşma şərtləri əsasında Hüsseltin verdiyi (12.7) və (12.8) ifadələrindən alınan qiymətləri, təcrübənin verdiyi qiymətlərlə müqayisə etdikdə görürük

ki, bütün hallarda (12.7) ifadəsinə görə alınan qiymət kondensatlaşmada istilikvermə əmsalının həqiqi qiymətlərindən 20...22% kiçik olur.

Deyilənləri nəzərə alaraq, sükunətdə olan təmiz buxarın təmiz səth üzərində kondensatlaşması prosesində, istilikvermə əmsalını tapmaq üçün aşağıdakı düsturdan istifadə edilir:

$$\alpha = c^4 \sqrt[4]{\frac{\gamma^2 \lambda^3}{\mu}} \cdot \frac{\sqrt[4]{r}}{\sqrt[4]{(t_s - t_c)l}}, \left[\frac{J}{m^2 s \cdot K} \right] \quad (12.9)$$

Şaquli divar və boru üçün $c = 1,15$ və $\ell = H$, üfqi boru üçün $c = 0,72$ və $\ell = \alpha$ götürülməlidir.

$\sqrt[4]{\frac{\gamma^2 \lambda^3}{\mu}}$ kondensat təbəqənin orta $[t_{ort}=(t_s + t_c)/2]$ tempe-

raturuna görə, $\sqrt[4]{r}$ isə buxarın doyma (t_s) temperaturuna görə götürülür. Kondensatlaşma prosesindəki istilikvermə əmsalını (12.9) düsturu ilə hesabladıqda nəzərdə tutmaq lazımdır ki, bu düstur sükunətdə olan təmiz buxarın təmiz səth üzərində kondensatlaşmasına uyğun gəlir. Buna görə istilik vermə əmsalının qiymətini (12.9) düsturundan tapdıqda kondensatlaşmada istilikverməyə təsir göstərən bir sıra əlavə amilləri də nəzərə almaq lazım gəlir. Bu amillər sırasına aşağıdakılar daxildir:

- buxarın sürətinin qiyməti və istiqaməti;
- üzərində kondensatlaşma gedən səthin vəziyyəti;
- buxarın tərkibində kondensatlaşmayan qazların (hava) olması;
- üzərində kondensatlaşma gedən səthin (bu, adətən boru dəstəsindən ibarət olur) yığılma üsulu

Kondensatlaşan buxarın sürəti 10 m/san -dən böyük olduqda, səthin üzərində əmələ gələn kondensat təbəqəsi ilə buxarın arasında sürtünmə qüvvəsi yaranır. Bu sürtünmə qüvvəsinin təsiri nəticəsində buxarın hərəkətinin istiqamə-

tindən, təzyiqindən və sürətinin qiymətindən asılı olaraq, kondensat təbəqəsinin qalınlığı dəyişdiyindən, istilikvermə əmsalı da müxtəlif olur.

Buxar aşağıya doğru hərəkət edərsə, onun sürəti artdıqca, buxarın təzyiqindən asılı olmayaraq, kondensat təbəqəsinin qalınlığı azalır. Buna görə də istilikvermə əmsalı artır. Buxar aşağıdan yuxarıya hərəkət edərsə, aşağı hərəkətdən kondensat tormozlanır, onun qalınlığı artır, buna görə də istilikvermə əmsalı azalır. Ancaq qeyd etmək lazımdır ki, bu hal buxarın təzyiqi çox kiçik olduqda ($p \leq 0,1$ ata), həm də böyük təzyiqlərdə və nisbətən kiçik sürətlərdə ($W < 25$ m/san) baş verir. Buxarın təzyiqi və sürəti böyük olduqda ($p > 0,1$ ata və $W > 25$ m/san), onun hərəkətinin istiqamətindən asılı olmayaraq istilikvermə əmsalı artır.

Üzərində kondensatlaşma gedən səth hamar olarsa, kondensat təbəqəsinin qalınlığı kiçik, səth qeyri-hamar olarsa, təbəqənin qalınlığı böyük olur. Buna görə birinci halda α böyük, ikinci halda kiçik alınır.

Buxarın tərkibində hava və ya başqa kondensatlaşmayan qazın olması, istilikvermə əmsalını xeyli azaldır. Bunun səbəbi ondan ibarətdir ki, buxarın tərkibindəki qazlar, səthin üzərinə yığılaraq, səthi buxardan ayıran qaz təbəqəsi əmələ gətirir ki, bu da termik müqavimətin artmasına və deməli, istilikvermə əmsalının azalmasına səbəb olur. Buxardakı havanın miqdarı 1% olarsa, α təxminən 60% azalır. Səthin yığılma üsulunun kondensatlaşma prosesində istilikvermə əmsalına təsirini göstərmək üçün (12.9) düsturuna baxaq.

Borunun hündürlüyü (H) diametrindən (d) çox böyük olduğundan, (12.9) düsturuna əsasən deyə bilərik ki, borunun üfqi vəziyyətində α -nın qiyməti şaquli vəziyyətindəki qiymətindən çox böyük olacaq.

Məsələn, uzunluğu $H = 1$ m və diametri $d = 0,02$ m olan boru üçün başqa şərtlər sabit qalmaqla (12.9) düsturundan aşağıdakı nəticəni alırıq:

$$\frac{\alpha_{\text{üfqi}}}{\alpha_{\text{şaquli}}} = \frac{0,72}{1,15} \sqrt[4]{\frac{H}{d}} = \frac{0,72}{1,15} \sqrt[4]{\frac{100}{2}} = 1,7.$$

Bu nəticənin tək boru və boru dəstinin birinci cərgəsindəki borular üçün düzgün olması aydındır. Boru dəstinin sonrakı sıralarında olan boruların üzərində alınan kondensat təbəqəsinin qalınlığı, üst cərgədən axan kondensatın hesabına artdığından, həmin boruların istilikvermə əmsalı azalır.

Buxarın kondensatlaşma prosesini texnoloji proses məhdudlaşdırmadıqda, daxilində kondensatlaşma gedən istilikdəyişdiricidə boruları üfqi yerləşdirmək lazım gəlir.

On üçüncü fəsil

13. Şüalanma vasitəsilə istilik mübadiləsi

§ 13.1. Ümumi anlayışlar və təriflər

Cisimlər arasında istilik mübadiləsini təmin edən iki üsuldən biri də şüalanma vasitəsi ilə istilik mübadiləsidir.

İstilik texnikasının yüksək temperaturda əlaqədar sahələrində, məsələn, qazan qurğularında şüalanma vasitəsi ilə gedən istilik mübadiləsi böyük əhəmiyyətə malikdir. Yüksək temperatur şəraitində şüalanma vasitəsi ilə verilən istiliyin miqdarı daha böyük olduğundan, bu növ istilik mü-

badiləsi prosesindən maksimal istifadə edən qurğular nisbətən yığcam alınır.

Şüalanma bütün cisimlərə aid olan xassə olub, molekul və atomların daxilində gedən proseslər nəticəsində fəzada yayılan elektromaqnit dalğalarından ibarətdir.

Cismin, özünün malik olduğu istilik enerjisinin (daxili enerji) hesabına şüalandırdığı elektromaqnit dalğalarına istiliyin şüalanması kimi baxılır. Bu şüalar, başqa cisim tərəfindən udulduqda, yenidən istilik enerjisinə çevrilir.

Molekul və atomların daxilində gedən proseslər, başlıca olaraq cismin temperaturundan asılı olduğundan, baxılan cismin şüalandırdığı istilik enerjisinin miqdarı ancaq temperaturundan asılıdır.

Bir çox dəqiq tədqiqatlar nəticəsində müəyyən edilmişdir ki, dalğa uzunluğu müxtəlif olan şüaların xassələri də müxtəlifdir. Məsələn, istilik effektinə malik şüaların (istilik şüalarının) dalğa uzunluğu $0,8\mu$ -dən 400μ -a qədər ($\mu=0,001mm$) olur. Dalğa uzunluğu $0,4\mu$ -dan $0,8\mu$ -a qədər olan şüalara işıq şüaları deyilir. Məhz bu şüaları buraxan cisimlər gözə görünür. Tibdə tətbiq olunan və Rentgen şüaları adlanan şüaların dalğa uzunluğu 10 \AA – dən 20 \AA -ə qədərdir ($\text{\AA} = 10^{-7} mm$).

Buna baxmayaraq, bütün şüaların boşluqda yayılma sürəti eyni olub $300000 km/san$ -yə, yəni işığın yayılma sürətinə bərabərdir. Dalğanın uzunluğu λ və bir saniyədə əmələ gələn dalğaların sayını, yəni rəqs tezliyini ν ilə işrə etsək, bütün şüalar üçün yaza bilərik ki:

$$C = \lambda\nu = 300000 km/s$$

butada C – işığın yayılma sürətidir.

Cisimlər arasında istilik mübadiləsinin şüalanma vasitəsi ilə əldə edilməsinin xüsusiyyəti ondan ibarətdir ki, bu halda cisimlər bir-birindən çox aralı götürülə bilər. Bu

vaxt onların arasındakı mühitin dolu olmasının heç bir əhəmiyyəti yoxdur.

Təbiətdə olan bütün cisimlər istilik enerjisini şüalandırmaq və şüa enerjisini udmaq qabiliyyətinə malik olduğundan deməliyik ki, onların arasında arasıkəsilmədən şüalanma vasitəsi ilə istilik mübadiləsi prosesi gedir və nəticədə istilik isti cisimdən soyuq cismə keçir.

Şüa enerjisinin ölçü vahidi bir coul qəbul edilmişdir. Cismin vahid zamanda şüalandırdığı enerji J/san ilə ifadə olunur. Cismin vahid səthindən, vahid zamanda bütün istiqamətlərdə şüalanan enerjinin miqdarına onun şüalanma, ya da şüaburaxma qabiliyyəti deyilir.

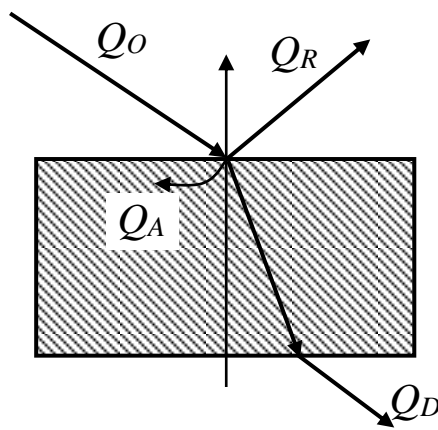
Cismin vahid zamanda şüalandırdığı enerjinin miqdarını $Q (J/san)$, şüaburaxan səthinin sahəsi $F (m^2)$ və şüalanma qabiliyyətini E ilə işarə etsək yaza bilərik ki,

$$E = Q/F, (J/m^2 \cdot s)$$

Dəqiq tədqiqatlar nəticəsində müəyyən edilmişdir ki, istilik və işıq şüalarının fiziki xassələri, əsasən eynidir. Buna görə işıq şüalarının yayılma, əks olunma və sınma qanunları, istilik şüaları üçün də öz gücündə qalır.

Bütün cisimlər şüanı udmaq, əks etdirmək və keçirmək qabiliyyətinə malikdir. Tutaq ki, cismin üzərinə düşən Q_0 şüa enerjisinin Q_A hissəsi cismin tərəfindən udulur, Q_R hissəsi əks olunur və Q_D hissəsi cisimdən keçir (şəkil 13.1). Enerjinin itməməsi qanununa əsasən yaza bilirik ki,

$$Q_A + Q_R + Q_D = Q_0$$



Bu tənliyin hər iki tərəfini Q_o -a bölsək, alarıq:

$$Q_A / Q_o + Q_R / Q_o + Q_D / Q_o = 1$$

burada $Q_A / Q_o = A$ – cismin şüa udma qabiliyyəti; $Q_R / Q_o = R$ – şüanı əks etdirmə qabiliyyəti və $Q_D / Q_o = D$ – şüanı keçirmə qabiliyyəti adlanır.

Deməli,

$$A + R + D = 1$$

A , R və D ölçüsüz kəmiyyətlər olub, hər biri 0 ilə 1 arasında dəyişir. Baxılan, cisim üçün $A = 1$ olarsa, o, üzərinə düşən şüa enerjisini tamamilə udur. Belə cismə mütləq qara cisim deyilir.

Baxılan cisim üçün $R = 1$ olarsa, o, üzərinə düşən şüa enerjisini tamamilə əks etdirir. Belə cismə mütləq ağ cisim deyilir.

Baxılan cisim üçün $D = 1$ olarsa, o, üzərinə düşən şüa enerjisini tamamilə özündən keçirir. Belə cismə mütləq şəffaf (diatermik) cisim deyilir.

Təbiətdə mütləq qara, mütləq ağ və mütləq şəffaf cisim yoxdur.

Təcrübə göstərir ki, bərk və maye cisimlər istilik şüalarını özlərindən keçirmir, yəni qeyri-şəffafdır (atermikdir), buna görə bu cisimlər üçün

$$A + R = I$$

olur.

Bu ifadədən belə nəticəyə gəlirik ki, bərk və maye cisimlərin şüa udma qabiliyyəti böyükdürsə, onların şüanı əks etdirmə qabiliyyəti kiçikdir və əksinə.

Qeyd etmək lazımdır ki, elə cisimlər də var ki, onlar ancaq müəyyən dalğa uzunluqlu şüaları özündən keçirir. Məsələn, kvars istilik şüalarını özündən keçirmədiyi halda işıq şüalarını və ultrabənövşəyi şüaları keçirir. Daş duz isə əksinə, istilik şüalarına qarşı şəffaf olduğu halda, ultrabənövşəyi şüaları özündən keçirmir.

Cismin effektiv şüalanması

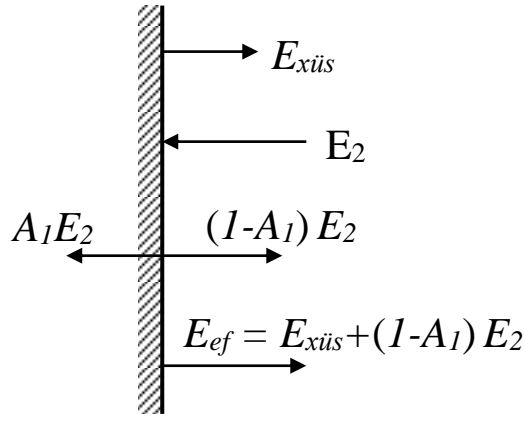
Bütün cisimlər istilik enerjisini şüalandırmaq, udmaq və əks etdirmək qabiliyyətinə malik olduğundan və onların arasında arasıkəsilmədən şüalanma vasitəsi ilə istilik mübadiləsi getdiyindən, götürülən cismin vahid səthindən vahid zamanda şüalanan tam enerji (effektiv şüalanma) iki şüalanmanın cəminə bərabər olacaq, yəni:

$$E_{ef} = E_{xüs} + E_{əks}$$

burada $E_{xüs}$ – cismin xüsusi şüalanmasını, $E_{əks}$ – cismin əks etdirdiyi şüalanmanı göstərir.

Baxılan cismin üzərinə başqa cisimlər tərəfindən düşən súa enerjisini E_2 ($J/m^2 \cdot s$) ilə və cismin şüa udma əmsalını A ilə işarə etsək deməliyik ki, o, üzərinə düşən E_2 enerjisinin $A_1 E_2$ hissəsini udmalıdır və $(1 - A_1) E_2$ hissəsinin əks etdirməlidir (şək. 13.2). Deməli, $E_{əks} = (1 - A_1) E_2$ olur. Buna görə alırıq ki:

$$E_{ef} = E_{xüs} + (1 - A)E_2$$



Şək.13.2. Cismın vahid səthindən vahid zamanda şüalananan tam enerjinin təyin edilməsi

§ 13.2. İstilik şüalanmasının əsas qanunları

Plank qanunu

Dalğa uzunluğu müxtəlif olan şüaların enerjisi də müxtəlifdir. Bundan başqa, şüalananan cismin temperaturu artdıqca eyni dalğa uzunluğuna malik olan şüanın enerjisi də artır.

Vahid dalğa uzunluğuna düşən şüalanma qabiliyyətinə şüalanmanın intensivliyi deyilir. Şüalanma intensivliyi E_λ ilə işarə olunur və $J/m^2 \cdot s$ ya da $J/m^3 \cdot s$ ilə ölçülür.

$$E_\lambda = dE/d\lambda, (J/m^3 \cdot s).$$

Plank nəzəri yolla mütləq qara cismin şüalanma intensivliyi, temperaturunu və şüalandırdığı dalğa uzunluğu arasındakı asılılıq üçün aşağıdakı ifadəni almışdır:

$$E_{0\gamma} = \frac{c_1 \cdot \lambda^{-5}}{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1} \quad (13.1)$$

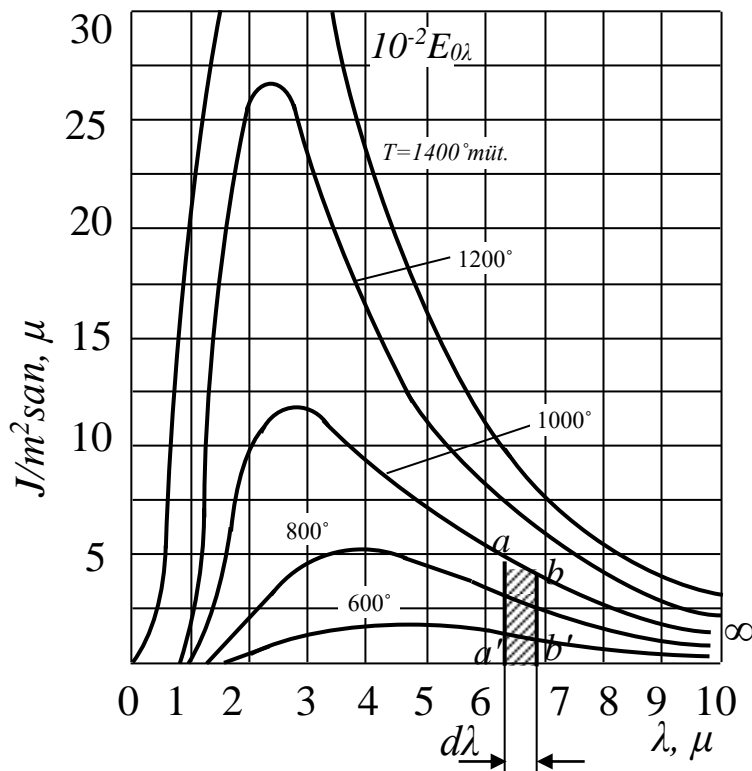
burada λ – dalğa uzunluğu, m ilə;

T – cismin mütləq temperaturu, $^{\circ}K$ ilə;

e – natural loqarifmin əsası;

$c_1 = 3,17 \cdot 10^{-16} \text{ J/m}^6 \cdot \text{s}$ və $c_2 = 1,44 \cdot 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{°K}$ Plank sabitləridir.

Plank qanununu ifadə edən (13.1) asılılığının qrafiki 13.3-cü şəkildə göstərilmişdir.



13.3. Dalğa uzunluğunun şüalanma intensivliyindən asılılığı

Bu şəkildən görünür ki:

1. baxılan temperaturda dalğa uzunluğu artdıqca, şüalanmanın intensivliyi əvvəlcə artır, sonra isə azalır;
2. baxılan dalğa uzunluğunda temperatur artdıqca şüalanma intensivliyi artır;
3. temperatur artdıqca şüalanma intensivliyinin maksimal qiyməti dalğa uzunluğu kiçik olan tərəfə yönəlir.

13.3-cü şəkildə $T = \text{sabit}$ əyrilərinin (Plank izotermnlərinin) altında qalan sahənin uyğun temperaturlarda mütləq qara cismin şüalanma qabiliyyətinə (E_0) bərabər olması aşağıdakı ifadələrdən aydın görünür: $E_{0\lambda} = dE_0/d\lambda$, və $dE_0 = E_{0\lambda} \cdot d\lambda$ olduğundan, məsələn, $T=1000 \text{ °K}$ -də $dE_0 = (a'abb')_{\text{sahə}}$ deməli,

$$E_0 = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} E_{0\lambda} d\lambda = sah\theta(Om\infty).$$

Stefan - Bolsman qanunu

Bu qanuna aşağıdakı tərif verilir: mütləq qara cismin şüalanma qabiliyyəti, onun mütləq temperaturunun dördüncü dərəcəsi ilə düz mütənasibdir, yəni:

$$E_0 = \sigma_0 T^4$$

burada σ_0 mütləq qara cismin şüalanma sabiti adlanır. Son zamanlarda alınan nəticələrə görə $\sigma_0 = 4,9 \cdot 10^{-8}$, ($J/m^2 \cdot s \cdot K^4$). Bu qanunu Stefan təcrübə yolu ilə, Bolsman isə nəzəri yolla almışlar.

Həmin qanunu, ondan çox sonralar təklif olunmuş Plank qanunundan da almaq olar:

$$E_0 = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} E_{0\lambda} d\lambda = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} \frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1} d\lambda$$

Bu inteqralı açsaq, alarıq ki:

$$E_0 = (6,49c_1 / c_2^4) \cdot T^4$$

Burada $6,49c_1 / c_2^4 = \sigma_0$ ilə işarə etsək,

$$E_0 = \sigma_0 T^4.$$

Texniki hesablamalarda Stefan-Bolsman qanunu çox vaxt aşağıdakı şəkildə işlədirlər:

$$E_0 = C_0 (T/100)^4, \quad (13.3)$$

burada $C_0 = \sigma_0 \cdot 10^{88} = 5,7 (J/m^2 \cdot s \cdot K^4)$ - mütləq qara cismin şüalanma əmsalı adlanır.

Həqiqi cisimlərin şüalanmasının mütləq qara cismin şüalanmasından fərqlənməsinə baxmayaraq (mütləq qara cisim dalğa uzunluğu 0-dan ∞ -a qədər olan şüalar buraxdığı halda, həqiqi cisimlər bəzi uzunluğa malik olan dalğaları şüalandırmaya bilər), bir çox tədqiqatçıların təcrübələri nəticəsində müəyyən edilmişdir ki, Stefan-Bolsman qanununu həqiqi cisimlərə də tətbiq etmək olar. Bu halda qanun aşağıdakı şəkildə yazılır.

$$E = C (T/100)^4, \quad (13.4)$$

burada C - baxılan cismin şüalanma əmsalı olub, müxtəlif cisimlər üçün müxtəlifdir. O , araşdırılan cismin səthinin vəziyyətindən və temperaturundan asılı olur və təcrübədən tapılaraq cədvəllərdə verilir.

Çox hallarda həqiqi cisimlərə şərti olaraq boz cisim deyilir. Boz cisim, mütləq qara cisim kimi, tam spektr verən elə cismə deyilir ki, baxılan temperaturda bütün dalğalarda onun şüalanma intensivliyindən eyni dəfə kiçik olur.

Boz cismin şüalanma qabiliyyətinin mütləq qara cismin həmin temperaturdakı şüalanma qabiliyyətinə nisbətində boz cismin nisbi şüalanma əmsalı, ya da qaralığ dərəcəsi (ξ) deyilir:

$$\xi = E/E_0 = [C(T/100)^4] / [C_0 (T/100)^4] = C/C_0. \quad (13.5)$$

Qaralığ dərəcəsi $\xi = 0 \dots 1$ arasında dəyişir, müxtəlif cisimlər üçün müxtəlif olur və cədvəllərdə verilir.

Kirxhof qanunu

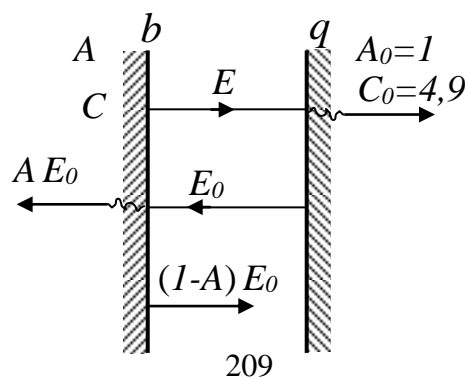
Bu qanun boz cisimlərin şüalanma qabiliyyəti (E) ilə şua udma qabiliyyəti (A) arasındakı asılılıqı verir. Bütün boz cisimlərin şüalanma qabiliyyətinin şua udma qabiliyyətinə nisbəti mütləq qara cismin həmin temperaturdakı şüalanma qabiliyyətinə bərabər olub, ancaq temperaturdan asılıdır, yəni:

$$E_1/A_1 = E_2/A_2 = E_3/A_3 = \dots = E_0/A_0 = f(T). \quad (13.6)$$

Bu qanunun düzgünlüyünü isbat etmək üçün boz və mütləq qara cisimdən ibarət olan iki səth arasında şüalanma vasitəsi ilə baş verən istilik mübadiləsi prosesini tədqiq edək.

Bu səthlərin bir-birinə paralel və çox yaxın məsafədə olmasını qəbul etsək, onların hər birinin şüalandırdığı enerjinin digərinin üzərinə düşdüyünü deyə bilərik (şəkil 13.4).

Boz cismin temperaturunu, şüalanma və şua udma qabiliyyətlərini T , E və A , mütləq qara cismin uyğun parametrlərini isə T_0 , E_0 və A_0 ilə işarə edərək $T > T_0$ şəraitində bu səthlər arasında şüalanma vasitəsi ilə gedən istilik mübadiləsi haqqında aşağıdakıları demək olar: boz səthin hər kvadrat metrindən bir saatda şüalanan enerji E , mütləq qara səthin üzərinə düşür və bu çisim tərəfindən tamamilə udulur. Mütləq qara səthin hər kvadrat metrindən bir saatda şüalanan enerji E_0 boz səthin üzərinə düşür, boz səth həmin enerjinin bir hissəsini ($A E_0$) udur, qalan hissəsini isə $[(1-A) E_0]$ qara cismin üzərinə əks etdirir (şəkil 13.4).



Şək.13.4. Boz və mütləq qara cisimlərin şua udma qabiliyyətinin analizi

Beləliklə, baxılan şəraitdə boz cismin itirdiyi enerji E , qazandığı enerji isə AE_0 olur. Buna əsasən boz səth üçün enerjinin balans tənliyi aşağıdakı şəkli alır

$$q = E_{nət} = E - AE_0.$$

Cisimlərin temperaturları bərabər olduqda da onların arasında şüalanma vasitəsi ilə enerji mübadiləsi gedir, ancaq bu halda hər cismin şüalandırdığı (itirdiyi) enerji qazandığı (udduğu) enerjiyə bərabər olur. Deməli, $T = T_0$ olduqda $q = 0$ olur, buna əsasən

$$E - AE_0 = 0 \text{ ya da } E/A = E_0$$

Alınan nəticə bütün cisimlərə tətbiq oluna bildiyindən yazıb bilərik ki,

$$E_1/A_1 = E_2/A_2 = E_3/A_3 = \dots = E_0/A_0 = f(T) = E_0$$

Bununla da Kirxhof qanununun düzgünlüyü sübut edilir.

Stefan-Bolsman qanununa görə $E = C(T/100)^4$ olduğundan, axırıncı ifadəni aşağıdakı şəkildə yazmaq olar:

$$[C_1(T_1/100)^4]/A_1 = [C_2(T_2/100)^4]/A_2 = [C_3(T_3/100)^4]/A_3 = \dots = [C_0(T_0/100)^4]/1 = C_0(T_0/100)^4$$

$T_1 = T_2 = T_3 = \dots = T_0$ olduqda,

$$C_1/A_1 = C_2/A_2 = [C_3/A_3 = \dots = C_0.$$

Kirxhof qanunundan belə nəticəyə gəlirik ki, şüaudma qabiliyyəti kiçik olan boz cismin şüalanma qabiliyyəti də

kiçik və ya əksinə, şüa udma qabiliyyəti böyük olan cismin şüalanma qabiliyyəti də böyük olur.

§ 13.3. Qazların şüalanması

Qazlar da istilik enerjisini şüalandırmaq qabiliyyətinə malikdir. Ancaq təcrübənin göstərdiyinə görə, qazların şüalanması bərk cisimlərin şüalanmasından çox fərqlənir.

Qazların şüalanmasının xüsusiyyəti ondan ibarətdir ki, qazlar ancaq müəyyən dalğa uzunluqlu şüaları buraxır və udur, yəni qazların şüalanması (və ya şüa udması) seçmə xarakteri daşıyır. Bir və ikiatomlu qazların (*Ar, He, O₂, N₂, H₂* hava) şüalanma və şüaudma qabiliyyəti çox az olduğundan, onlar istilik şüaları üçün şəffaf cismin hesab olunur. Çoxatomlu qazlar isə dalğa uzunluğu müəyyən intervallarda olan şüaları həm udma, həm də şüalandırma qabiliyyətinə malikdir.

Buna görə istilik texnikası sahəsində rast gələ bilən üçatomlu qazlardan karbon qazı (*CO₂*) və su buxarı (*H₂O*) çox əhəmiyyətə malikdir.

Təcrübə göstərir ki, həm karbon qazı, həm də su buxarı enerji cəhətdən əhəmiyyətli olan və dalğa uzunluqları müəyyən intervalda olan üç zolaqda yerləşən şüaları udmaq və şüalandırmaq qabiliyyətinə malikdir.

Karbon qazının və su buxarının uda biləcəyi (və ya şüalandıra biləcəyi) şüaların dalğa uzunluqları 13.1-ci cədvəldə verilir.

Cədvəl 13.1

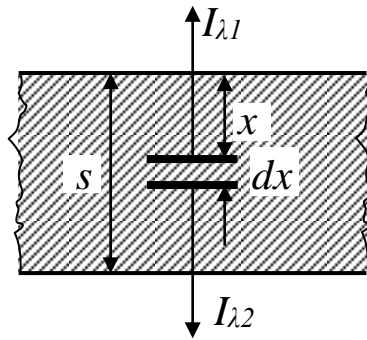
Qaz	CO ₂			H ₂ O		
Dalğa uzunluğu	λ_1	λ_2	$\Delta\lambda$	λ_1	λ_2	$\Delta\lambda$
I zolaq	2,36	3,02	0,66	2,24	3,27	1,03
II zolaq	4,01	4,80	0,79	4,80	8,50	3,70
III zolaq	12,5	16,5	4,00	12,0	25,0	13,0

Qazların şüalanmasının ikinci xüsusiyyəti ondan ibarətdir ki, bərk cisimlərdə şüalanma və udma prosesləri səth təbəqəsində, qazlarda isə həcmdə kədir. Bunu aydınlaşdırmaq üçün udma qanununu nəzərdən keçirək.

İntensivliyi I_λ , olan şüa hər hansı çismin üzərinə düşərək həmin çisimdən keçdikdə, intensivliyi zəifləyir. Şüa sonsuz kiçik dx məsafəsindən keçdikdə, onun intensivliyinin dəyişməsi düşən şüanın intensivliyi ilə mütənasib olur (şəkil 13.5), yəni

$$dI/dx = -K_\lambda I_\lambda, \quad (13.7)$$

burada K_λ – çismin fiziki xassələrindən və buraxdığı şüanın dalğa uzunluğundan asılı olan əmsal olub, şüanın zəifləmə əmsalı adlanır.



Şək.13.5. Şüa sonsuz kiçik məsafədən keçdikdə, onun intensivliyinin dəyişməsi
Şüanın zəifləmə əmsalını (K_λ) sabit qəbul edərək (13.7) ifadəsini inteqrallasaq, alarıq:

$$\int_{I_{\lambda_1}}^{I_{\lambda_2}} \frac{dI_\lambda}{I_\lambda} = -K_\lambda \int_0^s dx, \text{ ya da } \ln \frac{I_{\lambda_2}}{I_{\lambda_1}} = -K_\lambda s$$

Deməli,

$$I_{\lambda_2} = I_{\lambda_1} \cdot e^{-k_\lambda s} \quad (13.8)$$

Cismin şüaudma əmsalı (A_λ) ilə şüanın zəifləmə əmsalı (K_λ) arasındakı asılılıq (13.8) ifadəsinə əsasən belə tapılır:

$$A_\lambda = \frac{I_{\lambda_1} - I_{\lambda_2}}{I_{\lambda_1}} = 1 - \frac{I_{\lambda_2}}{I_{\lambda_1}} = 1 - e^{-K_\lambda s} \quad (13.9)$$

Bu ifadədən görürük ki, cismin şüaudma qabiliyyəti (A_λ) həm şüanın zəifləmə əmsalından (K_λ), həm də təbəqənin qalınlığından (s) asılıdır. (13.9) ifadəsindən həmçinin aşağıdakı nəticələri demək olar:

1. şüanın zəifləmə əmsalı (K_λ) çox böyük olan cisimlərin (bərk cisimlərin) qalınlığı (s) çox kiçik olduqda belə onların şüaudma qabiliyyəti (A_λ) vahidə yaxın olur. Bu, bərk cisimlərdə şüanın udulmasının səthin nazik təbəqəsində getdiyini göstərir. Ona görə də, bərk cisimlərin səthlərinin hamarlıq dərəcəsi onların şüalanma və şüaudma qabiliyyətinə böyük təsir göstərir.

2. Şüanın zəifləmə əmsalı (K_λ) çox kiçik olan cisimlər (qazlar) nə qədər qalın (s) olarsa, onların şüaudma qabiliyyəti (A_λ) bir o qədər artar. Deməli, qazlarda enerjinin şüalanma və udulma prosrləri onların həcmində gedir. Qaz təbəqəsindən keçən şüanın rast gəldiyi üç və çoxatomlu qaz molekulları nə qədər çox olarsa, onlar bir o qədər çox udurlar. Vahid həcmdəki molekulların sayı (sabit temperaturda) təzyiqlə düz mütənasib olduğundan, qazların şüaudma qabiliyyəti təzyiqlə təbəqənin qalınlığının (şüanın yolunun uzunluğu) hasilindən asılıdır. Buna görə qazların şüaudma qabiliyyəti aşağıdakı düsturdan tapılır:

$$A_\lambda = 1 - e^{-K_\lambda ps} \quad (13.10)$$

Qazların şüaudma qabiliyyəti temperaturdan da asılı olduğundan, yaza bilərik ki, $A_\lambda = f_1(T_{qaz}; ps)$. Baxılan qaz

iki və üçatomlu qazların qarışığından ibarət olarsa (yanacaqın yanma məhsulu), onda hər üçatomlu komponent (CO_2 və H_2O) üçün yazılacaq (13.10) ifadəsində p baxılan komponentin parsial təzyiqi olmalıdır.

Kirxhof qanununa görə, qazların şüalanma qabiliyyəti T -dən və ps -dən asılı olmalıdır, yəni:

$$E_\lambda = f_2(T_{qaz}; ps).$$

Beləliklə, müəyyən dalğa intervalında ($\Delta\lambda = \lambda_1 - \lambda_2$), şüalanan enerji aşağıdakı kimi tapılır:

$$E_{\Delta\lambda} = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} E_\lambda d\lambda, (J / m^2 s)$$

Qazın ümumi şüalanma qabiliyyəti isə

$$E_{qaz} = \sum_1^n E_{\Delta\lambda}, (J / m^2 s)$$

Təcrübə, qazların şüalanma qabiliyyətinin Stefan – Bolsman qanununa tabe olmadığını göstərir. Karbon qazının (CO_2) və su buxarının (H_2O) şüalanma qabiliyyəti aşağıdakı empirik düsturlarla hesablanır:

$$E_{\text{CO}_2} = 3,5(p_{\text{CO}_2} s)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{T}{100} \right)^{3,5}, (J / m^2 s), \quad (13.11)$$

və

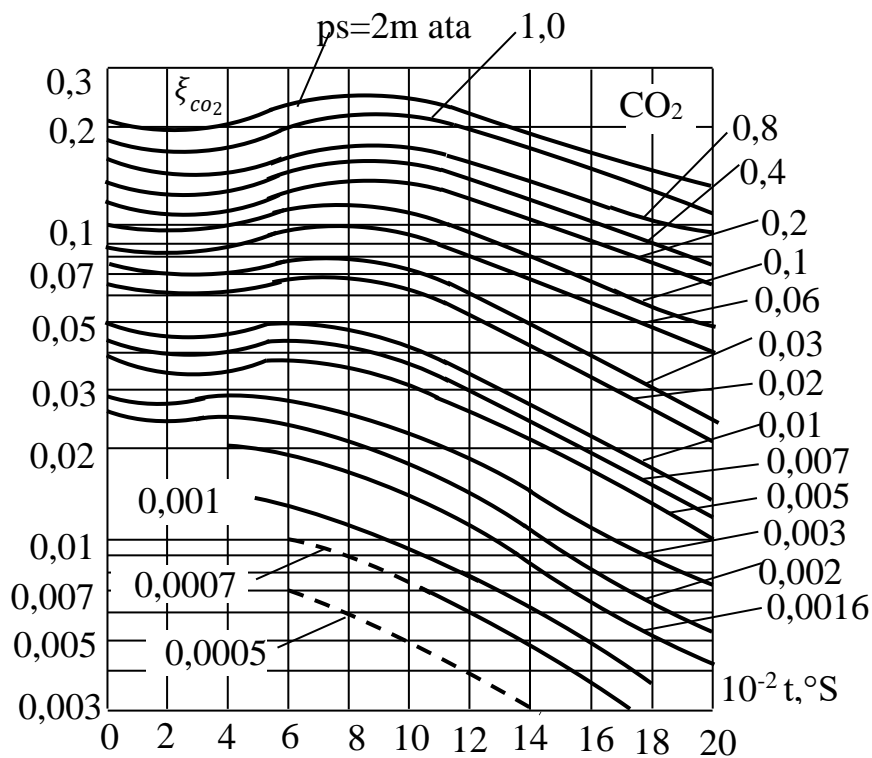
$$E_{\text{H}_2\text{O}} = 3,5(p_{\text{H}_2\text{O}}^{0,8} s^{0,6}) \left(\frac{T}{100} \right)^3, (J / m^2 s) \quad (13.12)$$

burada p_{CO_2} və $p_{\text{H}_2\text{O}}$ - uyğun qazların parsial təzyiqi, at ilə;
 s – qaz təbəqəsinin qalınlığıdır, m ilə.

Təcrübi hesablamaları sadələşdirmək məqsədi ilə, Stefan–Bolsman qanununu qazlara tətbiq edərək, aşağıdakı şəkildə ifadə edirlər:

$$q_{qaz} = \xi_{qaz} C_0 \left(\frac{T_{qaz}}{100} \right)^4, (J / m^2 s). \quad (13.13)$$

burada $\xi_{qaz} = f(T_{qaz}, ps)$ qazın nisbi şüalanma qabiliyyətini, yaxud qazın qaralıq dərəcəsini göstərir.

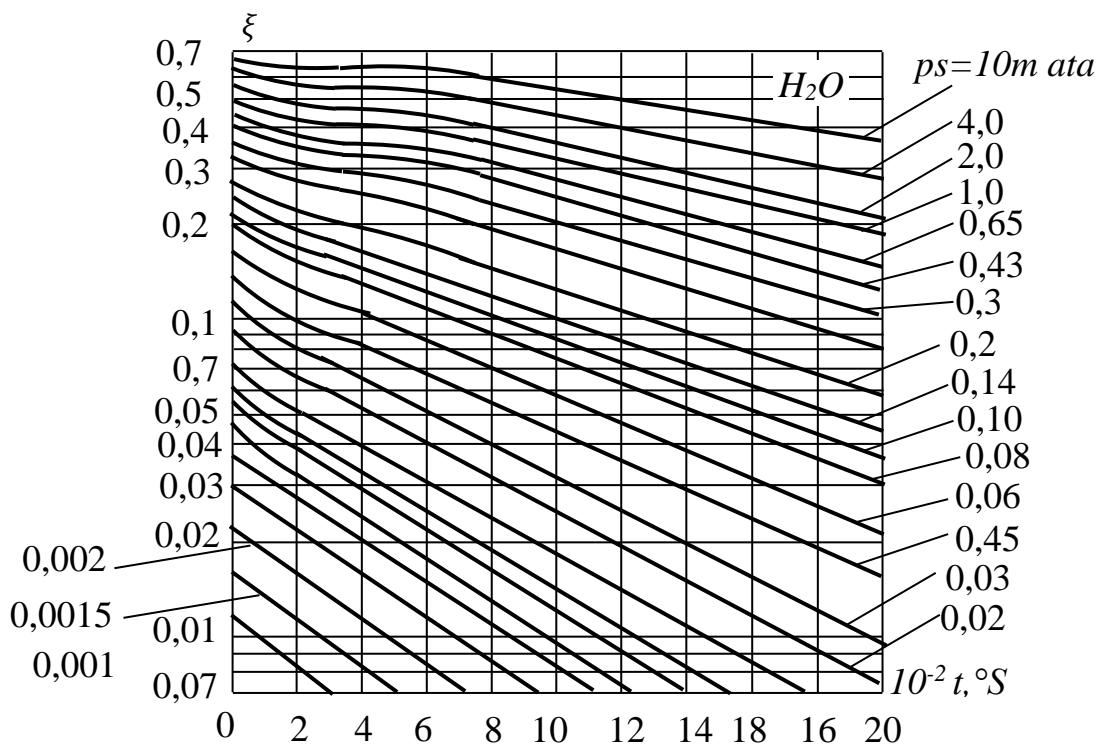


Şək. 13.6. Karbon qazının (CO_2) qaralıq dərəcəsinin (ξ_{CO_2}), temperaturdan (T), təzyiqdən (p) və təbəqənin qalınlığından (S) asılılığı

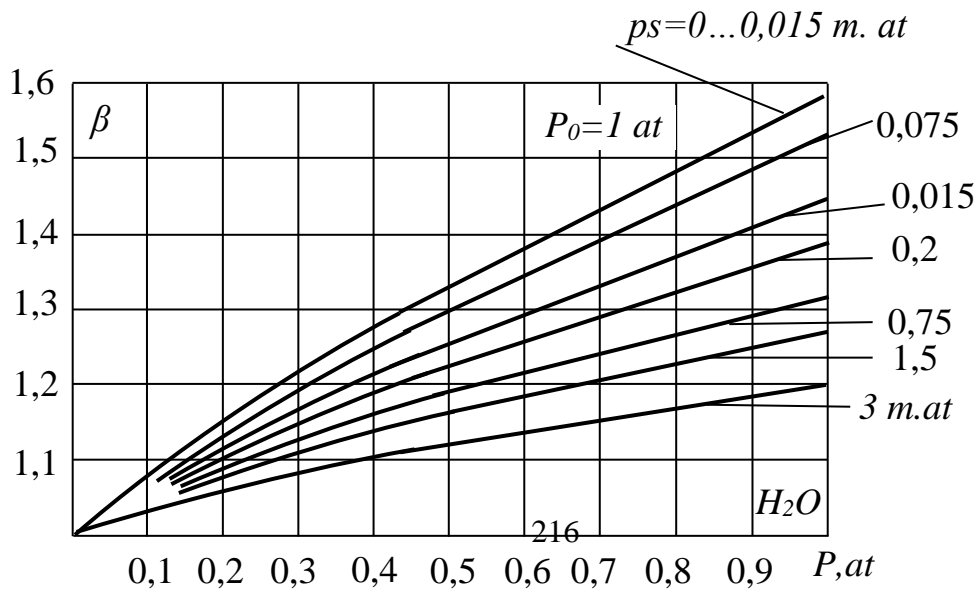
Qazın bir saatda bir kvadrat metr səthindən şüalandırdığı enerji miqdarının (q_{qaz}) mütləq qara cismin qazın temperaturunda şüalandırdığı enerjinin miqdarına (q_0) nisbətinə qazın qaralıq dərəcəsi (ξ_{qaz}) deyilir.

Karbon qazının (CO_2) və su buxarının (H_2O) qaralıq dərəcələri ξ_{CO_2} və ξ_{H_2O} , T_{qaz} və ps -dən asılı olaraq 13.6-ci və 13.7-ci şəkillərdə verilir. Su buxarının qaralıq dərəcəsi (ξ_{H_2O}) təzyiqdən çox asılı olduğundan onun 13.7-ci

şəkildən tapılan qiymətini 13.8-ci şəkildə verilən β düzəliş əmsalına da vurmaq lazımdır.



Şək.13.7. Su buxarının (H_2O) qaralığ dərəcəsinin (ξ_{H_2O}), temperaturdan (T), təzyiqdən (p) və təbəqənin qalınlığından (S) aslılığı



Şüanın qət etdiyi yolun orta qiyməti s ekvivalent qaz yarımşferasının radiusuna bərabər götürülərək, aşağıdakı kimi hesablanır:

$$s = 0,9 \cdot 4V/F = 3,6V/F, m, \quad (13.14)$$

burada V – qazın tutduğu həcm, m^3 ilə;

F –qazı əhatə edən səthin sahəsidir, m^2 ilə.

Müxtəlif formalı mühitdə olan bəzi qaz cisimləri üçün s -in orta qiyməti 13.2 -ci cədvəldə verilir.

Beləliklə, görürük ki, (13.13) düsturu qazın boşluğa, yəni mütləq temperaturu $T = 0^\circ K$ olan mühitə şüalandırdığı enerjinin miqdarını tapmaq imkanı verir. Həqiqətdə isə qaz ilə dolu olan həcm bütün hallarda bərk cismin səthi ilə məhdudlanır. Bu səthin temperaturu mütləq sıfır temperaturdan böyük, qaralıq dərəcəsi e isə vahiddən kiçik olur. Belə səthin xüsusi şüalanmasının bir hissəsi (müəyyən $\Delta\lambda$ intervalında) qaz tərəfindən udulur.

Cədvəl 13.2

SNö	Qaz cisminin forması	Şüanın qət etdiyi yolun orta qiyməti, s, m
1	Diametri d olan sfera	0,6 d
2	Tərəfi a olan kub	0,6 d
3	Diametri d , uzunluğu sonsuz olan silindr	0,9 d
4	hündürlüyü $h = d$ olan silindr, yan səthə şüalanma	0,6 d
5	hündürlüyü $h = \infty$ olan silindr,	0,77 d

	oturacağın mərkəzinə şüalanma	
6	hündürlüyü $h = \infty$, r radiuslu yastı səthə şüalanma	1,26 r
7	Qalınlığı δ və ölçüləri sonsuz olan yastı paralel təbəqə	1,8 b
8	Diametri d olan boru dəstəsi, boruların səthləri arasındakı məsafə x və boruların yığılması: a) $x = d$ olan üçbucaq üzrə b) $x = 2d$ olan üçbucaq üzrə c) $x = d$ olan kvadrat üzrə	2,8 x 3,8 x 3,5 x

Yuxarıda deyilənləri nəzərə aldıqda, tərkibində CO₂ və H₂O olan qaz qarışığından (yanma məhsulu) onu əhatə edən səthə, şüalanma vasitəsi ilə verilən istiliyin miqdarı, aşağıdakı düsturdan tapılır:

$$q_{qaz-səth} = \xi'_d C_o \left[\xi_{qaz} \left(\frac{T_{qaz}}{100} \right)^4 - \xi'_{qaz} \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right], \left[\frac{J}{m^2 s} \right], \quad (13.15)$$

burada $\xi_{qaz} = \xi_{CO_2} + \beta \xi_{H_2O} - \Delta \xi_{qaz}$ – qazın temperaturuna görə, ξ'_{qaz} – divarın temperaturuna görə təyin edilir.

ξ'_d – divarın effektiv qaralıq dərəcəsi adlanır və $\xi_d = 0,8 \dots 1,0$ olduqda, $\xi'_d = \frac{\xi_d + 1}{2}$ kimi tapılır. Texniki hesablamalarda $\xi_{qaz} = \xi'_{qaz}$ və $\Delta \xi_{qaz} = 0$ qəbul oluna bilər.

On dördüncü fəsil

14. İstilik və kütlə ötürmə nəzəriyyəsi

İstilikötürmə

İstiliyin isti mayedən (qazdan) soyuq mayeyə (qaza) onların arasındakı divar vasitəsi ilə verilmə prosesinə isti-

likötürmə deyilir. Bu proses, bizə məlum olan sadə proseslərin (istilikkeçirmə, konveksiya və şüalanma) birlikdə təsiri nəticəsində əmələ gəldiyindən, çox mürəkkəb proses hesab olunur.

İstilikötürmə prosesinin mürəkkəbliyini aydınlaşdırmaq məqsədi ilə buxar generatorunda gedən istilik mübadiləsi prosesinə baxaq.

Buxar generatorunda yanma məhsulunun (yanma qazlarının) istiliyi hesabına su buxara çevrilir. Belə ki, burada istilik əvvəlcə istilikkeçirmə, şüalanma və konveksiya vasitəsi ilə yanma qazlarından, daxilində su axan boruların xarici səthinə, sonra həmin istilik istilikkeçirmə yolu ilə borunun xarici səthindən daxili səthinə və konveksiya, həm də istilikkeçirmə vasitəsi ilə borunun daxili səthindən içərisindəki suya verilir.

Buradan istilikötürmə prosesində həm istilikkeçirmənin, həm konveksiya və şüalanma proseslərinin iştirak etdiyini görürük. İstilikötürmə prosesini kəmiyyətə xarakterizə edən əmsala istilikötürmə əmsalı deyilir və K ilə işarə edilir.

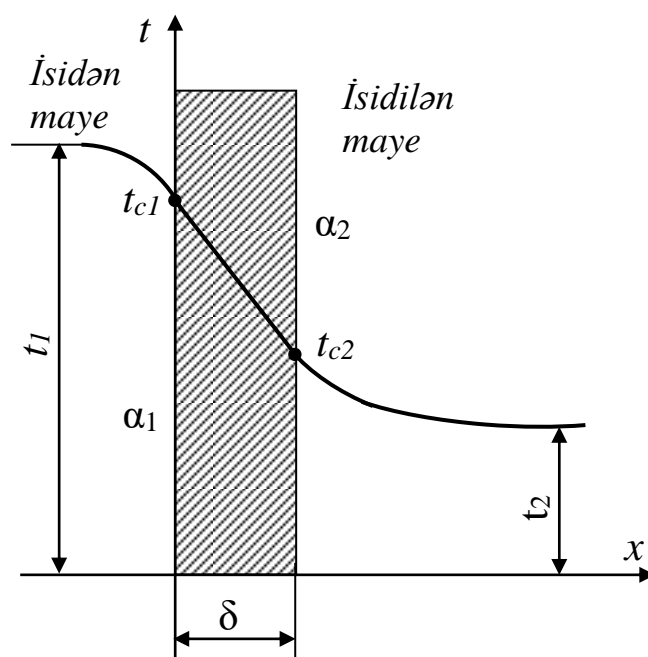
İstilikötürmə əmsalının (K) qiyməti onu təşkil edən istilikkeçirmə və istilikvermə proseslərini xarakterizə edən əmsallardan (λ və α) və mayələr arasındakı divarın formasından və ölçülərindən asılı olaraq təyin edilir. Bunu aydınlaşdırmaq üçün bir neçə xüsusi hala baxaq.

§ 14.1. Yastı divar vasitəsi ilə istilikötürmə

Yastı divar vasitəsi ilə istilikötürmə prosesini öyrəndikdə, adətən xüsusi istilik selinin (q) qiymətini və divarın kənar səthlərinin temperaturunu (t_{c_1} və t_{c_2}) tapmaq lazım gəlir. Bunun üçün divarın qalınlığı (δ), divarın materialının istilikkeçirmə əmsalı (λ), isidən və isidilən mayenin temperaturu (t_1 və t_2) və həm isti, həm də soyuq mayenin istilikvermə əmsalı (α_1 və α_2) məlum olmalıdır (şək. 14.1).

Baxdığımız temperatur sahəsini qərarlaşmış qəbul etsək, isidən mayedən divara verilən istiliyin, divardan keçən istiliyə və onun da isidən mayeyə verilən istiliyə bərabər olmasını qeyd etməliyik. Buna əsasən, xüsusi istilik seli üçün aşağıdakı üç ifadəni yazırıq:

$$\left. \begin{aligned} q &= (t_1 - t_{d_1}) / (1 / \alpha_1) \\ q &= (t_{d_1} - t_{d_2}) / (\delta / \lambda) \\ q &= (t_{d_2} - t_2) / (1 / \alpha_2) \end{aligned} \right\} \quad (14.1)$$



Sək. 14.1. Yastı divar vasitəsilə istilik ötürmə diaqramı

Bu tənlikləri birlikdə həll edərək, axtardığımız naməlum kəmiyyətləri (q, t_{d_1} və t_{d_2}) tapırıq. Bunun üçün əvvəlcə (14.1) tənliklərini belə yazırıq:

$$\left. \begin{aligned} t_1 - t_{d_1} &= q(1 / \alpha_1) \\ t_{d_1} - t_{d_2} &= q(1 / \lambda) \\ t_{d_2} - t_2 &= q(1 / \alpha_2) \end{aligned} \right\} \quad (14.2)$$

sonra bu ifadələri toplayırıq:

$$t_1 - t_2 = q(1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2)$$

Aldığımız ifadədən xüsusi istilik selini tapırıq:

$$q = (t_1 - t_2)/(1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2), (J/m^2s) \quad (14.3)$$

Xüsusi istilik seli (q) məlum olduqda, (14.2) tənliklərindən divarın səthlərinin temperaturu üçün aşağıdakı düsturları alırıq:

$$t_{d_1} = t_1 - q(1/\alpha_1) \quad (14.4)$$

və

$$t_{d_2} = t_1 - q(1/\alpha_1 + \delta/\lambda), \text{və ya } t_{d_2} = t_2 + q(1/\alpha_2) \quad (14.5)$$

(14.3) düsturdan görürük ki, istilikötürmə prosesində xüsusi istilik seli temperatur fərqi ilə düz, termik müqavimətlərin cəmi ilə tərs mütənəsbdir.

(14.3) ifadəsindəki termik müqavimətlərin cəmi $1/K$ ilə işarə edilir və istilikötürmənin termik müqaviməti adlanır:

$$1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2 = 1/K \quad (14.6)$$

Beləliklə, xüsusi istilik seli üçün aşağıdakı ifadəni alırıq:

$$q = K(t_1 - t_2), (J/m^2s), \quad (14.7)$$

burada K – istilikötürmə əmsəlidir.

İstilikötürən divarın sahəsini $F(m^2)$ ilə işarə etsək, isidən mayedən isidilən mayeyə bir saatda ötürülən istiliyin miqdarı belə hesablanır:

$$Q = K(t_1 - t_2)F, (J / s) \quad (14.8)$$

Bu ifadə istilikötürmənin əsas tənliyidir. İstilikötürmə əmsalının (K) fiziki mənasını aydınlaşdırmaq üçün (14.8) tənliyindən istifadə edirik. Bu ifadədə $F=1m^2$ və $(t_1 - t_2) = 1^\circ S$ olarsa, alarıq ki,

$$Q = K.$$

Deməli, istilikötürmə əmsalı, mayelərin temperatur fərqi $1^\circ S$ və istiliyi ötürən səthin sahəsi $1m^2$ olduqda, bir saatda isti mayedən soyuq mayeyə keçən istiliyin miqdarını göstərir.

İstilikötürmə əmsalının ölçü vahidi $kJ/m^2 \cdot saat \cdot K$ -dir.

Mayeləri bir-birindən ayıran yastı divar çoxtəbəqəli olarsa, xüsusi istilik selinin düsturu aşağıdakı kimi ifadə olunur:

$$q = (t_1 - t_2) / (1/\alpha_1 + \delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \delta_3/\lambda_3 + \dots + 1/\alpha_2), (kJ/m^2 \text{ saat}) \quad (14.9)$$

Çoxtəbəqəli divarın aralıq təbəqələrinin səthinin temperaturunu tapmaq üçün birtəbəqəli divarda qəbul etdiyimiz üsuldan aşağıdakı kimi istifadə olunur:

$$\left. \begin{aligned} t_{d_1} &= t_1 - q(1/\alpha_1) \\ t_{d_2} &= t_1 - q(1/\alpha_1 + \delta_1/\lambda_1) \\ &\dots\dots\dots \\ t_{d_{i+1}} &= t_1 - q(1/\alpha_1 + \sum_1^n \delta_i/\lambda_i) \end{aligned} \right\} \quad (14.10)$$

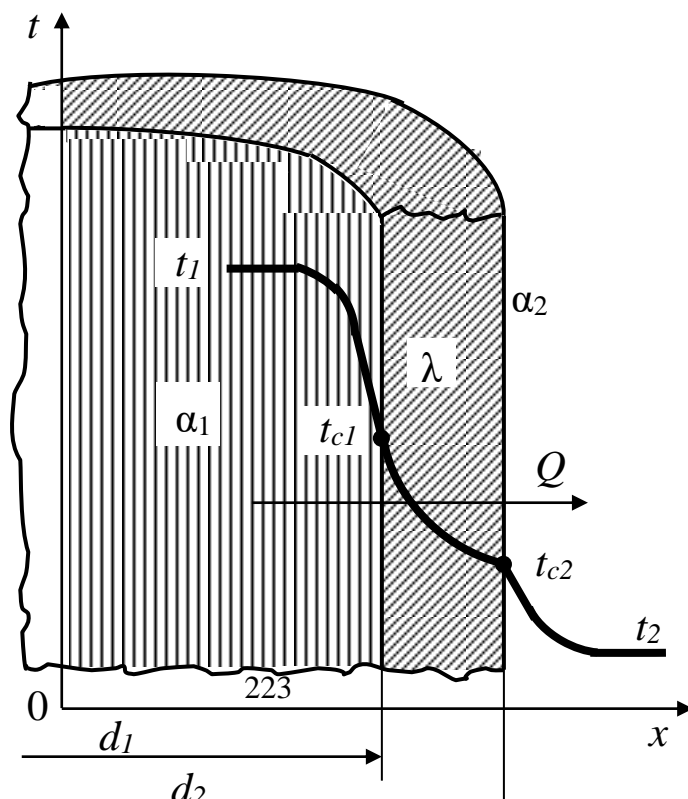
(14.10) ifadəsində $t_{d_{i+1}}$ ixtiyari i təbəqəsi ilə $i+1$ təbə-

qəsinin sərhədindəki temperaturu göstərir, təbəqələrin sayı isə isidən maye tərəfdən hesablanmalıdır.

§ 14.2. Silindrik divar vasitəsi ilə istilikötürmə

Silindrik divarın istilikötürməsini hesabladıqda, adətən divarın daxili və xarici səthlərinin temperaturunu (t_{d_1} və t_{d_2}) və xətti xüsusi istilik selini tapmaq lazım gəlir (şəkil 14.2).

Tutaq ki, daxili diametri d_1 , xarici diametri d_2 və uzunluğu ℓ olan silindrik borunun daxilindən, temperaturu t_1 olan isidən maye, xaricindən isə temperaturu t_2 olan isidilən maye axır. Borunun materialının istilikkeçirmə əmsalını, isidən və isidilən mayelərin istilikvermə əmsalını sabit və temperaturun ancaq radius istiqamətində dəyişməsini nəzərdə tutduqda, isidən mayedən divara verilən, divardan keçən və divardan isidilən mayeyə verilən istiliklərin bərabər olduğunu deyə bilərik.



Buna əsaən, borunun bir metr uzunluğuna düşən xüsusi istilik seli üçün aşağıdakı ifadələri yazırıq:

$$\left. \begin{aligned} q_\ell &= (t_1 - t_{d_1}) / (1 / \pi d_1 \alpha_1) \\ q_\ell &= (t_{d_1} - t_{d_2}) [(1 / 2\pi\lambda) \ell n d_2 / d_1] \\ q_\ell &= (t_{d_2} - t_2) / (1 / \pi d_2 \alpha_2) \end{aligned} \right\} \quad (14.11)$$

Bu tənlikləri birlikdə həll edərək, tələb olunan kəmiyyətlər üçün aşağıdakı ifadələri tapırıq:

$$q_\ell = (t_1 - t_2) / [1 / \pi d_1 \alpha_1 + (1 / 2\pi\lambda) \ell n d_2 / d_1 + 1 / \pi d_2 \alpha_2], (kJ/m \cdot saat), \quad (14.12)$$

$$\begin{aligned} t_{d_1} &= t_1 - q_\ell (1 / \pi d_1 \alpha_1), \\ t_{d_2} &= t_1 - q_\ell [1 / \pi d_1 \alpha_1 + (1 / 2\pi\lambda) \ell n d_2 / d_1] \end{aligned}$$

və ya

$$t_{d_2} = t_2 - q_\ell (1 / \pi d_2 \alpha_2).$$

(14.12) düsturunu çoxtəbəqəli silindrik divar üçün aşağıdakı şəkildə yazılmalıdır:

$$q_\ell = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\pi d_1 \alpha_1} + \frac{1}{2\pi} \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\pi d_{n+1} \alpha_2}}, (kJ/m \cdot saat), \quad (14.13)$$

burada

$$\frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\pi d_1 \alpha_1} + \frac{1}{2\pi} \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\pi d_{n+1} \alpha_2}} = K_i \quad (14.13')$$

ilə işarə etsək, (14.13') tənliyi aşağıdakı şəkli alar:

$$q_i = K_i (t_1 - t_2), (kJ / m \cdot saat) , \quad (14.14)$$

burada K_i — xətti istilikötürmə əmsalı adlanır.

(14.14) düsturuna əsasən qeyd etmək olar ki, xətti istilikötürmə əmsalı (K_i) mayelərin temperatur fərqi $1^\circ S$ olduqda bir saatda uzunluğu bir metr olan boru vasitəsi ilə isidən mayedən isidilən mayeyə ötürülən istiliyin miqdarını göstərir. Mayeləri ayıran silindrik divar çoxtəbəqəli olarsa, həmin divarın ixtiyari təbəqəsinin səthinin temperaturunu hesablamaq üçün aşağıdakı düsturdan istifadə edilir:

$$t_{d_{i+1}} = t_1 - q_i \left(\frac{1}{\pi d_1 \alpha_1} + \frac{1}{2\pi} \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} \right) \quad (14.15)$$

Bu tənlikdə təbəqələrin sayı isidən maye tərəfdən hesablanmalıdır.

Baxdığımız iki misaldən aydın görürük ki, istilikötürmə əmsalı (K) mayelərin arasındakı divarın formasıdan və ölçülərindən asılıdır. Buna görə də mayeləri ayıran divarın müxtəlif formaları üçün istilikötürmə əmsalının ifadəsini yuxarıdakı qayda üzrə çıxarmaq lazımdır. Tədqiqatlar göstərir ki, mayələr arasındakı silindrik divarın daxili diametrinin (d_1) xarici diametrinə (d_2) nisbəti 0,5-dən böyük olarsa ($d_1/d_2 > 0,5$), (14.14) düsturunu belə yazmaq olar:

$$q_\ell = K \pi d_x (t_1 - t_2) = \pi d_x (t_1 - t_2) / (1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2), \quad (14.16)$$

burada $d_x = (d_1 + d_2)/2$ – borunun orta diametri,
 $\delta = (d_2 - d_1)/2$ – borunun qalınlığıdır.

$d_1/d_2 > 0,5$ olduqda (14.16) düsturunun verdiyi nəticə (14.14) dəqiq düsturunun verdiyi nəticədən 4%-dək fərqlənə bilər.

§ 14.3. İstilikötürmənin intensivləşdirilməsi

İstilikötürmə prosesinə aid olan bir çox təcrübi məsələləri həll etdikdə, bu prosesi intensivləşdirmək tələb olunur, yəni istilikötürmənin termik müqavimətini azaltmaq və deməli, istilikötürmə əmsalını artırmaq tələb olunur. Layihələndirilən istilikdəyişdirici qurğunun (buxar qızdırıcı, su ekonomayzeri, hava qızdırıcı, kondensator və başqaları) istilikötürməsinin termik müqaviməti nə qədər az olarsa, həmin qurğunun istilikötürən səthinin sahəsi bir o qədər kiçik olar. Bu da qurğunun həm yığcam və yüngül olmasına, həm də ucuz başa gəlməsinə səbəb olar. Sadə istilik mübadiləsi proseslərini intensivləşdirmək üçün bu prosesin yalnız termik müqaviməti azaldılmalıdır. Məsələn, istilikkeçirməni intensivləşdirmək üçün divarın qalınlığını azaltmaq, istilikverməni intensivləşdirmək üçün isə istilikvermə əmsalını artırmaq lazımdır. İstilikötürmə prosesi sadə istilik mübadiləsi proseslərinin təsiri nəticəsində əmələ gəldiyindən, onun intensivləşdirilmə məsələsi mürəkkəbdir. Bəzi xüsusi hallarda isə istilikötürmənin intensivləşdirilməsi sadə yolla əldə etmək mümkündür.

Bunu aydınlaşdırmaq üçün birtəbəqəli yastı divar vasitəsi ilə əmələ gələn istilikötürmə prosesinin intensivləşdirilməsinə iki halda baxaq:

- 1) $\delta/\lambda = 0$;
- 2) $\delta/\lambda \neq 0$.

1.) $\delta/\lambda = 0$ qəbul olunarsa, (yəni divarın istilikkeçirməsinin termik müqaviməti çox kiçik olduğundan, nəzərə alınmazsa) (14.8) ifadəsinə əsasən yaza bilərik ki,

$$K = K_0 = 1/[(1/\alpha_1) + (1/\alpha_2)] = \alpha_1\alpha_2/(\alpha_1 + \alpha_2) \quad (14.17)$$

Deməli, bu halda istilikötürməni intensivləşdirmək üçün (K_0 -1 artırmaq üçün) α_1 və α_2 -nin qiymətlərini bilmək lazımdır. Həmin əmsallar bir-birindən çox fərqli olarsa, istilikötürmə əmsalının qiyməti kiçik α -ya yaxın alınır. Məsələn, $\alpha_1 \ll \alpha_2$ olarsa, (14.17) düsturuma əsasən, $K_0 \approx \alpha_1$ olmalıdır.

Buradan belə çıxır ki, baxdığımız halda istilikötürməni intensivləşdirmək üçün α_1 artırmaq lazımdır. $\alpha_1 = \alpha_2$ olduqda, $K_0 = \alpha_1/2 = \alpha_2/2$ olduğundan, α -ların birinin artırılması istilikötürmənin intensivləşməsinə təmin edir.

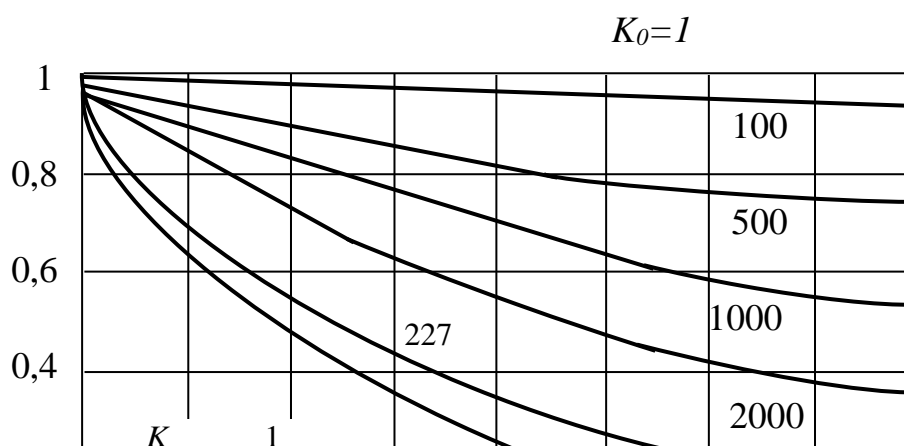
2. $\delta/\lambda \neq 0$ qəbul olunduqda, (yəni divarın termik müqaviməti nəzərə alındıqda) (14.8) ifadəsi aşağıdakı şəkli alır:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}} = \frac{1}{\frac{1}{K_0} + \frac{\delta}{\lambda}} \quad (14.18)$$

(14.18) ifadəsinin hər iki tərəfini K_0 -a bölsək alarıq ki,

$$K/K_0 = 1/[1 + (\delta/\lambda)K_0] \quad (14.19)$$

14.3-cü şəkildə (14.19) ifadəsi qrafik təsvir olunmuşdur.



Şəkildən görünür ki, K_0 -ın bütün qiymətlərində δ/λ artdıqca K/K_0 kiçilir. δ/λ -ın bütün qiymətlərində isə K_0 -ın kiçilməsi ilə K/K_0 - böyüyür, həmçinin həmin şəkildən görünür ki, K_0 -ın böyük qiymətlərində divarın termik müqaviməti (δ/λ) K/K_0 - a daha çox təsir edir. Bu təsir δ/λ -nın kiçik qiymətlərində çox böyük olur. Deməli, K_0 çox böyük olduqda ($K_0 > 2000$) divarın termik müqavimətini (δ/λ) nəzərdən atmaq olmaz. Bu nəticə eyni ilə ərp və his təbəqələrinin termik müqavimətinə də aiddir. Ərpin və hisin istilikkeçirmə əmsalı çox kiçik olduğundan, ərp və his təbəqəsinin termik müqaviməti çox böyükdür. 1 mm ərp təbəqəsinin termik müqaviməti 40 mm polad təbəqəsinin, 1 mm his təbəqəsinin termik müqaviməti isə 400 mm polad təbəqəsinin termik müqavimətinə bərabərdir. Qazlar üçün istilikvermə əmsalı kiçik ($\alpha_{\text{qaz}} < 50$), su və kondensatlaşan buxar üçün böyük ($\alpha > 2000$) olduğundan, istilik ötürmə prosesi isti qaz ilə soyuq qaz arasında baş verdikdə, his təbəqəsinin termik müqavimətinin istilik-ötürməyə təsiri nəzərə alınmaya bilər; istilikötürmə prosesi isti su ilə soyuq su, ya da kondensatlaşan buxar ilə su arasında əmələ gələrsə, ərp təbəqəsinin termik müqavimətinin istilikötürməyə təsiri mütləq nəzərə alınmalıdır.

§ 14.4. İstilikötürmənin zəiflədilməsi

İstilikötürməyə aid olan bir sıra təcrübi məsələləri həll etdikdə, istilikötürməni zəiflətmək, yəni istilikötürmənin termik müqavimətini artırmaq tələb olunur. Belə hallarda, adətən aralıqdakı divarı istiliyi pis keçirən material— istilik izolə təbəqəsi ilə örtmək lazımdır. Məsələn, isti su və ya buxar kəmərinin xarici mühitə istilik itkisini azaltmaq məqsədi ilə, onun üzərini istilik izolə təbəqəsi ilə örtürlər.

Yastı divar vasitəsi ilə gedən istilikötürməni zəiflətmək üçün divarın üzərini istilik izolə təbəqəsi ilə örtmək kifayətdir, çünki bu izolə təbəqəsi divarın termik müqavimətini artırır, deməli, istilikötürməni zəiflədir (14.8-ci düstura bax).

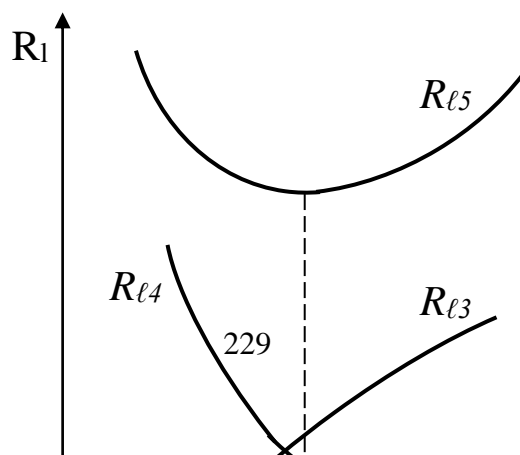
Silindrik divar vasitəsi ilə gedən istilikötürmə prosesini zəiflətmək üçün izolə örtüyü divarın istilik keçirməsinin termik müqavimətini artırır və istilikvermənin termik müqavimətini azaldır. Buna görə istilik izoləsi şəraitdən asılı olaraq silindrik divarın istilikötürməsinin həm zəifləməsinə, həm də intensivləşdirməsinə səbəb ola bilər.

Deyilənləri aydınlaşdırmaq üçün, (14.13') düsturuna baxaq:

1) birqat izolə təbəqəsi olan silindrik divar üçün həmin düstur belə yazılmalıdır:

$$K_{\ell} = \frac{1}{\frac{1}{\pi d_1 \alpha_1} + \frac{1}{2\pi \lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi \lambda_{iz}} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\pi d_3 \alpha_2}} = \frac{1}{R_{\ell}} \quad (14.20)$$

Bu ifadədə d_3 -dən başqa bütün kəmiyyətləri sabit qəbul edərək, R_{ℓ} -in d_3 -dən asılılığını qururuq (şəkil 14.4).



Şəkildən görürük ki, d_3 -ün artması ilə $R_{\ell 5}$ əvvəlcə azalır, sonra isə artır. Həmin əyrinin (ümumi termik müqavimətin) minimum qiymətinə uyğun gələn diametrə izolənin kritik diametri deyilir.

Aldığımız nəticəyə əsasən deyirik ki, $d_2 < d_{kr}$ olan halda borunun üzərinə çəkilən izolə təbəqəsi onun ümumi termik müqavimətinin azalmasına, deməli, istilik itkisinin artmasına, $d_2 > d_{kr}$ olduqda isə ümumi müqavimətinin artmasına, yəni istilik itkisinin azalmasına səbəb olmalıdır.

Deməli, borunun istilik itkisini azaltmaq məqsədi ilə onun izolə edilməsinin lazım olub-olmadığını müəyyən etməkdən ötrü izolənin kritik diametrini bilmək vacibdir. Kritik diametri tapmaq üçün $R_{\ell} = f(d_3)$ asılılığının, yəni

$$R_{\ell} = \frac{1}{\pi d_1 \alpha_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_{iz}} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\pi d_3 \alpha_2}$$

ifadəsinin birinci törəməsini alıb sıfıra bərabər edirik:

$$d(R_{\ell})/d(d_3) = (1/2\pi\lambda_{iz}) \cdot (1/d_3) - (1/\pi\alpha_2)(1/d_3^2);$$

$$(1/2\pi\lambda_{iz}) \cdot (1/d_3) - (1/\pi\alpha_2)(1/d_3^2) = 0.$$

Buradan alırıq ki,

$$d_{kr} = 2\lambda_{iz} / \alpha_2, (m). \quad (14.21)$$

Açıq havada yerləşdirilən boru kəmərləri üçün $\alpha \approx 84 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{saat} \cdot \text{K}$, binalarda yerləşdirilən boru kəmərləri üçün isə $\alpha \approx 42 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{saat} \cdot \text{K}$ olduğundan, izolənin kritik diametri izolə materialının istilikkeçirmə əmsalından (λ_{iz}) asılıdır.

Yüksək keyfiyyətli izolə materialı üçün d_{kr} kiçik olur. Məsələn, açıq havadakı boru kəməri istilik keçirmə əmsalı $\lambda_{iz} \approx 84 \text{ kJ/m} \cdot \text{saat} \cdot \text{dər}$ olan izolə materialı ilə örtmək istəsək, (14.21) düsturuna görə $d_{kr} = 2 \lambda_{iz} / \alpha_2 = 2 \cdot 0,84 / 20 = 0,084 \text{ m} = 84 \text{ mm}$ $\lambda_{iz} \approx 0,42 \text{ kJ/m} \cdot \text{saat} \cdot \text{K}$, olan izolə materialı ilə örtmək istədikdə isə $d_{kr} = 2 \lambda_{iz} / \alpha_2 = 2 \cdot 0,42 / 20 = 0,042 \text{ m} = 42 \text{ mm}$ olur.

Deməli, birinci halda xarici diametri (d_2) mm -dən kiçik ($d_2 < d_{kr}$) olan boru kəməri izolə etsək, izolənin diametri (d_3) kritik diametrə ($d_{kr} = 84 \text{ mm}$) çatana qədər həmin boru kəmərinin istilik itkisi artacaq, sonra isə izolə təbəqəsinin qalınlığı artdıqca (yəni $d_3 > d_{kr}$ olduqda) istilik itkisi azalacaq. İkinci halda (yəni $\lambda_{iz} \approx 0,42 \text{ kJ/m} \cdot \text{saat} \cdot \text{K}$ olduqda) uyğun nəticə xarici diametri (d_2) 10 mm -dən az olan boru kəməri üçün də düzgündür.

Deməli, açıq havada yerləşdirilən boru kəməri izolə etmək üçün seçilən materialın istilikkeçirmə əmsalı $\lambda_{iz} \approx 84 \text{ kJ/m} \cdot \text{saat} \cdot \text{K}$ -yə bərabər olduqda, izolə təbəqəsinin qalınlığından asılı olmayaraq xarici diametri 20 mm -dən böyük olan bütün boruların istilik itkisi azalmalıdır.

Adətən (14.21) düsturundan elektrik xətlərinin izoləsini hesabladığımızda istifadə edilir. Elektrik məftillərinin diametri (d_2) kiçik olduğundan, izolənin kritik diametri (d_{kr}) həmişə d_2 -dən böyük və buna görə də elektrik məftilinin üzərinə çəkilən izolə təbəqəsi onun xarici mühitə verdiyi istiliyin artmasına səbəb olur. Deməli, elektrik məftilinin

üzərinə çəkilən izolə təbəqəsi məftildən axan cərəyan şiddətini artırmaq imkanını yaradır.

On beşinci fəsil

15. İstilik mübadiləedici aparatlar

§ 15.1. İstilik dəyişdirici aparatların növləri

İstiliyin bir mayedən (qazdan) başqa mayeyə (qaza) verilməsini təmin edən hər hansı qurğuya istilikdəyişdirici aparat, ya da istilikdəyişdirici deyilir.

İstilikdəyişdiricilər texnoloji əhəmiyyətinə, quruluşuna və konstruktiv tərtibatına görə çox müxtəlif olmalarına baxmayaraq, işləmə prinsipinə əsasən üç növ olur:

- a) rekuperativ istilikdəyişdirici;
- b) regenerativ istilikdəyişdirici;
- s) qarışdırıcı istilikdəyişdirici.

İstiliyin isidən mayedən isidilən mayeyə aralarındakı divar vasitəsi ilə, arasıkəsilmədən verilməsini təmin edən qurğuya rekuperativ istilikdəyişdirici deyilir. Rekuperativ istilikdəyişdiricilərdə mayeləri ayıran divarın bir tərəfində isidən, digər tərəfində isə isidilən maye arasıkəsilmədən axır.

Regenerativ istilikdəyişdiricilərin xüsusiyyəti ondan ibarətdir ki, burada istiliyin isti mayedən soyuq mayeyə verilməsini təmin edən divarın üzərindən bəzən isti, bəzən də soyuq maye axır. Belə ki, divarın üzərindən isti maye axdıqda divar isinir (istiliyi akkumulyasiya edir), soyuq maye axdıqda isə, o, akkumulyasiya etdiyi istiliyi soyuq mayeyə verir.

İstiliyin isti mayedən soyuq mayeyə onların bir-biri ilə qarışması nəticəsində verilməsini təmin edən istilikdəyişdiriciyə qarışdırıcı istilikdəyişdirici deyilir.

Beləliklə, rekuperativ və regenerativ istilik dəyişdiricilərdə istilik mübadiləsi prosesi bərk cismin səthi ilə əldə edilir. Buna görə də belə istilikdəyişdiricilərə çox vaxt səthli istilikdəyişdiricilər də deyilir.

İstiliyin isidən mayedən isidilən mayeyə verilməsini təmin edən divarın səthinə isidilən səth, yaxud qızma səthi deyilir.

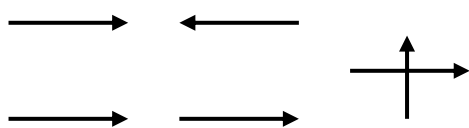
İstər səthli, istərsə də qarışdırıcı istilikdəyişdiricilərə hansı məqsəd üçün istifadə olunmasından asılı olaraq müxtəlif adlar verilir. Məsələn, səthli istilikdəyişdirici sırasına su ekonomayzeri, suqızdırıcı, şəbəkə suqızdırıcısı, buxar generatoru, buxarqızdırıcı, havaqızdırıcı, kondensator, yağsoyuducu və başqaları daxildir. Qarışdırıcı istilikdəyişdiricilər sırasına qülləli soyuducu deaerator, suqızdırıcı, skrubber və başqaları daxildir.

Buxar generatorunda və buxarlandırıcıda buxar hasil edilir, lakin birincidə qazların (yanma məhsulunun) istiliyindən, ikincidə isə, təzyiq və temperaturu yüksək olan buxarın istiliyindən istifadə olunur. Su ekonomayzeri, suqızdırıcı və şəbəkə suqızdırıcısı da eyni məqsəd, yəni suyu qızdırmaq üçün tətbiq olunur. Ekonomayzerdə suyun qızdırılması yanma qazlarının istiliyi hesabına, suqızdırıcıda isə buxarın istiliyi hesabına əmələ gəlir. İstehsalata və isitmə şəbəkələrinə verilən suyu qızdıran istilikdəyişdiriciyə şəbəkə suqızdırıcısı deyilir.

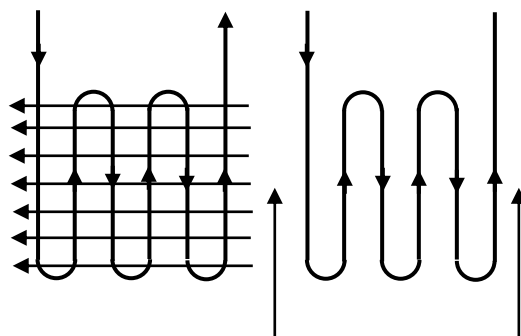
Qeyd etmək lazımdır ki, rekuperativ istilikdəyişdiricilərindən daha geniş istifadə edilir. Buna görə, biz rekuperativ istilikdəyişdiricilərə baxmaqla kifayətlənəcəyik.

Rekuperativ istilikdəyişdiricilər isidən və isidilən mayelərin hərəkət istiqamətindən asılı olaraq üç növ olur: 1) düzaxımlı, 2) əksaxımlı, 3) çarpaz axımlı. Mayelər bir-birinə paralel və eyni istiqamətdə hərəkət edərsə, belə istilikdəyişdiriciyə düzaxımlı, paralel, ancaq əks istiqamətdə hərəkət edərsə əksaxımlı, mayelərin hərəkət istiqaməti bir-

birinə perpendikulyar olarsa, buna çarpaz axımlı istilikdəyişdirici deyilir (şəkil 15.1).



Şək.15.1. Çarpaz axımlı istilik dəyişdiricisinin sxemi



Şək.15.2. Çox dəfə təkrar olunan çarpaz axımlı istilik dəyişdiricisinin sxemi

Təcrübədə çox vaxt mürəkkəb, yəni eyni zamanda həm düz, həm də əksaxımlı, çox dəfə təkrar olunan çarpaz-axımlı (şək. 15.2) və başqa sxemlərdən istifadə etmək lazım gəlir.

§ 15.2. İstilikdəyişdiricilərin hesablanması

İstilikdəyişdiricilər xarici görünüşünə, quruluşuna, işləmə prinsipinə və işçi cisimlərinə görə, çox müxtəlif olmalarına baxmayaraq, eyni məqsəd üçün – istiliyin isti mayedən soyuq mayeyə verilməsi üçün tətbiq olunduğundan, onların istilik hesabı eyni üsulla aparılır.

İstilikdəyişdiricilərin istilik hesabı iki növ olur: 1) layihə hesabı, 2) yoxlama hesabı.

Layihələndirilən yeni istilik dəyişdiricilərinin istilik ötürən səthini (qızma səthini) tapmaq üçün aparılan hesablamaya, istilik dəyişdiricisinin layihə hesabı deyilir.

Qızma sahəsi məlum olan istilikdəyişdiricinin istilik yükünü və mayelərin son temperaturunu tapmaq lazım gəldikdə aparılan hesablamaya yoxlama hesabı deyilir. Yoxlama hesabı mövcud istilikdəyişdiricinin iş rejimi dəyişdikdə və onun quruluşunda müəyyən dəyişikliklər

edildikdə aparılır.

İstilikdəyişdiricilərin layihə və yoxlama hesabı iki tənliyin birlikdə həll edilməsi ilə aparılır. Bu tənliklərdən biri istilik ötürmənin əsas tənliyi, digəri isə istilikdəyişdiricinin istilik balans tənliyidir. Bütün istilikdəyişdiricilər üçün mahiyyətcə eyni olan bu tənliklər, istilik dəyişdiricinin növündən (rekuperativ, regenerativ, qarışdırıcı) asılı olaraq, müxtəlif şəkillərdə olur.

Yuxarıda qeyd edildiyi kimi, biz təcrübədə daha çox tətbiq edilən və qərarlaşmış rejimdə işləyən, rekuperativ istilikdəyişdiricinin istilik hesabına baxmaqla kifayətlənəcəyik.

Qərarlaşmış rejimdə işləyən rekuperativ istilikdəyişdiricinin istər layihə, istərsə də yoxlama hesabı bizə məlum olan aşağıdakı düsturlar üzrə aparılır:

1) istilik köçürmənin əsas düsturu

$$Q = KF(t_1 - t_2), (kJ/saat). \quad (15.1)$$

2) istilikdəyişdiricinin istilik balans tənliyi

$$Q = G_1 C_{p_1} (t'_1 - t''_1) = G C_{p_2} (t''_2 - t'_1), (kJ/saat). \quad (15.2)$$

İstilik ötürmənin əsas düsturunu çıxardıqda mayelərin temperaturunu sabit qəbul etmişdik. Ümumi halda istilik mübadiləsi nəticəsində, isti maye soyuduğundan və soyuq maye isindiyindən, mayelərin hərəkəti istiqamətində səth boyunca temperatur basqısı da dəyişən olur. Buna görə araşdırılan hal üçün tənliyi aşağıdakı differensial tənlik şəkilində yazılmalıdır:

$$dQ = K\Delta t_i dF, (kJ/saat) \quad (15.3)$$

İstilikdəyişdiricinin qızma səthindən (F-dən) keçən

istilik selini tapmaq üçün (15.3) ifadəsini inteqrallamaq lazımdır:

$$Q = \int_0^F K \Delta t_i dF, (kJ/saat) \quad (15.4)$$

İstilikdəyişdiricilərdə istilikötürmə əmsalı (K) çox az dəyişdiyindən onu sabit də qəbul etmək olar. Bu halda (15.4) ifadəsi aşağıdakı şəkli alar:

$$Q = K \int_0^F \Delta t_i dF, (kJ/saat) \quad (15.5)$$

(15.5) ifadəsini F-ə vursaq və bölsək alarıq ki,

$$Q = K[(1/F)(\int_0^F \Delta t_i dF)]F = K \Delta t_{or} F, (kJ/saat). \quad (15.6)$$

Burada $\Delta t_{or} = (1/F) \int_0^F \Delta t_i dF$ -ə orta temperatur basqısı deyilir.

(15.6) ifadəsi istilikdəyişdiricilərin hesablanmasında istifadə olunan əsas tənliklərindən biri olub, istilik ötürmənin əsas tənliyi adlanır.

Layihə hesabı aparıldıqda istilikdəyişdiricinin istilik yükü (Q) məlum olduğundan (verildiyindən), onun qızma səthi (F) 15.6 tənliyindən təyin edilir:

$$F = Q / (K \Delta t_{or}), m^2. \quad (15.7)$$

15.7 ifadəsindən görürük ki, istilikdəyişdiricinin qızma sahəsini (F-i) tapmaq üçün orta temperatur basqısını (Δt_{or} -nı) və istilikötürmə əmsalını bilmək lazımdır.

§ 15.4. İstilikötürmə əmsalının təyini

İstilikdəyişdiricinin layihə hesabını apardıqda istilik ötürmə əmsalının təyini böyük çətinliklərə səbəb olur. Çətinliklər əsasən mayelərin temperaturunun dəyişməsi və istilik keçirən səthin mürəkkəb formada olması ilə əlaqədardır. Bu amilləri, adətən istilikötürmə əmsalına daxil olan istilikvermə əmsallarını təyin etdikdə nəzərə alırlar.

İstilikötürmə əmsalını hesabladıqda hər şeydən əvvəl, xüsusi hallara uyğun gələn termik müqavimətləri təhlil edərək, hesablama düsturunu mümkün qədər sadələşdirmək lazımdır.

Mayelərin temperaturunun dəyişməsinin istilikötürmə əmsalına təsirini adətən istilikötürmə əmsalına daxil olan istilikvermə (α_1 və α_2) əmsallarını mayelərin orta temperaturuna əsasən taparkən nəzərə alırlar.

Su ekvivalenti böyük olan mayenin temperaturu (t_b) az dəyişdiyindən onun orta temperaturu belə tapılır:

$$t_b = (1/2)(t'_{b_1} + t'_{b_2}),$$

su ekvivalenti kiçik olan mayenin orta temperaturu isə belə hesablanır:

$$t_k = t_b \pm \Delta t_{or}.$$

burada Δt_{or} – orta loqarifmik temperatur basqısını göstərir;
 t_b – isidən mayeyə aid olduqda mənfi (–), isidilən mayeyə aid olduqda isə müsbət (+) götürülür.

İstilikdəyişdiricinin qızma səthi (F) mürəkkəb formada olduqda, onu sadə formalı (yastı divar, silindrik divar, kürevi divar) hissələrə bölərək, hər hissə üçün istilikötürmə əmsalı hesablanır. Belə halda istilikdəyişdiricinin ümumi istilikötürmə əmsalı belə tapılır:

$$K = (K_1 F_1 + K_2 F_2 + K_3 F_3 + \dots) / (F_1 + F_2 + F_3 + \dots)$$

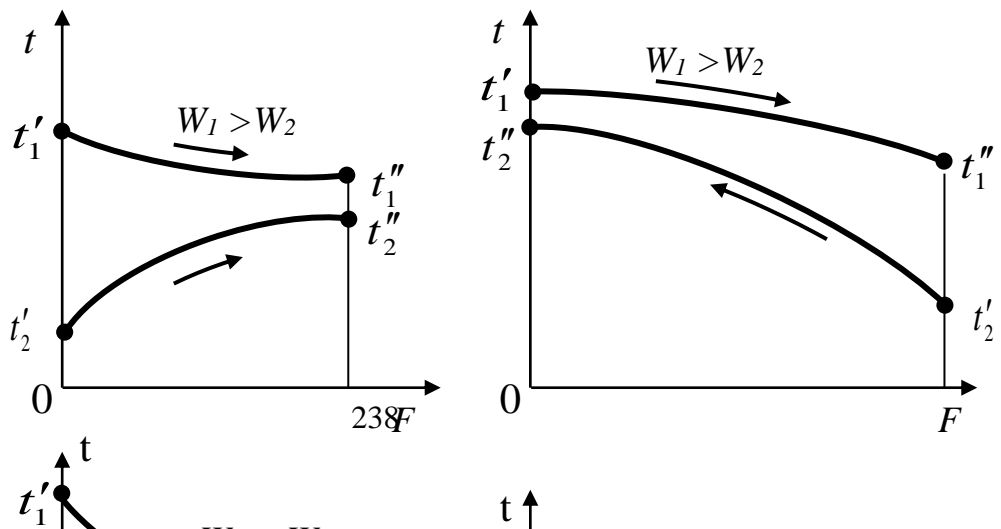
burada K_1, K_2, K_3, \dots , və F_1, F_2, F_3, \dots , – istilikdəyişdiricinin müxtəlif hissələrinin istilikötürmə əmsallarını və qızma səthlərini göstərir.

Qeyd etmək lazımdır ki, istilikdəyişdiricinin qızma səthinin düzgün tapılması əsasən istilikötürmə (K) əmsalının dəqiq hesablanmasından asılıdır. Buna görə də istilikötürmə əmsalını hesabladığımızda çox diqqətli olmaq lazımdır.

§ 15.5. İstilikdəyişdiricinin yoxlama hesabı

İstismar edilən istilikdəyişdiricinin quruluşunda, iş rejimində və onda gedən texnoloji prosesdə müəyyən dəyişikliklər əmələ gətirmək tələb olunarsa, belə istilikdəyişdiricilərinin ona göstərilən tələbatı nə dərəcədə ödəyə biləcəyini aydınlaşdırmaq üçün aparılan istilik hesabına yoxlama hesabı deyilir (şək. 15.3).

Belə hesablamanı apararkən qızma səthi (F), istilikötürmə əmsalı (K) mayelərin istilikdəyişdiriciyə daxil olan andakı temperaturları (t'_1 və t'_2) və mayelərin su ekvivalentləri (W_1 və W_2) məlum olmalıdır. Hesablama nəticəsində isidilən mayenin son temperaturu (t''_1) isidilən mayenin son temperaturu (t''_2) və istilikdəyişdiricinin istilik yükü (Q) tapılır. Mayenin son temperaturu onun hərəkətinin sxemindən asılı olduğundan, düz və əks axımlı rekuperativ istilikdəyişdiricilərin yoxlama hesabına ayrılıqda baxaq.



Düzaxımlı istilikdəyişdiricinin yoxlama hesabı

Yoxlama hesabında qeyd edəcəyimiz kimi tələb olunan üç kəmiyyətin (t'_1, t''_1 və Q) tapılması üçün aşağıdakı düsturdan istifadə olunur:

$$Q = W_1(t'_1 - t''_1) = W_1\delta t_1 \quad (15.8)$$

$$W_1 / W_2 = (t''_2 - t'_2) / (t'_1 - t''_1) = \delta t_2 / \delta t_1 \quad (15.9)$$

$$\Delta t_1 = \Delta t' e^{-mKF_1} \quad (15.10)$$

$F_i = F$ olduqda, $\Delta t_i = \Delta t''$ olduğundan (15.10) ifadəsi belə yazılmalıdır:

$$\Delta t'' = \Delta t' e^{-mKF} \quad (15.11)$$

burada,

$\Delta t' = t'_1 - t'_2$; $\Delta t'' = t''_1 - t''_2$ və $m = 1/W_1 + 1/W_2$ olduğundan,

yaza bilərik ki,

$$(t_1'' - t'') / (t_1' - t') = e^{-\left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}\right)KF} \quad (15.12)$$

və ya

$$1 - (t_1' - t'') / (t_1' - t') = 1 - e^{-\left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}\right)KF}$$

$$(t_1' - t_1'') + (t_2'' - t_2') = (t_1' - t_2') \left[1 - e^{-\left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}\right)KF} \right] \quad (15.13)$$

Bu ifadədə $(t_2'' - t_2')$ - i (15.9) düsturundan tapılan qiymət ilə əvəz etsək, alarıq ki,

$$(t_1' - t_1'') + W_1 / W_2 (t_1' - t_1'') = (t_1' - t_2') \left[1 - e^{-\left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}\right)KF} \right],$$

buradan

$$t_1' - t_1'' = \delta t_1 = (t_1' - t_2') \frac{1 - e^{-\left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}\right)KF}}{1 + (W_1 / W_2)}$$

və ya

$$\delta t_1 = \Delta t' \frac{1 - e^{-\left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right) \frac{KF}{W_1}}}{1 + (W_1 / W_2)} \quad (15.14)$$

Bu ifadənin sağ tərəfinə daxil olan bütün kəmiyyətlər məlum olduğundan, isidən mayenin temperatur dəyişməsinin və deməli, onun son temperaturunu tapmış oluruq, yəni:

$$t_1'' = t_1' - \delta t_1 \quad (15.15)$$

Həmin qayda ilə isidilən mayenin temperatur dəyişməsi və son temperaturu üçün aşağıdakı ifadələri alırıq:

$$t_2'' - t_2' = \delta t_2 = \Delta t' (W_1/W_1) \frac{1 - e^{-\left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right) \frac{KF}{W_2}}}{1 + (W_1/W_2)} \quad (15.16)$$

və

$$t_2'' = t_2' + \delta t_2 \quad (15.17)$$

(15.14) və (15.16) ifadələrdən, mayelərin temperatur dəyişməsinin (δt_1 və δt_2) verilmiş şərtlər daxilində ancaq, W_1/W_2 və KF/W_1 -dən asılı olduğunu görürük.

$\frac{1 - e^{-\left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right) \frac{KF}{W_2}}}{1 + (W_1/W_2)} = \Pi$ ilə işarə etsək, (15.14) və (15.16) ifadələrini belə yazmaq olar:

$$\delta t_1 = \Delta t' \cdot \Pi, \quad (15.18)$$

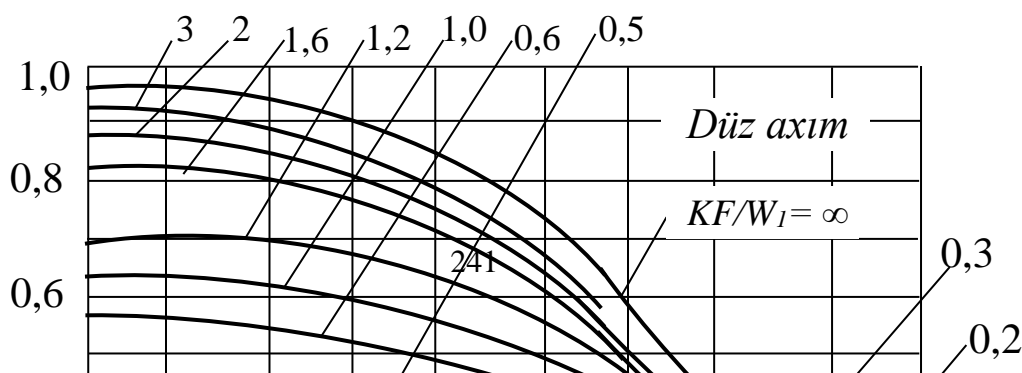
və

$$\delta t_2 = \Delta t' (W_1/W_2) \Pi \quad (15.19)$$

$\Pi = f(W_1/W_2; KF/W_1)$ asılılığı (15.4) şəklində verilmişdir.

İstilikdəyişdiricinin istilik yükü (15.8) ifadəsinə əsasən belə tapılır:

$$Q_{\Pi} = W_1 t_1 \delta = W_1 \Delta t' \Pi = W_1 (t_1' - t_2') \Pi \quad (15.20)$$



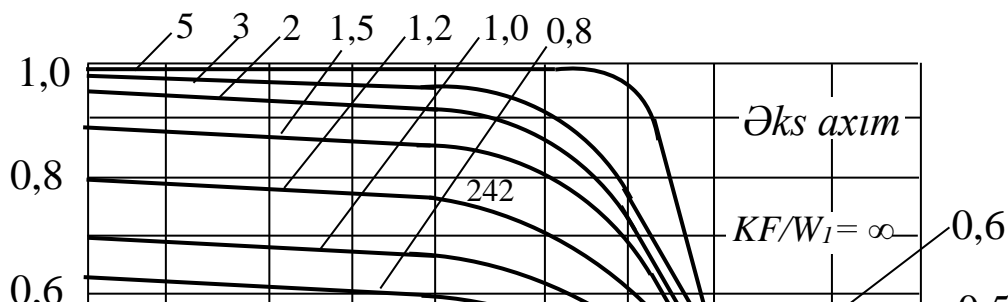
Əks axımlı istilikdəyişdiricinin yoxlama hesabı

Əks axımlı istilikdəyişdiricinin yoxlama hesabı düz axımlının yoxlama hesabı kimi aparılır (şək.15.5). Lakin bu hesablamaların yeganə fərqi ondan ibarətdir ki, (15.12) düsturunu əks axımlı istilikdəyişdiriciyə tətbiq etdikdə, o aşağıdakı şəkli alır:

$$(t_1'' - t_2') / (t_1' - t_2'') = e^{-\left(\frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2}\right) KF} \quad (15.21)$$

Bu ifadəyə əsaslanaraq düzaxımlı istilikdəyişdiricinin yoxlama hesabında apardığımız riyazi əməliyyatları təkrar etsək, tələb olunan üç kəmiyyətdən ötrü aşağıdakı ifadələri alarıq:

$$\delta t_1 = (t_1' - t_1'') = (t_1' - t_2') \frac{1 - e^{-\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right) \frac{KF}{W_1}}}{1 - \frac{W_1}{W_2} e^{-\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right) \frac{KF}{W_1}}} = (t_1' - t_2') \cdot Z \quad (15.22)$$



$$\delta t_2 = (t_2'' - t_1') - (t_1' - t_2') \frac{W_1}{W_2} \frac{1 - e^{-\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right) \frac{KF}{W_1}}}{1 - \frac{W_1}{W_2} e^{-\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right) \frac{KF}{W_1}}} = (t_1' - t_2') \frac{W_1}{W_2} \cdot Z \quad (15.23)$$

$$Q_Z = W_1 \delta t_1 = W_1 (t_1' - t_2') Z \quad (15.24)$$

Aldığımız hər üç ifadədə Z ilə işarə olunmuş kəmiyyət, yəni $Z = f(W_1/W_2; KF/W_1)$ asılılığı 15.5-ci şəkildə verilmişdir.

Beşinci bölmə

Yanacaq və yanma prosesləri

On altıncı fəsil

16. Yanacaq və yanma prosesinin əsas nəzəriyyəsi **§ 16.1. Yanacaq haqında ümumi məlumat və onun** **təsnifatı**

Yanacaq o cisimlərə deyilir ki, onu təşkil edən elementlər oksigenlə birləşərkən müəyyən miqdarda istiliyin

(verməklə) ayrılması ilə bərabər energetik, istehsalat, texniki məqsədlər üçün və məişətdə istifadə edilmiş olsun.

Texniki nöqtəyi nəzərdən yanacaq aşağıdakı şərtləri ödəməlidir: 1 kq və ya 1 m^3 verilmiş cismi yandırarkən kifayət qədər aktiv şəkildə havanın oksigeni ilə birləşməklə bərabər yüksək istilik miqdarı verməli və nəticə etibarlı ilə qaz şəkilli yanma məhsulları alınmalıdır, təbiətdə ehtiyatı böyük olmaqla, istismarı məqsədəuyğun olmalıdır.

Göstərilən bütün tələbatları ödəyə bilən cismin yalnız mürəkkəb karbonlu və karbohidrogenli birləşmələrin qarışığı ola bilər.

Öz fiziki halına görə üzvi yanacaqlar üç əsas qrupa ayrılırlar:

- 1) bərk yanacaqlar;
- 2) maye yanacaqlar;
- 3) qaz şəkilli yanacaqlar.

Bərk tipli yanacaqlar: ağac, torf, qonur kömür, daş kömür, antrasit, koks, şist, saman və s.

Maye yanacaqlar: neft, mazut, ağ neft, benzin, qazolin, salyar yağı və daş kömür qətranı və başqaları.

Qaz şəkilli yanacaqlar: təbii qaz, generator qazı, koklaşdırma və domna sobalarında alınan qazlar və başqaları.

Yanacaq eyni zamanda təbii və süni ola bilər.

Təbii yanacaqlar o yanacaqlara deyilir ki, onlar yeraltı təbəqələrdən alınır. Bunlara torf, qonur və daş kömürlər, antrasit, şistlər, təbii qazlar, neft daxildir.

Süni yanacaqlar o yanacaqlara deyilir ki, onlar təbii yanacaqların kimyəvi və ya mexaniki emalı nəticəsində alınmış olsun. Belə yanacaqlara ağac kömürü, koks, benzin, ağ neft, mazut, generator qazı, domna və koklaşdırma sobalarında alınan qazlar, bərk və maye yanacaqların tullantısından alınan briketlər (kərpic şəklində preslənmiş) daxildir.

Qeyd etmək lazımdır ki, o yanacaqlardan ki, sənayedə müxtəlif qiymətli məhsullar almaq olar, belə yanacaq-

lara qeyri energetik tipli yanacaqlar deyilir. Qeyri-energetik tipli yanacaqlara daş kömürün çox hissəsi, ağac yanacaqları, neft daxildirlər.

Kimya sənayesi üçün xammal mənbəyi olmayan yanacaqlara energetik tipli yanacaqlar deyilir. Belə yanacaqlara torf, qonur kömür, antrasit daxildirlər.

Əgər energetik tipli yanacaq zavod şəraitində sobalarda, quruducu qurğuların ocağında və digər qurğularda istifadə olunarsa, belə yanacağa texnoloji yanacaq deyilir.

§16.2. Yanacağın elementar tərkibi

Bərk yanacaq karbondan, hidrogendən, oksigendən, azotdan, kükürddən, mineral qarışıqdan (küldən) və nəmlikdən ibarətdir.

Yanacağın yanan hissəsi isə karbon, hidrogen və kükürddür.

Karbon yanacağın əsas yanan hissəsi olub, bütövlükdə yanacaq kütləsinin 55...95% təşkil edir. Karbonun faiz miqdarı yanacağın kimyəvi əmələ gəlmə yaşından asılıdır. **Yanacağın tərkib hissəsi olan karbonun yanması nəticəsində 34000 kJ/kg istilik alınır.**

Hidrogen yanacağı təşkil edən karbohidrogenlərin tərkib hissəsi olub, karbondan sonra ikinci yeri tutur. Bərk yanacağın kimyəvi əmələ gəlmə yaşı çoxaldıqca hidrogenin miqdarı azalmış olur. Qaz şəkilli yanacaqda hidrogen, metan və digər karbohidrogenlərin tərkib hissəsinin 25%-ni təşkil edir. Bərk yanacağın tərkibində isə hidrogenin miqdarı təxminən 10%-dir.

Bir kq hidrogen yanarkən 278000 kJ/kg istilik alınır.

Kükürd yanacağın tərkibində üzvü birləşmə S_o və kolçedan S_k şəklində olur ki, bunların cəmi $S_I = S_o + S_k$ uçan kükürd adlanır və 1 kg kükürdün tam yanması nəticəsində 9300 kJ/kg istilik alınır. Bundan başqa kükürd yanacağın

tərkibində sulfat duzları şəkilində də (gips CSO_4) olur ki, bu da yanma prosesində iştirak etmir.

Yanacağın tərkibində kükürdün olması onun keyfiyyətini kəskin sürətdə aşağı salır, çünki yanacaq yanarkən kükürd qazları alınır və onlar metal səthə toxunarkən korroziyaya uğradırlar. Bununla yanaşı kükürdlü qazlar binaya daxil olaraq xidmət edən tərkibi zəhərləyə bilər.

Oksigen və azot yanma prosesində iştirak etmədiklərinə görə yanacağın daxili ballastı hesab olunurlar. Oksigen yanacağın tərkib hissəsi olan hidrogenlə birləşərək, yanacağın istilik vermə qabiliyyətini azaldır. Azot isə yanma prosesi nəticəsində qaz şəklində xaric olur.

Mineral (kül) hissə yanacağın ballast hissəsi hesab olunur. O, yanacağın istilikvermə qabiliyyətini azaldır, onun nəql olunmasına və xırdalanmasına əlavə xərcin sərf olunmasını tələb edir və qazan aqreqatının qızma səthinin eroziyaya uğramasına, şlak əmələ gəlməsinə və yanacağın tam yanmasına səbəb olur. Mineral yanmayan hissələr yanacağın əmələ gəlməsi, onun istehsalı və saxlanması zamanı tərkibə daxil olur. Yanacağın kül hissəsi çox böyük həddə dəyişir, daş kömür üçün bu ədəd 20%, şist üçün 60%-ə qədər çatır.

Nəmlik Yanacağın ziyanlı tərkib hissəsidir. Yanacaq daxilindəki nəmliyi buxarlandırmaq üçün yanacağın yanması nəticəsində alınan istiliyin bir hissəsi ona sərf olunur və nəticə etibarlı ilə yanacağın istilikvermə qabiliyyəti azalır.

Yanacaq daxilində nəmliyin miqdarının çoxluğu, onun nəql etdirilməsinə mənfi təsir göstərdiyindən belə yanacaq istehsal olunan yerdə istifadə edilir və ona görə də yerli yanacaq hesab olunur (torf, qonur kömür və şist).

Qonur kömür və torfun daxilində nəmliyin miqdarı 30...50% olur və yanacağın yaşından, əmələ gəlmə şəraitindən, onun layda yatımından, istehsalından və saxlanmasıdan asılıdır.

Yanma prosesində iştirak edən yanacaq aşağıdakı (işçi) kütləyə (tərkibə) malikdir:

$$C^P + H^P + O^P + N^P + S_A^P + A^P + W^P = 100\%$$

$$S_A^P = S_O^P + S_K^P, \quad (16.1)$$

burada $C^P, H^P, O^P, N^P, S_O^P, S_K^P, A^P, W^P$ – çəki faizləri ilə karbonun, hidrogenin, oksigenin, azotun, kükürdün, külün və nəmliyin miqdarıdır.

Əgər yanacağın tərkibindən külün (əslində külün miqdarını xaric etmək olmaz) və nəmliyin miqdarını xaric etmiş olsaq, onda yanacağın yanan kütləsini (tərkibini) alarıq:

$$C^\Gamma + H^\Gamma + O^\Gamma + N^\Gamma + S_A^\Gamma = 100\% . \quad (16.2)$$

Əgər yanacağın nəmliyi nəzərə alınmazsa, onda belə yanacağa quru kütlə deyilir və aşağıdakı kimi ifadə olunur:

$$C^C + H^C + S_A^C + N^C + O^C + A^C = 100\% . \quad (16.3)$$

Yanacağın tərkib hissəsini bir kütlədən digər kütləyə keçirmək üçün hesabat düsturları cədvəl 16.1-də verilmişdir.

Yanacağın əsas xarakteristikalarından biri də onun istiliktörətmə qabiliyyətidir.

Yanacağın iki cür istilik törətmə qabiliyyəti vardır: aşağı (Q_a) və yuxarı (Q_y)

Yanacağın yuxarı istilik törətmə qabiliyyəti dedikdə 1 kg bərk və ya maye yanacağı və ya 1 m³ qaz yanacağını tam yandırdıqda, yanma məhsulları içərisində su buxarı mayeyə çevrilərkən alınan istilik miqdarına deyilir.

Cədvəl 16.1

Yanacağın verilən kütləsi	Yanacağın axtarılan kütləsi, %-lə		
	İşçi	Quru	Yanan
İşçi	1	$\frac{100}{100 - W^P}$	$\frac{100}{100 - (W^P + A^P)}$
Quru	$\frac{100 - W^P}{100}$	1	$\frac{100 - A^P}{100}$
Yanan	$\frac{100 - (W^P + A^P)}{100}$	$\frac{100 - A^c}{100}$	1

Təcrübədə yanma məhsullarına **tam kondensə** etmək mümkün olmadığına görə aşağı istiliktörətmə qabiliyyətindən istifadə olunur.

Yanacağın aşağı istiliktörətmə qabiliyyətini onun elementar tərkibinə görə hesablamaq olar. Bərk və maye yanacaq üçün istiliktörətmə qabiliyyəti D.İ. Mendeleyevin aşağıdakı təqribi düsturu ilə hesablanır.

$$Q_H^P = 340C^P + 250h^P - 109(O^P - S^P) - 25(9H^P + W^P), kJ/kg \quad (16.4)$$

Düsturdakı ədədi əmsallar təcrübə yolu ilə tapılmaqla bərabər hissələrinin istiliktörətmə qabiliyyətidir. Qaz yanacağın istiliktörətmə qabiliyyəti:

$$Q_H^P = 126CO + 108H_2 + 355CH_4 + 590C_2H_4 + 636C_2H_6 + \dots, kJ/Nm^3 \quad (16.5)$$

burada CO , H_2 , CH_4 və başqaları ayrı-ayrı qazların həcm payıdır, %.

Müxtəlif növ yanacaqların istiliktörətmə qabiliyyətini müqayisə etmək üçün şərti yanacaq məhsulundan istifadə

olunur. İstilik törətmə qabiliyyəti 29300 kJ/kg və ya 7000 kkal/kg olan yanacaq *şərti yanacaq* adlanır.

Verilmiş yanacağı şərti yanacağa çevirmək üçün onun sərfiyyatı $Q_H^p/29300$ əmsalına vurulur və bu da verilmiş yanacağın *istilik ekvivalenti* adlanır.

§16.3. Yanma nəzəriyyəsinin əsasları və yanmanın kimyəvi reaksiyasının kinetikasi

Yanma sürətlə baş verən kimyəvi dəyişiklikliyə uğraması nəticəsində yüksək istilik ayrılması baş verir və temperatur artır.

Yanma, yanacağı təşkil edən ayrı-ayrı komponentlərin oksidləşməsi nəticəsi olduğuna görə 1 kg yanacağın yanması üçün lazım olan havanın tərkibindəki oksigenin miqdarı belə hesablanır:

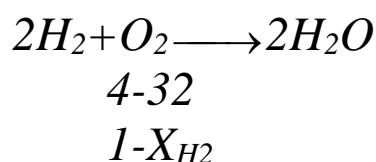


Hər 12 kg karbonun yanmasına 32 kg oksigen sərf olunur, yəni,

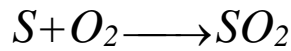
$$\begin{array}{l} 12-32 \\ 1-X_{O_2} \\ X_{O_2} = 32/12 = 2,67 \text{ kg} \end{array}$$

Deməli 1 kg karbonun yanması üçün $2,67 \text{ kg}$ oksigen tələb olunur.

Anoloji olaraq yanacağı təşkil edən ayrı-ayrı elementlərin 1 kg -nın yanması üçün sərf olunan oksigenin miqdarını təyin edək:



$$XH_2=32/12= 8 \text{ kg}$$



$$32-32$$

$$1-X_S$$

$$X_S=1 \text{ kg}$$

Deməli, tərkibi C (karbon), H (hidrogen), S (kükürd)-dən ibarət olan 1 kg yanacağın yanması üçün lazım olan oksigenin miqdarı:

$$LO_2=2,67C+8H+S \quad (16.7)$$

Əgər nəzərə alsaq ki, yanacağın özünün tərkibində müəyyən miqdarda oksigen var, onda xaricdən verilən oksigenin miqdarı az olmalıdır, yəni

$$LO_2=2,67C+8H+SO \text{ (kgO}_2\text{/kg·yanacaq)}, \quad (16.8)$$

Lakin ocağa saf oksigen deyil, hava verildiyindən və havanın tərkibində isə oksigenin miqdarı 23% olduğundan, 1 kg yanacağın yanması üçün lazım olan oksigenin nəzəri miqdarı:

$$L_{hava} = (2,67C + 8H + S - O_{kg.hava.}) / (0,23 \text{ kg} \cdot \text{yanacaq}) \quad (16.9)$$

Havanın sıxlığı $\rho=1,293 \text{ kg/m}^3$ olduğuna görə, tələb olunan havanın həcmi:

$$\begin{aligned} V_{hava}^{nəz} &= (2,67C^P + 8H^P + S^P - O^P) / (100 \cdot 0,23 \cdot 1,293) = \\ &= (2,67C^P + 8H^P + S^P - O^P) / 30, \quad (16.10) \\ &\text{(kg} \cdot \text{m}^3\text{) / (kg} \cdot \text{yanacaq)} \end{aligned}$$

Həqiqətdə isə ocağa verilən havanın miqdarı düsturla hesablandığı qədər olmayıb bir qədər artıq olur, çünki verilmiş hava daxilindəki oksigenin hamısı yanmadığı üçün

$$V_{hava}^{həqiqi} = \alpha \cdot V_{hava}^{nəz} ,$$

α -hava artıqlığı əmsalı adlanır və tam yanma halı üçün:

$$\alpha = \frac{N_2}{N_2 - (79/21)O_2} \quad (16.11)$$

$\alpha = 1,1 \dots 1,5$ qəbul edilir.

Bərk yanacağın təbəqə şəklində yanma prosesində $\alpha = 1,3 \dots 1,5$, maye və qaz yanacaq üçün isə $\alpha = 1,1 \dots 1,15$ qəbul edilir.

§16.4. Yanacaqların yanma xüsusiyyətləri

Qaz şəkilli yanacağın yanma xüsusiyyətləri

Qaz şəkilli yanacağın tərkibi əsas yanan və yanmayan hissələrdən ibarətdir. Qaz şəkilli yanacağın yanan tərkib hissəsi hidroksendən H_2 , dəm qazından CO_2 , metan CH_4 və digər karbohidrogenlərdən ibarətdir.

Qaz şəkilli yanacağın yanmasında kinetik yanma prosesinə və diffuziya yanma proseslərinə təsadüf etmək olar.

Kinetik yanma prosesində hazırlanmış yanacaq və oksidləşdiricinin yanması prosesi nəzərdə tutulur. Belə yanma prosesində qarışıq əmələ gəlmə prosesinə heç bir faktor təsir etmir.

Diffuziya yanma prosesində hava ilə qazın qarışdırılması prosesi yalnız bir həcmdə baş verir. Diffuziya yanma prosesi özü laminar və turbulent ola bilər.

Maye yanacağın yanma xüsusiyyəti

Maye yanacağın yanma prosesi iki halda baş verə bilər:

- 1) maye yanacağın əvvəlcədən buxarlandırılmış vəziyyətdə yandırılması:
- 2) əvvəlcədən qaz halına gətirildikdən sonra yandırılması. Belə yandırma prosesi yüngül yanacaqlarda baş verir və qaz şəkilli yanacaqların yaradılması prosesinin eyni olur.

Adətən maye yanacaq püskürülmə üsulu ilə yandırılır. Belə yandırma üsulunda məqsəd ondan ibarətdir ki, maye yanacağın hava ilə əlaqə səthi böyük olsun. Belə halda yanma səthi bir neçə 1000 dəfə artmış olur.

Yanan məşəlin çox yüksək şüalanması nəticəsində maye yanacaq formaları çox tez buxarlanır və termiki olaraq parçalanır.

Yanma sürəti qarışıq əmələ gəlmə prosesindən, turbulentlik dərəcəsiindən, yanma kamerasının temperaturundan asılı olur.

Bərk yanacağın yanma xüsusiyyətləri

Bərk yanacağın yanma prosesini iki hissəyə ayırmaq olar: bərk yanacaq tərkibindəki nəmlilik buxarlandıqdan sonra onun (yanacağın) uçan hissəsi termiki parçalanma nəticəsində yanır. Sonra isə bərk hissə (koks) yanmağa

başlayır. Yanacağıın bərk qızdırılması nəticəsində hər iki hal bir birinin üzərinə düşmüş olur.

Bərk yanacağıın yanma prosesinə onun tərkibində olan mineral hissələr də böyük təsir göstərir. Yanma prosesinin yaxşı getməsinə təmin etmək üçün onu xırdalayır.

Güclü qazan aqreqlərində bərk yanacağı yandırmaq üçün onu toz şəklinə salırlar və beləliklədə yanma səthini böyüdürlər (bir neçə yüz dəfə xüsusi yanma səthi böyümüş olur).

Belə halda toz şəkilli yanacaq qaz-hava axınında yanmış olur.

Altıncı bölmə

Qazanxana və ocaq qurğuları

On yeddinci fəsil

§17.1. Qazanxana qurğuları

Kənd təsərrüfatı istehsalatında istilik enerjisinin alınmasının əsas mənbəyi üzvi qazıntılar, yəni bərk, maye və qaz yanacaqlarıdır.

İxtisaslaşdırılmış və mərkəzləşdirilmiş istehsalat şəraitində, şəhər tipli qəsəbələr üçün mümkün olan ən əlverişli istilik təchizatı sistemi, mərkəzləşdirilmiş istilik təchizatı sistemidir ki, bu sistem istehsalat qızdırıcı qazanxanadan ibarət olmaqla, müasir yüksək iqtisadi göstəricilərə malik olan əsas və köməkçi avadanlıqlarla təchiz edilir.

Müasir qazan qurğuları bir neçə elementdən ibarət olub mürəkkəb quruluşa malikdirlər. Qazan qurğularının işləməsi üçün iqtisadi cəhətdən effektiv sayılan yanacaq növləri aşağıdakılardır: təbii qaz və mazut.

Kənd təsərrüfatında əsasən aşağıdakı qazan qurğularından istifadə edilir.

KM, KB, Д721 qurğuları məhsuldarlığı 100...800 *kq/saat* və ya məhsuldarlığı 2,5...20 *t/saat* olan ДКВР tipli qurğu müvəffəqiyyətlə istifadə edilir. Ən geniş yayılan kənd təsərrüfatı qazan qurğuları bunlardır: МЗК-7А, Е-2, 1Т, Г, М; Е-1/9-1М, Е-1/9-2М, ВК-1,6-dır.

Qazan qurğularının vəzifələri buxar istehsal etməkdən ibarət olub, əsas iki hissəyə ayrılır: yanma kamerası və buxar qazanı. Qazan aqreqatı onun bütün mexanizmləri ilə birlikdə **qazan qurğusu** adlanır. Qazan aqreqatı bünövrədə qoyulmuş karkas üzərində quraşdırılır və ona xidmət etmək üçün xüsusi pilləkən və kiçik meydança ayrılır.

Qazan aqreqatının metallik səth elementi bir tərəfdən qaz tüstüsü, digər tərəfdən isə su, buxar və ya hava ilə əhatə olunur. Bu da istiliyin qaz tüstüsündən suya, buxar və havaya verilməsinə səbəb olur. Qızma səthi m^2 ilə ölçülür.

Ağır yanacaq yandıqda zola və şlak əmələ gəlir. Zola qazan qurğusundan qaz tüstüsü ilə aparılır, oradan isə

tüstü borusu ilə xaricə çıxaraq ətraf mühiti (atmosferi) çirkləndirir.

Təbii qaz və mazut nisbətən iqtisadi cəhətdən əlverişli yanacaq hesab olunur. Buna görə də qaz və mazut forsunkalarının quruluşunu bilmək vacibdir.

Alov və horizontal su borulu buxar qazanları istehsalatdan çıxmış, qaz borulu qazanlar isə stasionar energetikada çox az istifadə olunur.

Mazutla işləyən qazan qurğularında mexaniki buxar və hava forsunkasının köməyi ilə mazut püskürülür. Mazutun yaxşı püskürülməsi üçün o 80°S -yə qədər qızdırılır. Qaz xüsusi forsunkaların köməyi ilə yandırılır. Qaz qarışıqları yüksək (1,5 bar) və aşağı (1,01 bar qədər) **təzyiqləri yerinə yetirirlər.**

Ocaq qurğuları

Ocaq-qazan aqreqatının bir hissəsi olub yanacağın yanmasını təmin etməklə bərabər, yanacağın yanması zamanı kimyəvi enerjinin - istiliyin ayrılmasını təmin edir.

Ocaqda eyni vaxtda 3 proses yerinə yetirilir:

- 1) yanacağın yanması;
- 2) şüalanma vasitəsilə istilik vermə;
- 3) bərk yanacağın yanması nəticəsində alınan külün əsas yanacaqdan ayrılması.

Ocaqda yandırma prosesi hal-hazırda üç formada aparılır:

- 1) təbəqəli yandırma sistemi;
- 2) məşəl şəkilli yandırma sistemi;
- 3) burulğanlı yandırma sistemi.

Yanacağın təbəqə şəklində yandırma sistemi ən köhnə sistemdir, belə ki, yandırma sistemində bərk və parça şəkilli yanacaqdan istifadə olunur. Buna misal ola-

raq qonur kömür, daş kömür, torf, odun və başqalarını göstərmək olar.

Aşağı keyfiyyətli bərk yanacaqları yandırmaq üçün onları toz halına gətirdikdən sonra, (xüsusi üyüdüclərdə) kameralı ocaqda məşəl şəklində yandırılır. Bu üsulla bərk yanacağın yandırılması hazırda geniş şəkildə tətbiq olunur.

Məşəl şəklində yandırılma üsulları ilə üç növ yanacağı, yəni bərk, maye və qaz yanacaqlarını yandırmaq mümkündür. Bərk yanacağı bu üsulla yandırmaq üçün onu xüsusi toz hazırlayıcı qurğudan istifadə etməklə əvvəlcədən xırdalamaq tələb olunur. Maye yanacaq isə xüsusi forsunka vasitəsilə çox kiçik damlalar şəklində ocağa püskürdülür. Qaz şəkilli yanacağın bu üsulla yandırılması üçün heç bir hazırlıq işi aparılmır.

Burulğanlı yandırma üsulu isə əsasən XX əsrin 20-30-cu illərindən etibarən istifadə olunur. Bu üsulda əvvəlcə ocaqda hava-qaz burulğanlılığı yaradılır. Bunun nəticəsində isə yanacaq bir neçə dəfə öz vəziyyətini dəyişdirdiyinə görə tam yanır.

Burulğanlı yandırma üsulunda yalnız xırdalanmış və ölçüləri təxminən 46 mm-ə qədər olan bərk yanacaq yandırıla bilər.

Göstərilən üsullarla yandırma qazan aqreqatının məhsuldarlığından və yanacağın növündən asılı olaraq seçilir.

Bərk yanacağı təbəqə şəklində yandırmaq üçün ocaq.

Bərk yanacağın təbəqə şəklində yandırmaq üçün istifadə olunan ocaqların özləri də bir neçə cür olurlar:

- 1) üfqi, təbəqəli tərپənməyən ocaq;
- 2) üfqi, təbəqəli hərəkət edən ocaq;
- 3) maili, təbəqəli hərəkət edən ocaq.

Üfqi təbəqəli tərپənməyən ocaq özü də iki növ olur:

- a) əl ilə idarə olunan **kolosnik** qəfəsli ocaq;
- b) özü idarə edilən kolosnik qəfəsli ocaq.

Bu növ ocaqlarda müxtəlif tipli kömürləri, torf və odunu yandırmaq olar. Havanın keçə bilməsi və külün külxanaya tökülməsi üçün kolosnikin ümumi səthinin 12,5 % açıq olmalıdır.

Məhsuldarlığı 10 *t/saata* qədər olan qazan aqreقاتlarında özü idarə edilən kolosnik qəfəsli ocaq qoyulur. Belə sistemdə yanacağı ocağa vermək üçün xüsusi qurğu olur və yandırılan yanacaqda müxtəlif növ daş kömürlərdən istifadə edilə bilər.

Mexaniki zəncirvari qəfəsli ocaqlar üfqi təbəqəli hərəkət edən ocaqlara daxildir. Belə ocaqlar buxar məhsuldarlığı 10...15 *t/saat* alan qazan aqreقاتlarından, ocaqda yandırılan yanacaq antrasit olarsa, onda belə ocağın məhsuldarlığı 75 *t/saat* olan qazan aqreقاتından istifadə etmək olar. Zəncirvari qəfəsin uzunluğu 5,5...7,9 *m* qədər, eni isə 1,56...4,5 *m* qədər olur. Qəfəsin hərəkət sürəti isə 2...20 *m/saata* qədər götürülür.

Maili təbəqəli hərəkət edən ocaqlardan çox az istifadə edilir. Belə ocaqlar məhsuldarlığı 6,5t/saat olan qazan aqreقاتlarında qoyulur. Burada yandırılan yanacaq odun, ocaq, **yoxsa ağac** yonqarı və torfdur.

§17.2. Bərk, maye və qaz yanacağı məşəl şəklində yandırmaq üçün kameralı ocaq

Məlum olduğu kimi bərk yanacağı məşəl şəklində yandırmaq üçün onu toz şəklinə salmaq və bunun üçün isə aşağıdakı əməliyyatları aparmaq lazımdır.

1) yanacağı xarici qatışıqlardan təmizləmə prosesidir ki, bu proses nəticəsində yanacaq daxilinə düşən dəmir və digər bərk cisimlər onun daxilindən xaric edilir;

2) xam yanacaq qurudulur;

3) qurudulmuş bərk yanacaq xırdalanır;

4) xırdalanma nəticəsində alınmış toz şəkilli yanacaq nisbətən böyük hissələrdən ayrılır.

5) əlavə əməliyyatlar: xam və toz şəkilli yanacağın nəql edilməsi, toz şəkilli yanacağın nəqletdirici havadan ayrılması və başqaları.

Toz şəkilli yanacağı yandırmaq üçün kameralı ocaqdan istifadə olunur. Bu ocaq düzbucaqlı paralelopiped şəklində olur, uzun hissəsi şaquli istiqamətdə yerləşdirilir. Kameralı ocağın divarlarında qazan aqreqatının məhsuldarlığından asılı olaraq 2-dən 8 ədədə qədər məşəl yeri (qorelka) qoyulur. Kameralı ocağın divarları ekranlaşdırılmış olur, yəni divarlar 36 qat borularla əhatə olunur və ona *feston* deyilir. Bu boruların daxilində su olur. Maye yanacaq adətən məşəl şəklində yandırılır. Qazan aqreqatlarında yandırılan neft məhsullarının ağır hissəsidir və **mazut** adlanır. Maye yanacağı məşəl şəklində yandırmaq üçün onu səpələmək tələb olunur. Maye yanacağı xırda damcılar şəklində səpələmək üçün istifadə olunan qurğuya **forsunka** deyilir.

Forsunkalar üç tipdə buraxılır: mexaniki, buxar və hava forsunkaları.

Mexaniki forsunka vasitəsilə püskürülmə aparılması üçün maye yanacaq 10...20 ani təzyiqdə, nasos vasitəsilə xüsusi şaybadan keçərkən xırda damcılara parçalana-raq püskürülür.

Buxar vasitəsilə maye yanacağın püskürülməsi elektrik stansiyaları üçün əlverişli hesab edilmir, ona görə ki, buxar itkisi baş verir.

Buxarın təzyiqi böyük olduqca maye yanacağın püskürülməsi prosesi də bir o qədər səmərəli olur. Hava vasitəsilə maye yanacağı püskürmək üçün verilən havadan istifadə edilir. Yanacağı püskürən havanın təzyiqi $19 \dots 49 \cdot 10^9$ Pa olur.

Qaz şəkilli yanacağın yandırılması çox vaxt əvvəlcədən nəzərdə tutulan hazırlıq işi olmayan ocağa verilir.

Qaz xəttindəki təzyiqlə yanacaq hava ilə birlikdə ocağa verilir.

§17.3. Qazanxana aqreقاتlarının əsas növləri

Suyun dövr etməsi halda baş verən, $3,92...13,7 \text{ MN/m}^2$ təzyiqli buxar istehsalı 50-dən 220-*t/saat* təşkil edən qazanxana aqreقاتları ancaq baraban şəkilli olurlar. $13,7 \text{ MN/m}^2$ təzyiqli buxar istehsalı 250...640 *t/saat* olan aqreقاتlar həm baraban, həm də düz axınlı şəklində, 25 MN/m^2 təzyiqli, buxar istehsalı 950 *t/saat* və ondan artıq olan aqreقاتlar yalnız düz axınlı şəklində hazırlanırlar. Belə ki, həddən artıq təzyiqdə suyun təbii dövr etməsini həyata keçirmək olmaz.

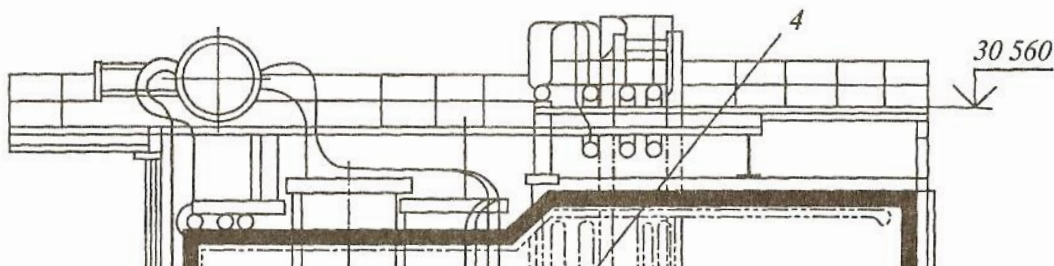
Qızdırılma temperaturu $440...570^{\circ}\text{S}$, buxarın təzyiqi $3,97...13,7 \text{ MN/m}^2$ və məhsuldarlığı 50...220 *t/saat* olan tipik profilli qazanxana aqreقاتı (şək.17.1) onun elementlərinin *P* şəkilli yerləşməsi ilə xarakterizə olunurlar ki, nəticədə qaz tüstüsünün iki gediş yolu əmələ gəlir.

Qaz tüstüsünün birinci gediş yolu ekranlaşdırılmış yanacaq kamerasıdır ki, buda qazanxana aqreقاتının tipinin adını müəyyən edir.

Yanma kamerasının ekranlaşdırılması o dərəcədə əhəmiyyətə malikdir ki, ekranlaşmış səthdə bütün istilik tam olaraq, qazanın barabanına daxil olan suyu buxara çevirir.

Nəticədə konvektiv qaynama səthlərində qızmaya ehtiyac olmur. Bu tip qazanxana aqreقاتlarında yalnız buxar qızdırıcısı, su ekonomayzeri və hava qızdırıcısı qalır.

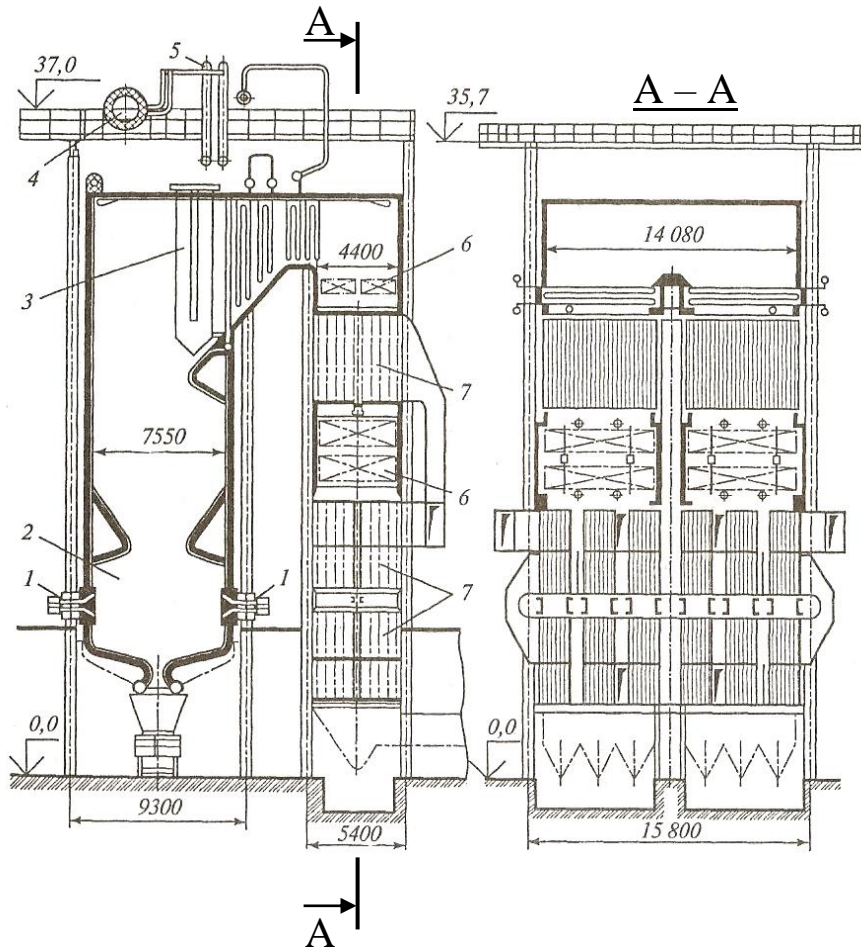
Yanma kamerasından çoxda böyük olmayan, yalnız festonla (3) ayrılan, buxarı həddən artıq qızdıran qurğu (4) yerləşmiş, yanma kamerasından (2) çıxaraq qazın tüstüsü qısa horizontal qaz tüstüsünün çıxışı qurğusuna daxil olur.



Bundan sonra qazın tüstüsü, iki yerə ayrılmış, su ekonomayzeri (5) və hava qızdırıcıları (6) yerləşmiş ikinci azalan qaz tüstüsü xəttinə daxil olur.

Buxarın təzyiqi $13,7 \text{ MN/m}^2$ və məhsuldarlığı $320\dots640 \text{ t/saat}$ olan qazanxana aqreqlərində adətən

qazanın P və bəzi hallarda T -şəkili (şək.17.2) yerləşməsi-
ni saxlayırlar.



Şək.17.2. Buxar istehsalı 420 t/saat , təzyiqi $13,7 \text{ MPa}$ və
qızdırılma temperaturu 570°S olan qazan aqreqatı

Belə vəziyyətdə buxar qızdırıcısının hazırlanması daha da mürəkkəb olur. Ona görə də yarıaçıq odluqdan və regenerativ hava qızdırıcısından geniş istifadə etməyə başlayıblar. Təbii su dövrü ilə işləyən P -şəkili quraşdırılmış qazanxana aqreqatında qazanın barabanı (4) adətən odluqdan xeyli yuxarıda yerləşdirilir. Buxarın bu qazanlarda təmizlənməsini, ayrılmasını adətən siklonlarda (5) həyata keçirirlər. Antrasiti yandıran zaman qabaq və arxa hissədə, bir-birinə qarşı yerləşmiş yarıaçıq, tam ekranlaşmış odluq və işlənmiş maye yanacaq tullantısı qurğusu tətbiq edirlər. Yanma kamerasının divarında **tikanlı**, istiyə davamlı kütlə

ilə bürələnmiş ekranlar, soyutma kamerasının divarında isə açıq ekranlar yerləşdirirlər.

Tavan radiasiya hissəsindən, yarı radiasiyalı şinlərdən və konvektiv hissədən ibarət olan kombinə edilmiş buxar qızdırıcılarından (3) çox hallarda istifadə edirlər. Aqreqatın aşağı hissəsində növbə ilə işləyən su ekonomayzerin ikinci pilləsi (su axını istiqamətində) və boru şəkilli hava qızdırıcının ikinci pilləsi (hava axını istiqamətində) və bunların arxasında isə su ekonomayzerin və hava qızdırıcısının birinci pilləsi (6 və 7) yerləşdirilmişdir.

Təzyiq 25 MN/m^2 olan, buxar məhsuldarlıqları 950, 1600 və 2500 $t/saat$ -lıq qazanxana aqreqatları, gücləri 300, 500, və 800 MW olan turbinlərlə bir blokda işləmələri üçün nəzərdə tutulur.

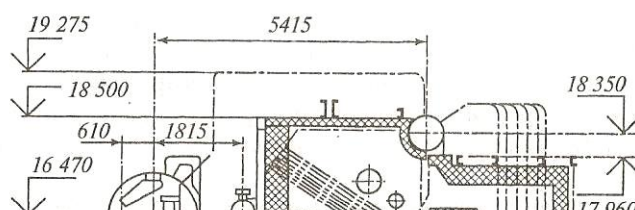
Yuxarıda adı çəkilən buxar məhsuldarlıqlı qazanxana aqreqatı P şəkilli hazırlanır və hava qızdırıcısı isə əsas hissədən kənara çıxarılır. Burada buxar iki dəfə qızdırılır; birinci dəfə qızdırmadan sonra buxarın parametrləri 25 MN/m^2 və 565°S -dir, ikinci dəfə qızdırmadan sonra isə 4 MN/m^2 və 570°S -dir.

Aqreqat biri-birinin yanında quraşdırılmış eyni korpusdan ibarətdir.

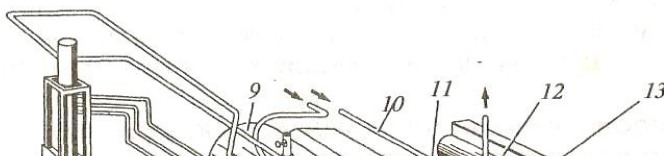
§17.4. İstehsalat qazanxanalarının buxar qazanları

Sənaye qazanxanaları, müəssisələri, məhsuldarlığı 5 $t/saata$ qədər olan, buxar qazanlarında əmələ gələn aşağı təzyiqli buxarla ($1,4 \text{ MPa}$ -a qədər) təchiz edirlər. Qazanlar, bərk, maye və qaz şəkilli yanacaqları yandırmaq üçün buraxılırlar.

Aşağıdakı şəkildə aşağı təzyiqli kömür tozu odluqlu qazanın sxemi verilmişdir (şəkil 17.3).



Bəzi sənaye müəssisələrində texnoloji tələbata əsasən orta təzyiqli qazanlar da tətbiq olunurlar. Şəkil 17.4.-də məhsuldarlığı 35 t/saat , barabanda artıq təzyiqi $4,3 \text{ MPa}$ (buxar qızdırıcısının çıxışında buxarın təzyiqi **39 at**) və artıq qızma temperaturu 440°S olan bir barabanlı şaquli su borulu *BK-35* qazanın ümumi görünüşü verilmişdir. Qazan iki şaquli qaz xəttindən, qalxan və aşağı düşən xətlərdən ibarətdir. Bu xətlər yuxarı hissədə çox da böyük olmayan qaz xətti ilə birləşirlər. Belə qurulmuş qazan *P* şəkilli adlanır.



Qazanın içərisində çox güclü ekran səthi və nisbətən böyük olmayan konvektiv dəstə vardır. Ekran boruları 60x3 mm diametrində və 20 markalı poladdan hazırlanıb.

Ekranın arxa boruları yuxarı hissədə ayrılaraq feston əmələ gətirirlər. Ekran borularının aşağı ucu kollektorlara, üst boruları isə barabana geydirilir.

Ekranın kollektorlarının yayları vardır ki, bu da bütün boru sistemi qızan zaman maneəsiz genişlənmə bilər.

Diametri 38x3 *mm* olan, borudan hazırlanmış şaquli

(14) tipli buxarqızdırıcısı horizontal qaz xəttində yerləşdirilib və iki hissədən ibarətdir. Buxar qızdırıcı qurğunun birinci və ikinci hissələrinin ayrılan yerində səthi buxar soyuducusu 13 (buxarı qızdırmaq üçün lazım olan temperatur tənzimləyicisi) daxil edilmişdir.

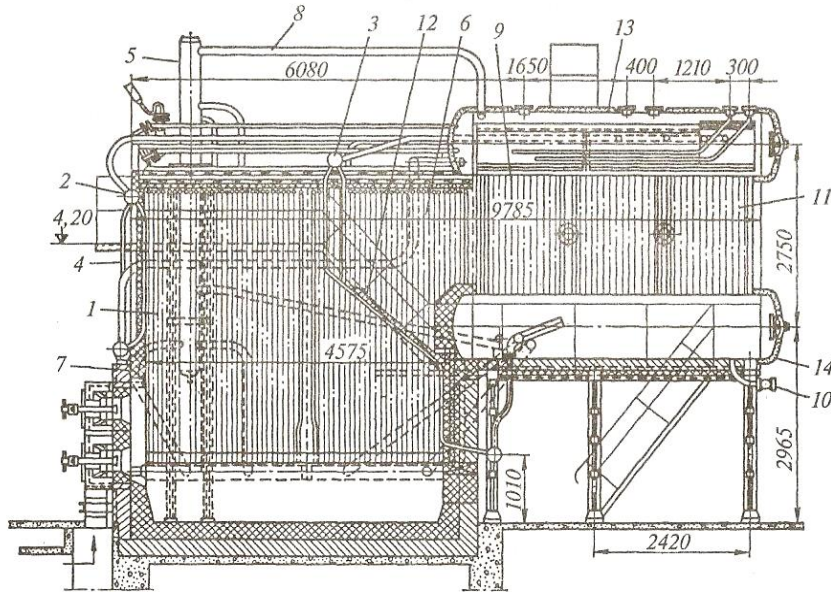
Qazanın aşağı düşən qaz xəttində qızdırıcı səthin uç hissələri spiral şəkilli su ekonomayzeri (15) və boru şəkilli hava qızdırıcısı (17) yerləşdirilmişdir.

Sənayenin müxtəlif sahələrində, kommunal və kənd təsərrüfatında (buxar burada texnoloji və qızdırıcı ventilyasiya tələbatları üçün), həmçinin az güclü elektrik stansiyalarında geniş yayılmış, az məhsuldarlıqlı buxar qazınının əsas tipi olaraq ДКБП markalı şaquli su boru qazanlar tətbiq olunur.

ДКБП qazanında odluğun divarları ekran borularının (1) qarşısını bağlayırlar (şək.17.5). Ekranın arxa hissəsində **maili kərpicindən** arakəsmə (12) hörülmüşdür ki, bu da odluq kamerasını xüsusi odluğa və yanacağıın yanma, qurtarma, sönmə kamerasına bölür. Yanıb qurtaran kamerasından (sönmə) işlənmiş qaz, aşağı və yuxarı barabanlar arasında yerləşmiş konvektiv dəstəyə daxil olur. Burada arakəsmə ilə borular eninə qaz axını ilə əhatə olunan, üç horizontal qaz yoluna ayrılıblar.

Bu dəstənin başlanğıcında buxar qızdırıcı qurğunun boruları (9) (buxar qızdırıcıları ДКБП qazanlarında olmayada bilər), sonra isə qazan dəstəsinin (11) boruları yerləşirlər. Buxar su qarışığı kollektorlara (2 və 3) daxil olur. Barabanda qarışıqdan ayrılmış su dövredici (4) borularla aşağı kollektorlara axır, buxar isə su damcıları ilə birlikdə buxar çıxaran borularla (7) iki çıxış şaquli siklonlara daxil olur. Siklonda ayrılmış su borular (7) ilə ekranın aşağı kollektorlarına daxil olur. Çıxış siklonlardan buxar borularla (8) barabanın daxilindəki separasiya qurğusuna, oradan isə qazanın buxar qızdırıcı qurğusuna və ya istilik tələbedicisinə (əgər qazanda buxar qızdırıcısı yoxdursa) isti-

qamətlənir. Qidalandırıcı su klapanından (10) keçərək qazana daxil olur. Qazan dayaq ramalar üzərinə bərkidilir.



Şək. 17.5. Sıxılmış qaz və mazutla işləyən ДКБП -20-13 tipli qazan qurğusunun sxemi

Buxarın təzyiqi 1,3 və 2,3 MPa (13 və 23 kgs/sm²), buxarın məhsuldarlığı 0,7...5,5 kg/s (2,5...20 t/saat) olan qazanlar hazırlanır. Bunlarda qaz halında olan, maye və bərk yanacaq yandırılır. Buna uyğun olaraq qazanların müxtəlif tip odluqları olur, ancaq faydalı iş əmsalı, çıxan qazların temperaturundan asılı olaraq, 75...91% həddində dəyişə bilirlər. Belə ki, ДКБП tipli qazanlar ekonomayzerlə və ya onsuz quraşdırılır. Ekonomayzerlər, çıxan qazların 140...180⁰S –dək soyudulması hesabına qidalandırıcı suyu 138...165⁰S-dək qızdırırlar.

§17.5. Su qızdırıcı qazanlar

Qeyd olunmuşdur ki, böyük yüklü istilik elektrik mərkəzlərində şəbəkə sularının qızdırıcılarının əvəzinə ayrı-ayrı rayonları, səhərləri və iri sənaye müəssisələrini mərkəzləndirən qızdırıcı qazanlar quraşdırılır.

kəzləşdirilmiş qaydada istiliklə təmin etmək üçün böyük gücə malik su qızdırıcı qazanlar quraşdırılır.

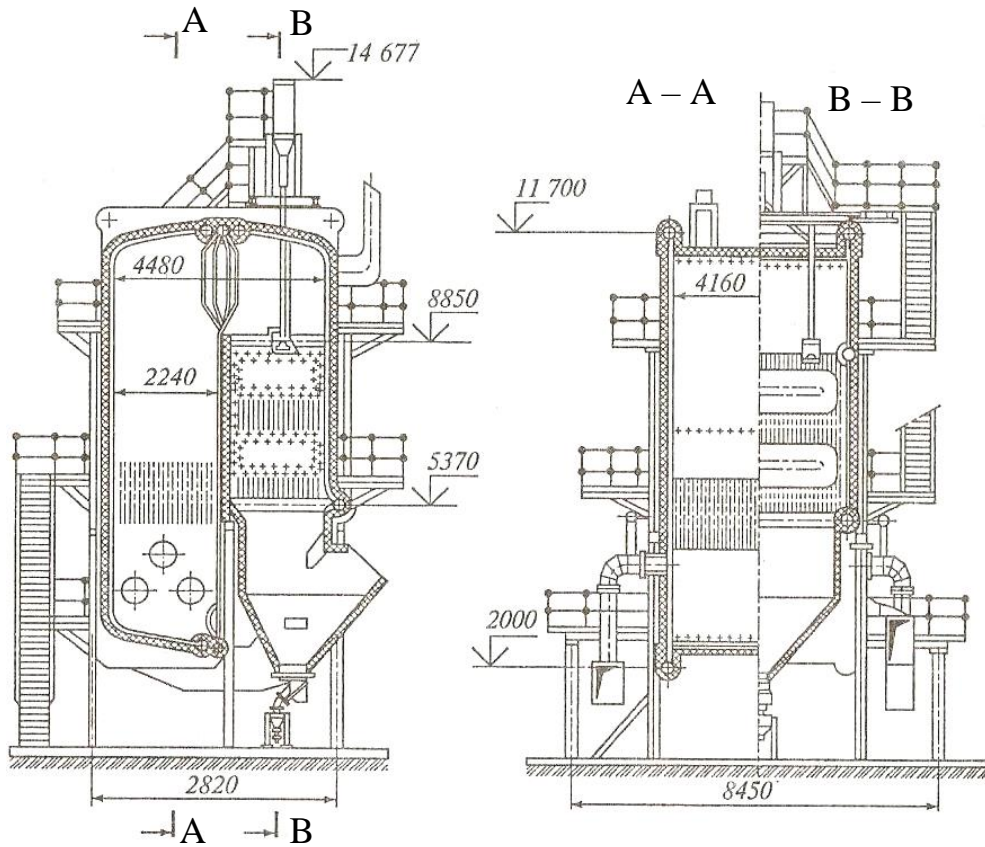
Su qızdırıcı qazanlar, əsasən isidilmə məqsədi ilə lazım olan parametrli isti suyun alınması üçün təyin olunublar. Onlar sabit səflə düz axınlı sxem üzrə işləyirlər. İsidilmənin son temperaturu yaşayış və işçi otaqlarda, su qızdırıcı qazanalarda isidilmiş suyun qızdırıcı cihazlarda dövr edilməsi ilə temperaturun sabit saxlanması şərti ilə müəyyən edilir. Ona görə də ətraf mühitin temperaturu aşağı düşən zaman qızdırıcı cihazların səthində temperaturun sabit saxlanması üçün suyun temperaturunu yüksəldirlər. Qazanalarda adətən istilik şəbəkədə suyu $70...170^{\circ}\text{S}$ –dək qızdırırlar. Son vaxtlar suyun qızma temperaturunun $180^{\circ}...200^{\circ}\text{S}$ -dək artırılması **tendensiyası** təşkil edir.

Çıxan qazlarda su buxarlarının kondensasiya yaranması və bununla əlaqədar olaraq səthlərdə xarici korroziya əmələ gəlməməsi üçün aqreqatın girişində suyun qızdırılma temperaturu yanma məhsulları üçün şəh düşmə nöqtəsindən böyük olmalıdır. Bu halda suyun boruya daxil olduğu yerdə borunun divarının temperaturu şəh düşmə nöqtəsindən aşağı olmamalıdır. Ona görə də girişdə suyun temperaturu təbii qazla işləyən zaman 60°S -dən, mazutla işləyən zaman 70°S -dən aşağı olmamalıdır.

Belə ki, istilik xəttində suyun temperaturu 60°S -dən aşağı düşə bildiyi üçün aqreqata daxil olma yerində müəyyən miqdarda qazanda qızmış isti su qatılır.

Şəkil 17.6-da mazutla işləyən, istilik məhsuldarlığı 41 MW olan və özünü istismarda yaxşı cəhətdən göstərək, qaz və mazutla işləyən PTVM(İITBM) -30M-4 tipli su qızdırıcı qazanın ümumi sxemi verilmişdir. Qazan P şəkilli quruluşa malikdir və mazut forsunkalı mexaniki püskürməli, altı qaz-mazutlu olduqla (hər yan divarda üç odluqla) təchiz edilmişdir. Qazanın yanma kamerası diametri 60 mm olan borularla tam ekranlanıb. Qızmanın konvektiv səthi, diametri 28 mm olan U şəkilli horizontal

borulardan hazırlanıb. Qazanın yüngül hörgüsü zamanın gövdəsinə dirənən birbaşa borulara bərkidilir. Mazutla işləmək üçün nəzərdə tutulmuş bu qazanlar xüsusi qurğu ilə təchiz edilirlər.

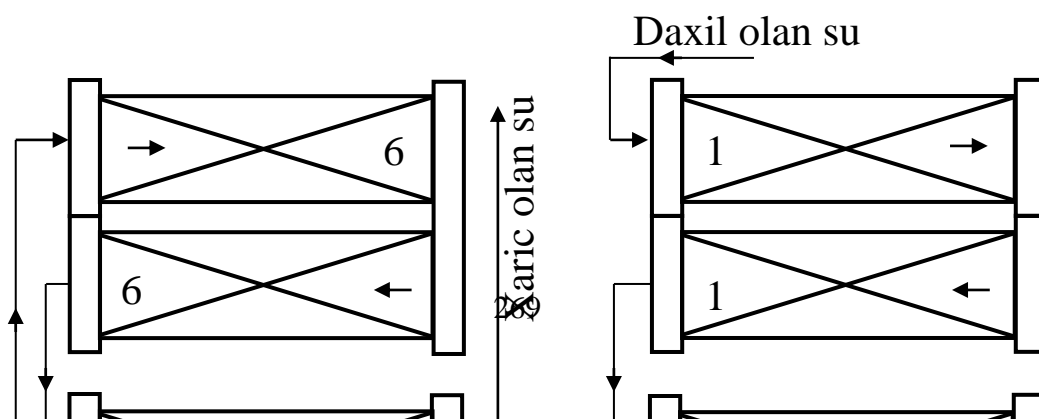


Şək. 17.6. Mazutla işləyən PTVM(IITBM) -30M-4 tipli su qızdırıcı qazanın ümumi sxemi

Odluqların hamısına hava, mühərrikinin gücü 40 kW olan bir ventilyatordan verilir. Sonra isə elektrik mühərrikinin gücü 95 kW olan bir tüstüoranla yerinə yetirilir.

Qazanın dövretmə sistemi şəkil 17.7-da verilmişdir.

Burada su yanma kamerasının kranına verilir, odluğun yan ekranından isə çıxarılır.



Yeddinci bölmə

Turbinlər

On səkkizinci fəsil

18. Buxar və qaz turbinləri

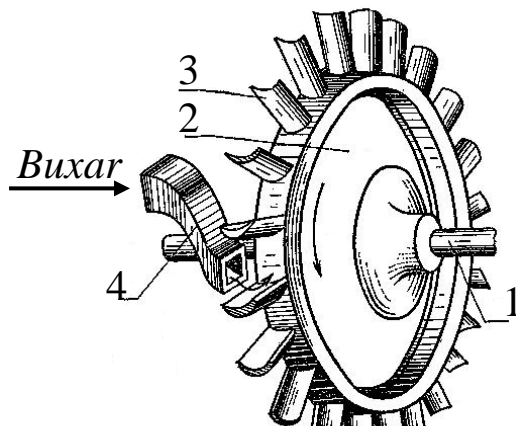
§18.1. Buxar turbinlərinin quruluşu və iş prinsipi

Buxar turbinləri müasir istilik elektrik stansiyalarda elektrik generatorlarını hərəkətə gətirmək üçün istifadə olunan istilik maşınlarının (mühərriklərin) əsas tipini təşkil edir. Buxar turbinlərinin başqa tipli istilik mühərriklərinə (buxar maşınlarına, daxili yanma mühərriklərinə və qaz turbinlərinə) nisbətən bir sıra üstünlükləri var. Turbinin valında və ona uyğun olaraq elektrik generatorunda sabit dövrlər sayının və vahid gücün alınması və başqaları. Buxar turbinləri həm də nisbətən asan istismar olunur və elektrik yükünün geniş həddə dəyişməsinə imkan verir.

Buxar turbinlərində buxarın istilik enerjisi kinetik enerjiyə çevrilir. Bu enerji isə turbinin valının fırlanması nəticəsində mexaniki enerjiyə çevrilir.

Bu enerji çevrilməsi turbin pillələrində aparılır. Turbin pilləsini hərəkət etməyən soplolar (4), turbinin valı (1), diski (2) və diskin üzərində dairə boyunca yerləşən işçi kürəklər (3) təşkil edir (şəkil 18.1).

Soplolarda buxarın genişlənmə prosesi gedir. Burada buxarın potensial enerjisi kinetik enerjiyə çevrilir, təzyiqi azalır, sürəti isə artır. Yüksək sürətlə buxar işçi kürəklərin arasındakı kanallara daxil olur. İşçi kürəklərdə buxar selinin dönməsi və sürətinin dəyişməsi nəticəsində valla birlikdə turbin diskinin işçi çarxını hərəkətə gətirir, yəni işçi kürəklərdə buxarın kinetik enerjisi turbinin rotorunun fırlanmasının mexaniki enerjisinə çevrilir.

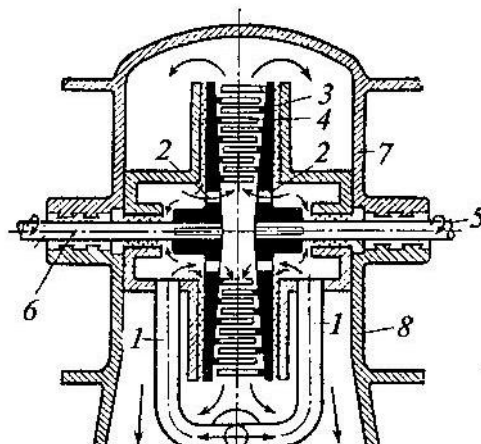


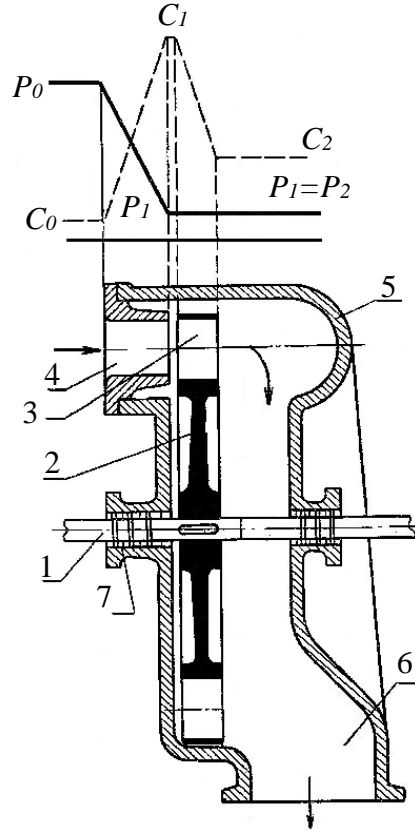
Turbinin soploları və işçi kürəkləri turbinin axma hissəsini təşkil edir.

Potensial enerjinin kinetik enerjiyə yalnız soplolorda çevrilməsi, işçi kürəklərdə isə təzyiqin sabit qalması, turbində buxarın iş prinsipinin aktiv olmasını göstərir və buna uyğun olaraq turbin pilləsinə *aktiv pillə* deyilir.

Əgər buxarın potensial enerjisinin çevrilməsi həm soplolarda, həm də fırlanan işçi kürəklərdə gedirsə, buxarın iş prinsipi *reaktiv* adlanır, turbin pilləsinə isə *reaktiv pillə* deyilir. Turbinin axma hissəsində, buxar seli turbinin valı istiqamətində axırsa, belə turbin oksial turbin adlanır. Əgər buxar seli turbinin axma hissəsində vala perpendikulyar istiqamətdə hərəkət edirsə, belə turbin *radial turbin* adlanır (şəkil 18.2)

Turbinin işçi çarxı (şək.18.3) diskdən (2) və onun üzərində bərkidilmiş işçi kürəklərdən (3) ibarətdir. Bunlar birlikdə işçi şəbəkəni təşkil edir. Val üzərində bərkidilmiş işçi çarxla və kürəklərlə birlikdə turbinin *rotoru* adlanır. Turbinin soloları (soplo şəbəkəsi, yaxud soplo aparatı) turbinin gövdəsinə birləşdirilir. Əgər soplo şəbəkəsi turbinin verilmiş en kəsiyində çevrənin yalnız bir hissəsini tutursa, turbin parsial buxar paylanması ilə işləyən turbin adlanır.





Şək. 18.3. Birpilləli aktiv turbinin sxematik kəsiyi; 1- val; 2- işçi çarx; 3- işçi kürək; 4-soplo; 5- turbinin gövdəsi; 6 – çıxış borusu; 7 – kipləşdirici.

Soplolarda doldurulmuş qövsün uzunluğunun (S) hesab diametrində çevrənin uzunluğuna olan nisbətində *parsiallıq dərəcəsi* deyilir və aşağıdakı kimi ifadə olunur.

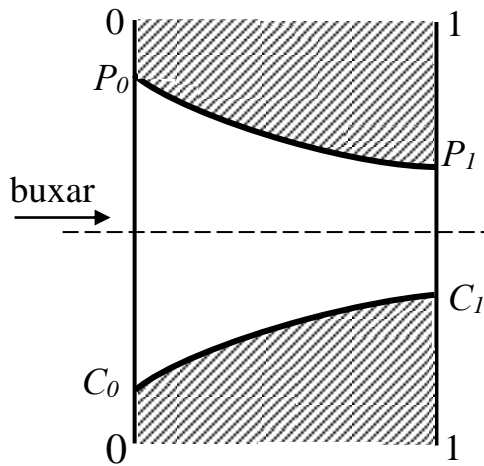
$$\varepsilon = S / \pi d = tZ / \pi d ,$$

burada t – soploların addımı; z – soploların sayı; d – pillənin diametridir.

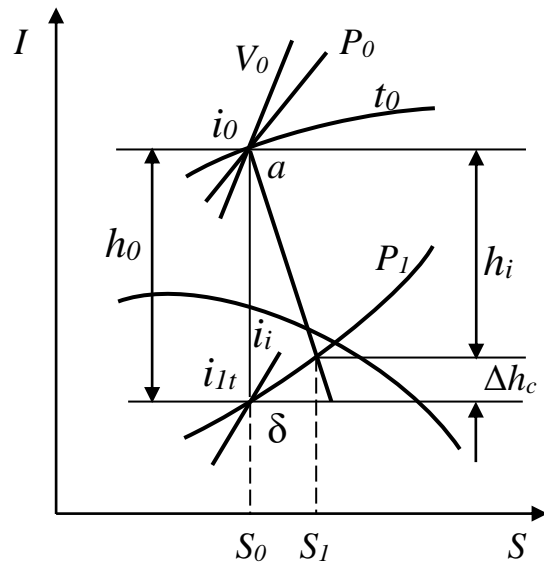
Turbin bir cərgə soplo və bir işçi şəbəkədən ibarət olduqda, birpilləli turbin adlanır (şək.18.3). Şəbəkələrin sayı bir neçə olduqda isə bu çoxpilləli turbin adlanır (şək.18.10).

§18.2. Soplolarda buxarın axması

Soploda buxarın genişlənmə prosesi baş verir, onun potensial enerjisi kinetik enerjiyə çevrilir (şəkil 18.4)



Şək. 18.4. Soplunun sxemi



Şək. 18.5. I, S – diaqramında buxarın soploda həqiqi genişlənmə prosesi

İdeal halda (şəkil 18.5), yəni itkiləri nəzərə alınmadıqda, soploda buxarın genişlənmə prosesi i, S – diaqramında $a \delta$ izoentropiyası (ideal adiabatası) üzrə gedir.

Şəkil 18.5-da P_0, t_0, V_0 – soplonun girişindəki təzyiqi, temperaturu və xüsusi həcmi; P_1 – soplonun çıxışındakı təzyiqi; i_0, i_{1t} – soplonun girişində və çıxışında buxarın entalpiyaları; $h_0 = i_0 - i_{1t}$ – adiabatik istilik düşgüsü; c_0 – soploya daxil olan buxarın sürəti; c_{1t} – ideal halda soplodan çıxan buxarın sürəti (buxarın nəzəri çıxış sürəti, ya da mütləq çıxış sürəti adlanır); V_{1t} – adiabatik genişlənmə nəticəsində soplodan çıxan buxarın xüsusi həcmidir.

Enerjinin saxlanması qanununa əsasən soploda buxarın adiabatik genişlənmə prosesində kinetik enerjilərin fərqi entalpiyaların fərqinə bərabərdir.

$$(c_{1t}^2 / 2) - (c_0^2 / 2) = i_0 - i_{1t} = h_0 \quad (18.1)$$

Soplodan buxarın nəzəri çıxış sürəti

$$c_{1t} = \sqrt{2h_0 + c_0^2}$$

Buxarın başlanğıc sürəti az olanda, onu nəzərə almırlar, bu halda

$$c_{1t} = \sqrt{2h_0} \approx 1,41\sqrt{h_0}$$

Buxarın başlanğıc parametrlərindən asılı olaraq soplodan buxar selinin mütləq nəzəri çıxış sürəti aşağıdakı düsturla təyin olunur.

$$c_{1t} = \sqrt{\frac{2}{k-1} P_0 V_0 \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \sqrt{\frac{2}{k-1} P_0 V_0 \left(1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \right)} \quad (18.2)$$

burada $\varepsilon = P_1/P_0$ – soplo şəbəkəsində buxarın genişlənmə dərəcəsi;

k – adiabat göstəricisidir.

Qızışma buxar üçün $k = 1,3$; quru doymuş buxar üçün isə $k = 1,135$. Soplodan axan buxar seli üçün kəsilməməzlik tənliyi

$$GV_{1t} = fC_{1t} \quad (18.3)$$

burada f – soplunun çıxış en kəsik sahəsidir.

Adiabatik proses üçün

$$1/V_{1t} = (1/V_0)(P_1/P_0)^{1/k} = (1/V_0)\varepsilon^{1/k} \quad (18.4)$$

Nəticədə buxarın kütləvi sərfi

$$G = f \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{P_0}{V_0} (\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}})} \quad (18.5)$$

Həqiqi şəraitdə soploda genişlənmə prosesi bir sıra itkilərlə əlaqədardır.

Bu itkilər buxar hissəciklərinin soplunun divarlarına və bunların bir-birinə sürtünməsi və buxarın soplolarda burulqan hərəkət etməsi nəticəsində yaranır.

i, S – diaqramında (şək.18.5) buxarın soploda həqiqi genişlənmə prosesi ab_1 xətti ilə göstərilir.

Soplodakı itkilər istiliyə çevrildiyinə görə həqiqi şəraitdə soplodan çıxan buxarın entalpiyası $i_1 > i_{1t}$ olur.

Həqiqi şəraitdə entalpiyalar fərqi, nəzəri hala nisbətən az olur $h_i < h_0$;

$$h_i = i_0 - i_1$$

Soploda həqiqi mütləq çıxış sürəti mütləq nəzəri çıxış sürətindən az olur

$$c < c_{1t}$$

Soploda həqiqi çıxış sürətinin nəzəri çıxış sürətinə olan nisbəti *sürət əmsali* adlanır

$$\varphi = c_1 / c_{1t} \quad (18.6)$$

Soplodan çıxan buxarın həqiqi (mütləq) çıxış sürəti $c_1 = \varphi c_{1t}$. Soploda həqiqi genişlənmə prosesi üçün enerjinin saxlanması qanunu aşağıdakı kimi yazılır.

$$(c_1^2 / 2) - (c_0^2 / 2) = i_2 - i_1 \quad (18.7)$$

Soplo şəbəkəsində enerji itkisi

$$\left. \begin{aligned} h_c &= (c_{1t}^2 / 2) - (c_1^2 / 2) = i_1 - i_{1t} \\ h_c &= (c_{1t}^2 / 2) [1 - (c_1 / c_{1t})^2] = (c_{1t}^2 / 2) (1 - \varphi^2) = (c_{1t}^2 / 2) \xi_c \\ h_c &= [h_0 + (c_{02}^2 / 2)] \xi_c \end{aligned} \right\} (18.8)$$

ξ_c – soploda enerji itki əmsalı adlanır $\varphi = \sqrt{1 - \xi_c}$.

Müasir turbinlərin soplolarında sürət əmsalı $\varphi = 0,96 \dots 0,98$, itki əmsalı isə $\xi_c = 0,05 \dots 0,1$ olur. Soplolarda enerji itkisi axma sürətinə və son parametrlərə təsir etdiyinə görə, soplodan buxarın ani sərfi də dəyişir.

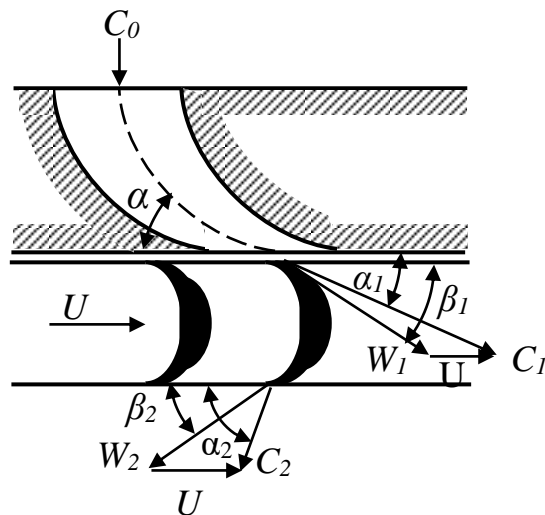
$$G = f c_{1t} / V_1 \quad (18.9)$$

olur.

§18.3. Aktiv və reaktiv pillələr. Sürət üçbucaqları

Aktiv turbinlərdə buxarın genişlənməsi, yəni təzyiqin düşməsi və sürətin artırması yalnız soplolarda gedir. İşçi kürəklərdə isə təzyiq sabit qalır. Şəkil 18.6-də aktiv turbin pilləsinin soplo və işçi kürəyi üzrə kəsiyi göstərilir. (C_0 soploya daxil olan buxarın sürətidir). Soplodan çıxan buxar selinin işçi kürəklərə zərbəsiz daxil olması üçün soplunun oxu kürəklərin hərəkətinə α_1 bucağı altında istiqamətləndirilir. Soplodan çıxan buxar seli soplo ilə işçi kürəklər arasından keçərək işçi kürəklərin üzərinə daxil olan buxarın mütləq giriş sürətidir. Bu zaman işçi kürəklərin dairəvi sürəti U -ya bərabərdir. Hərəkət edən kürəklərə nisbətən buxarın sürəti nisbi sürət adlanır və W ilə işarə

olunur. W_1 – işçi kürəklərə buxarın nisbi giriş sürətidir. Nisbi giriş sürəti işçi kürəyin profilinin girişinə toxunan olur. W_2 – işçi kürəklərdən nisbi çıxış sürəti; C_2 – mütləq çıxış sürəti; C_1 U W_1 – giriş sürət üçbucağı, C_2 U W_2 – çıxış sürət üçbucağıdır.



Şək. 18.6. Aktiv turbin pilləsinin sürət üçbucaqları

Təzyiqin işçi kürəklərdə sabit qalması aktiv turbin pilləsinin əsas xarakteristikası hesab olunur. Bunu təmin etmək üçün işçi kürəklər simmetrik hazırlanmalıdır və aşağıdakı şərtlər ödənilməlidir.

$$\beta_1 = \beta_2 \quad W_1 = W_2$$

Nisbi giriş sürəti W_1 , mütləq giriş sürəti C_1 ilə dairəvi sürət U -nün vektorlarının həndəsi fərqi təşkil edir, uyğun olaraq mütləq çıxış sürəti C_2 nisbi çıxış sürəti ilə U -nün vektorlarının həndəsi fərqinə bərabərdir.

l kg buxarın işçi kürəklərdə gördüyü xeyirli iş

$$l = (C_1^2 / 2) - (C_2^2 / 2) \quad (18.10)$$

Reaktiv prinsip ilə işləyən pillələr də, işçi kürəklərdə soplolar kimi daralan profilli hazırlanır. Buna görə də bu-

xarın genişlənməsi həm soplolarda, həm də işçi kürəklərdə yaranır. Bu halda $P_2 < P_1$

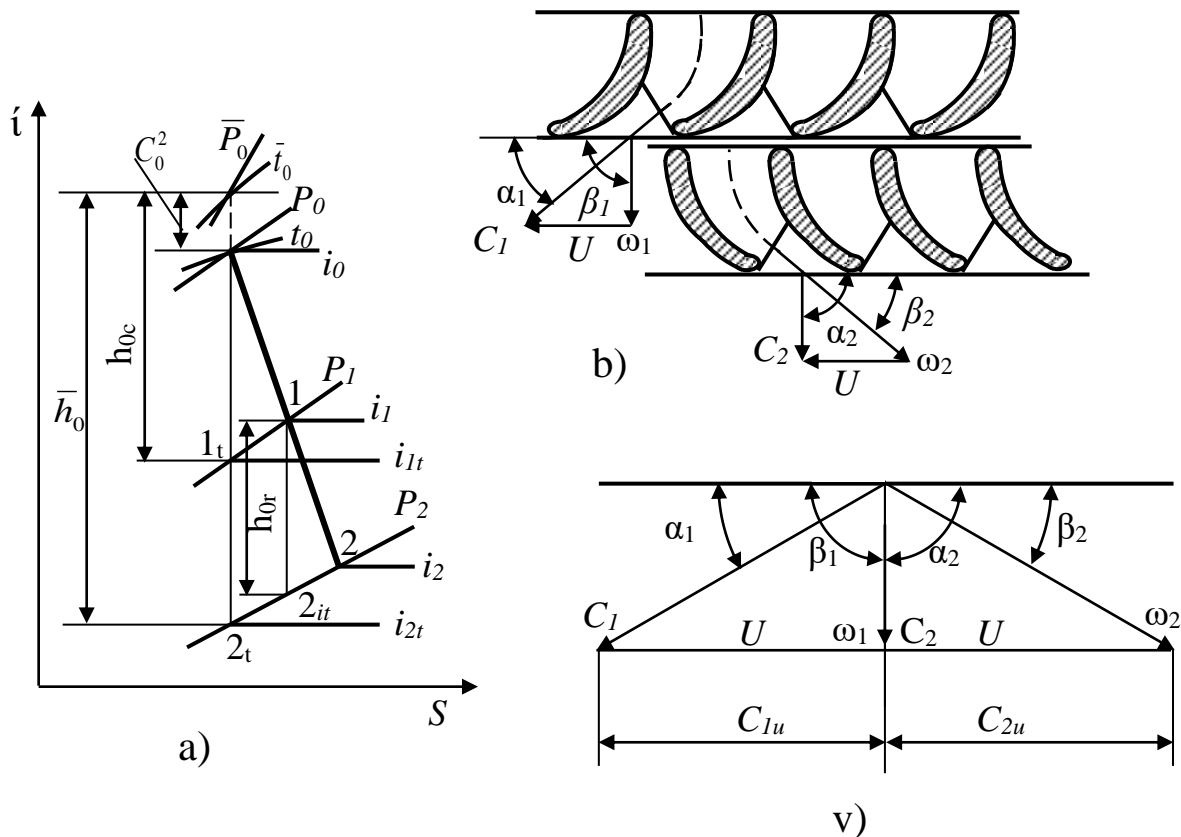
Şəkil 18.7,a-da i, S – diaqramının ideal reaktiv pillədə buxarın genişlənmə prosesi göstərilmişdir. Tam istilik düşgüsü

$$\bar{h}_0 = h_{oc} + h_{op} \quad (18.11)$$

burada h_{oc} – soplunun girişində və çıxışında buxarın entalpiyalarının fərqidir, yəni soploda istilik düşgüsüdür;
 h_{op} – hər işçi kürəklər üzərindəki istilik düşgüsüdür.

Pillədə reaksiya dərəcəsi

$$\rho = h_{op} / h_{oc} + h_{op} = h_{op} / \bar{h}_0 \quad (18.12)$$



Şək. 18.7. a- reaktivlik dərəcəsi ilə işləyən pillədə buxarın genişlənmə prosesinin i - s diaqramında göstərilməsi; b- axma hissəsinin görünüşü; v- sürət üzbucaqları.

İşçi kürəklər üzərində istilik düşgüsü $h_{or} = \rho \bar{h}_o$
 Soplolardakı istilik düşküsü

$$h_{os} = (1 - \rho) \bar{h}_o \quad (18.13)$$

Reaktiv pillənin soplolarından çıxan buxarın nəzəri sürəti

$$C_{1t} = \sqrt{2h_{os}} = \sqrt{2(1 - \rho)\bar{h}_o} \quad (18.14)$$

Aktiv pillədə buxarın sürəti $C_{1t} = \sqrt{2\bar{h}_o}$

Buradan görünür ki, eyni istilik düşgüsü, reaktiv pillədəki buxarın sürəti aktiv pilləyə nisbətən həmişə az olur.

Reaktiv pillənin işçi kürəklərində buxarın mütləq sürəti azalır, nisbi sürəti isə kürək daralan olduğuna görə artır.

$$W_{2t} = \sqrt{2\rho\bar{h}_o + W_1^2}$$

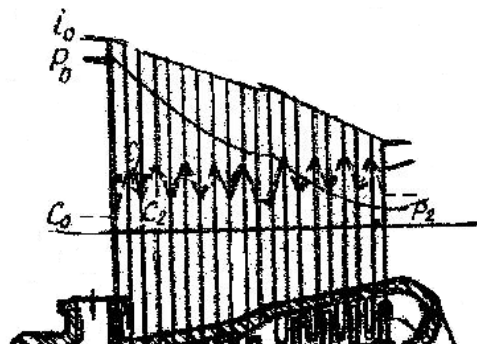
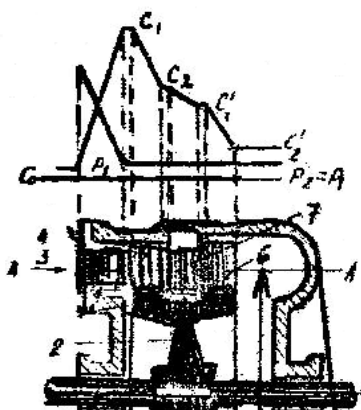
Reaktiv pillələrdə soplolardan çıxan buxarın mütləq sürətləri azalır, eyni zamanda işçi kürəklərdə nisbi çıxış sürəti artır ki, bu da həqiqi şəraitdə reaktiv pillələrdə aktiv pillələrə nisbətən itkilərin azalmasına səbəb olur. Reaktiv pillələrdə reaksiya dərəcəsi $\rho = 0,4 \dots 0,6$ olur. Reaksiya dərəcəsi $\rho = 0,1 \dots 0,2$ olduqda, pillə aktiv pillə adlanır.

§18.4. Turbinin sürəti və təzyiq pillələri

Müasir istilik stansiyalarında yüksək başlanğıc və kiçik son parametrlər ilə işləyən turbinlərdə istilik düşgüsü $1200...1500 \text{ kJ/kg}$ -a çata bilir. Belə yüksək istilik düşküləri olanda, turbinlərin axma hissələrinin yüksək faydalı iş əmsallarını yalnız ardıcıl birləşmiş pillələrdə, yəni çoxpilləli turbinlərdə əldə etmək mümkündür.

Praktiki olaraq, hər aktiv pilləyə $40...50 \text{ kJ/kg}$, reaktiv pillələrdə isə $15...25 \text{ kJ/kg}$ istilik düşgüsü qəbul olunur. Temperatur 250°S olanda, aktiv pillələrdə $160...200 \text{ kJ/kg}$, reaktiv pillələrdə isə $80...110 \text{ kJ/kg}$ istilik düşgüsü götürülür. Buxarın enerjisindən ardıcıl yerləşmiş pillələrdə istifadə olunduqda, pillələr sürət və təzyiq pillələrinə ayrılırlar.

Sürət pillələrində buxar birinci sıra işçi kürəklərdən sonra əlavə genişlənmədən turbinin başqa pillələrin işçi kürəklərində də iş görür. Sürət pillələnməsi prinsipi ilə işləyən turbin şəkil 18.8-də göstərilmişdir. Şəkildəki turbinin valı üzərində bir disk qoyulur, diskin dairəsi boyu iki sıra işçi kürəklər yerləşir. Belə disk ikitəclı disk adlanır. Soplolar (4) yalnız birinci sıra işçi kürəklərin (3) qarşısında yerləşir. Birinci və ikinci işçi kürəklər arasında turbinin gövdəsinə birləşmiş istiqamətləndirici kürəklərin mahiyyəti yalnız birinci sıra işçi kürəklərdən çıxan selin ikinci sıra işçi kürəklərə ötürməkdən ibarətdir. Şəkil 18.9-da göstərilən təzyiq diaqramından görünür ki, soplolarda buxarın potensial enerjisinin kinetik enerjiyə çevrilməsi nəticəsində təzyiq P_0 -dan birbaşa turbinin çıxışında P_2 təzyiqə qədər, yəni $P_1=P_2$ qədər enir, sürət isə C_0 -dan C -ə qədər artır. Turbin aktiv olduğuna görə işçi kürəklərdə təzyiq sabit qalır.



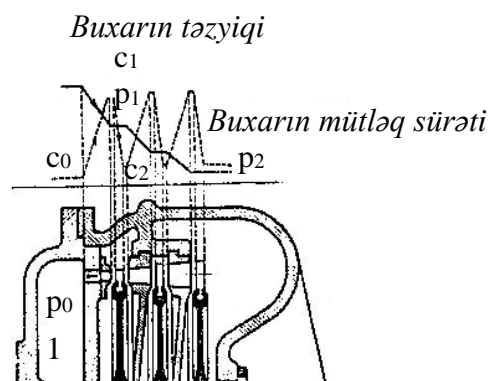
Birinci sıra işçi kürəklərdə sürət C_1 -dən C_2 -yə qədər azalır, yəni burada buxarın kinetik enerjisinin bir hissəsi mexaniki enerjiyə çevrilir. İstiqamətləndirici kürəklərdə müəyyən müqavimət olduğuna görə sürət bir qədər (C_2 -dən C'_1 -ə qədər) xeyirsiz olaraq, sonra isə ikinci sıra işçi kürəklərdə sürət yenə də xeyirli olaraq azalır. İki sırada yerləşən işçi kürəklərdə istifadə olunduğuna görə turbin iki sürət pilləsi olan turbin adlanır.

Şəkil 18.9-də çoxpilləli reaktiv turbinin sxemi göstərilmişdir. Reaktiv turbinlər baraban konstruksiyalı hazırlanır. İşçi kürəklər (2,3) birbaşa baraban üzərində qoyulur. Soplolar isə (4,5) (istiqamətləndirici kürəklər) turbinin gövdəsinə birləşir. Bu turbində işçi kürəklər daralan olduğuna görə, buxarın təzyiqi həm soplolarda, həm də işçi kürəklərdə düşür. Barabanlı rotor diskli rotora nisbətən daha ucuz başa gəlir. Barabanlı rotorda disk olmadığına görə burada diskin sürtünmə itkiləri nəzərə alınmır. Pillələrin sayı çox olduğuna görə, buxarın sürəti az olur, soplolarda və işçi kürəklərdə itkilər azalır. İşçi kürəklər təzyiqlər fərqi altında olduğuna görə, buxarın hərəkəti istiqamətində

yastıqlara təsir göstərən, rotoru itələyən ox qüvvəsi yaranır. Onu dəf etmək üçün turbinin baş hissəsində xüsusi boşaltma porşeni (8) qurulur. Porşenin bir tərəfi turbinə daxil olan buxarın təsiri altında olur, o biri tərəfi isə alçaq təzyiqli mühitlə, yəni kondensatora gedən boru ilə əlaqədardır. Porşenin diametrini və onun üzərinə düşən təzyiqlər fərqi seçməklə ox qüvvəsini ləğv etmək mümkün olur.

Təzyiq pilləsi prinsipi ilə işləyən turbinlərdə turbinin üzərinə düşən bütün təzyiqlər fərqi bir neçə pillələr arasında bölünür və hər pillədə isə kiçik təzyiqlər fərqindən istifadə olunur. Şək. 18.10-də üç təzyiq pilləsi olan aktiv turbin göstərilmişdir. Turbinin valı üzərində bir neçə disk qoyulur. Disklərin dairəsi boyunca işçi kürəklər yerləşir (3,5,8). Birinci pillənin soploları (2) turbinin gövdəsinə, qalan pillələrin soploları isə (4,6) diafraqmalarda (7) birləşirlər. Diafraqmalar turbin pillələrini bir-birindən ayırır. Diafraqmalar turbinin gövdəsi kimi iki hissədən – yuxarı və aşağı hissələrdən ibarətdir. Gövdənin hissələri şpilka və boltlar vasitəsilə birləşdirilir. Turbinin gövdəsi diafraqmalarla birlikdə onun statoru adlanır.

Şəkil 18.10- də göstərilən təzyiq və sürət diaqramasından görünür ki, çoxpilləli aktiv turbini bir neçə ardıcıl birləşmiş birpilləli turbin kimi göstərmək olar. Hər bir pillənin soplolarında buxarın təzyiqi düşür, sürəti artır, işçi kürəklərində isə, turbin aktiv olduğuna görə, sürət xeyirli olaraq azalır, təzyiq isə sabit qalır. Hər pillədə ümumi istilik düşgüsünün yalnız bir hissəsindən istifadə olunur. Uyğun olaraq hər bir pillədə buxarın axma sürəti (C_1) azalır. Bunun da nəticəsində optimal nisbəti $X_t = U/C_1$ saxlamaq şərti ilə dairəvi sürəti azaltmaq olur.



§18.5. Turbinlərin faydalı iş əmsalı və gücü. Turbinin saatlıq və xüsusi buxar sərfələri

İstilik elektrik stansiyaları Penkin tsikli üzrə işləyirlər. Stansiyanın prinsipial istilik sxemi şəkil 18.11-də göstərilmişdir.

İdeal şəraitdə, yəni itkilər nəzərə alınmadıqda turbində genişlənmə prosesi AB adiabatı üzrə gedir (şəkil 18.12) T, S – diaqramında qızışmış buxar üçün Penkin tsikli göstərilmişdir (şəkil 18.13)

$H_0 = i_0 - i_{Nt}$ - turbinin adiabatik istilik düşküsüdür, yəni 1 kg buxardan ideal turbində xeyirli işə çevrilən istiliyin miqdarıdır.

İdeal turbinin gücü

$$N_0 = GH_0, \text{ kW},$$

burada G - ani buxar sərfəsidir, kg/san .

$$\text{Turbinin daxili gücü} \quad N_i = GH_i = GH_0 \cdot \eta_{oi} \quad (18.15)$$

Turbin qurğusunda bir sıra xarici itkilər də baş verir. Belə itkilərə turbinin və elektrik generatorunun vallarının yastıqlarda sürtünməsi ilə əlaqədar olan itkilər (mexaniki itkilər ΔN_{mex}), elektrik generatorunun rotor və statorundakı itkilər ΔN_{gen} aiddirlər. Mexaniki itkilər təxminən 0,5%, elektrik generatorundakı itkilər isə təxminən 1,2 ...1,7% olur.

$$N_i - \Delta N_{mex} = N_e \quad (18.16)$$

burada N_e – turbinin effektiv gücü və yaxud turbinin və generatorun vallarını birləşdirən muftanın üzərindəki gücdür.

$$\text{Mexaniki f.i.ə.} \quad \eta_{mex} = N_e / N_i$$

$$\begin{aligned} \text{Generatorunda alınan güc} \quad N_{gen} &= N_e - \Delta N_{mex} \\ \text{Generatorun f.i.ə} \quad \eta_{gen} &= N_{gen} / N_e \end{aligned} \quad (18.17)$$

$$N_{gen} / N_i = (N_{gen} N_e) / (N_e N_i) = \eta_{gen} \eta_{mex}$$

Elektrik generatorunda alınan güc

$$N_{gen} = GH_0 \eta_{oi} \eta_{gen} \eta_{mex} = GH_0 \eta_{o.el} \quad (18.18)$$

Buradan nisbi elektrik f.i.ə.-nı tapmaq

$$\eta_{o.el} = \eta_{oi} \eta_{gen} \eta_{mex} \quad (18.19)$$

Mütləq elektrik f.i.ə.

$$\eta_{o.el} = \eta_{oi} \eta_{gen} \eta_{mex} \eta_t \quad (18.20)$$

Turbinə buxar sərfi

$$\left. \begin{aligned} G &= N_{gen}/(H_o \eta_{o.el}), kg/s; \\ G &= 3600N_{gen}/(H_o \eta_{o.el} 10^3), T/saa \end{aligned} \right\} \quad (18.21)$$

Xüsusi buxar sərfi

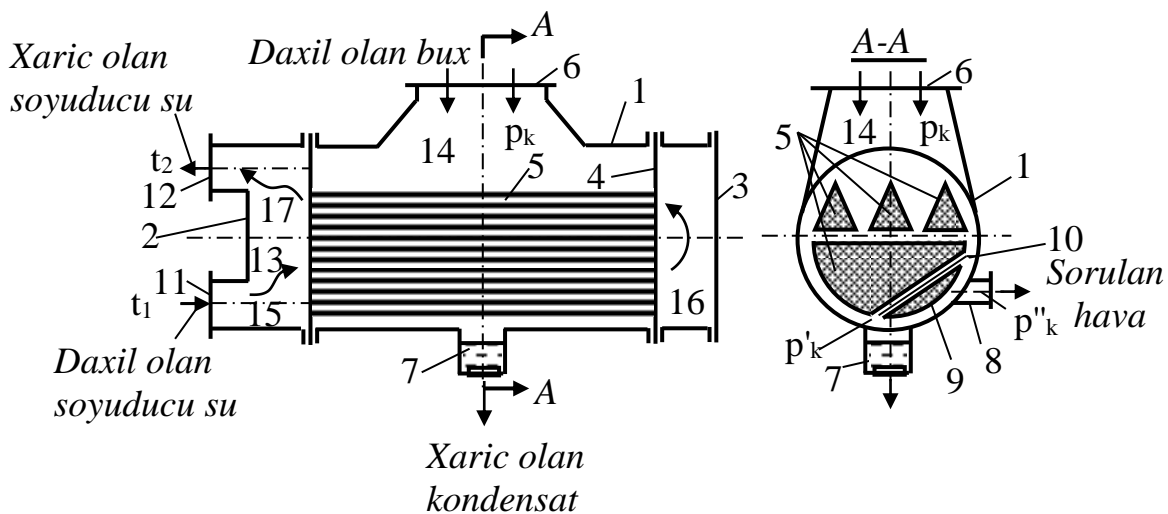
$$\left. \begin{aligned} D &= G / N_{gen} = 1/(H_o \eta_{o.el}), kg / kJ ; \\ d &= D / N_{gen} 10 = 3600/(H_o \eta_{o.el}), kg / kW \cdot saat. \end{aligned} \right\} \quad (18.22)$$

§18.6. Buxar turbinlərinin kondensatorları və kondensiyon qurğuları

Turbin qurğusundakı istilik düşküsu turbinə daxil olan buxarın başlanğıc parametrləri artdıqca və son parametrləri azaldıqca artır. Termodinamikanın ikinci qanununa əsasən qapalı tsikl yaratmaq üçün soyuq mənbə olmalıdır. Məlumdur ki, qapalı tsikl üzrə işləyən turbini tərk edən buxarın temperaturu təbii soyuducu olan ətraf mühitin temperaturundan az ola bilməz. Su buxarının xassələrindən aydındır ki, temperaturu ətraf mühitin temperaturuna yaxın olan buxarın təzyiqi atmosfer təzyiqindən az olur, yəni həmin buxarla doldurulmuş həcm seyrəklik vakuum altında olur (adətən 95...97%). Turbini tərk edən buxarı kondensatlaşdırmaq üçün turbinin çıxış borusuna “kondensator” adlanan xüsusi qurğu birləşdirilir. Kondensator-da vakuum buxar kondensatlaşanda onun xüsusi həcmnin kəskin azalması nəticəsində yaranır. Kondensator-da vakuumu saxlamaq üçün oradan “ejektorlar” vasitəsilə fasiləsiz olaraq hava sovrulur. Kondensatorlar qarışdırıcı və səthli ola bilər. Elektrik stansiyalarındakı turbin qurğularında yalnız səthli kondensatorlardan istifadə olunur, çünki onlar həm kondensatorların miqdarının, həm də yüksək para-

metrli böyük güclü buxar generatorlarını hazırlamaq üçün onun keyfiyyətinin saxlanmasına imkan verir.

Şəkil 18.14-də səthli kondensatorun quruluşu göstərilmişdir. Turbindən çıxan buxar boğazlıqdan (14) keçərək kondensatorun gövdəsinə (1) daxil olur. Kondensator turbinin çıxışına flans (6) vasitəsilə birləşir. Kondensatorun silindrik hissəsində hər iki tərəfdən boru lövhələrinə (4) bərkidilmiş düzünə soyuducu borular sistemi (5) yerləşir. Boru lövhələrinə su kəmərləri birləşir. Qabaqda yerləşən su kamerası arakəsmə (13), giriş (15) və çıxış (17) kameçalara bölünür. Su kameraları boru lövhələri və (2, 3) kameraların qapaqları arasında yerləşir. Soyuducu su, boru (11) vasitəsilə kameranın aşağı hissəsinə (15) verilir və kondensatorun aşağı borularında soldan sağa hərəkət edərək, dönmə su kamerasına (16) daxil olur. Buradan su kondensatorun yuxarı borularından sağdan sola keçərək çıxış kamera (17), boru (12) ilə xaric olunur.



Şəkil 18.14. Səthli kondensatorun konstruktiv sxemi

Göstərilən kondensatorlarda soyuducu su iki istiqamətdə hərəkət etdiyinə görə kondensator iki yollu kondensator adlanır. Suyun hərəkətinə görə, kondensatorlar bir, üç və dördyollu da ola bilər.

Buxar soyuducu boruların xarici səthinə toxunaraq öz gizli buxarlanma istiliyini soyuducu borulara verib, kon-

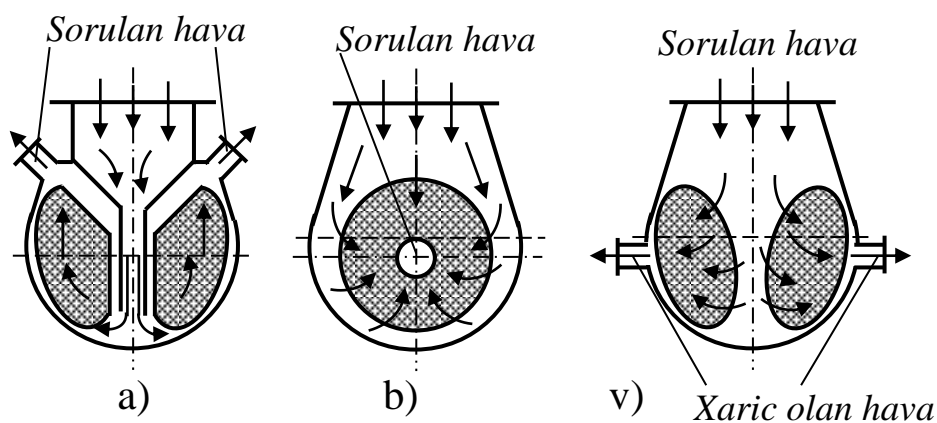
densatlaşır. Alınan kondensat borulardan axaraq kondensatorun aşağı hissəsində yerləşən kondensat yığıcısına tökülür, oradan isə kondensat nasosları vasitəsilə yenidən stansiyanın tsiklinə qaytarılır.

Kondensatora soyuducu suyu dövretmə nasosları ilə verirlər.

Kondensatorlar həm hava, həm də su tərəfindən xüsusi kipliyə malik olmalıdır. Hava tərəfindən kipsizliyə görə kondensatorlara hava sıza bilər, nəticədə isə kondensator da istilikötürmə əmsalı pisləşir, vakuum aşağı düşür və turbin qurğusunun faydalılığı azalır. Kondensator da tələb olunan vakuumu saxlamaq üçün boru (B) ilə ejektorlar vasitəsilə fasiləsiz olaraq hava sorulur. Sovrulan havanın tərkibində müəyyən qədər kondensatlaşmamış buxar ola bilər. Bu buxar itkilərini azaltmaq üçün hava sorulan hissədə kondensatorun borularının bu hissəsi (9) arakəsmə (10) ilə ayrılır. Kondensatorun bu hissəsinə *hava soyuducusu* deyilir. Burada buxarın kondensatlaşması daha intensiv getdiyinə görə xaric olunan hava-buxar qarışığının tərkibində buxarın miqdarı az olur.

Şəkil 18.15-da müasir yüksək güclü turbinlərin kondensatorlarının sxemləri göstərilmişdir.

Sxemlər bir-birindən kondensatlaşan buxar selinin istiqaməti və hava sovrulan hissə ilə fərqlənir.



Şək. 18.15. Kondensatorların sxemləri: a-buxar seli yuxarıya istiqamətləndirilmiş kondensator; b-mərkəzi buxar selli kondensator; v-buxar seli yanlara istiqamətləndirilmiş kondensator

Şəkil 18.15 a, b, v-də göstərilən sxemlər uyğun olaraq hava kondensatorun yuxarı hissəsindən, kondensatorun mərkəzindən və kondensatorun yan tərəfindən sorulur.

Yuxarı borulardan tökülən kondensatın temperaturu buxarın doyma temperaturundan kiçik olanda, kondensatorun aşağı hissəsində buxarla qarışaraq yenidən təxminən doyma temperatura qədər qızır. Belə kondensatorlar *regenerativ kondensatorlar* adlanır.

Kondensatorun istilik balans tənliyi aşağıdakı kimi yazılır:

$$D_k (i_k - i'_k) = G_{su} (t_{2c} - t_{1c}) C_p, \quad (18.23)$$

burada D_k – kondensatora verilən buxar sərfi, kg/s ; i_k – buxarın entalpiyası; i'_k – kondensatın entalpiyası; G_{su} – soyuducu suyun sərfi; t_{1c} , t_{2c} – kondensatorun girişində və çıxışında soyuducu suyun temperaturudur.

İstilik balans tənliyi belə də yazıla bilər:

$$D_k (i_k - i'_k) = kF\Delta t_{op} \quad (18.24)$$

burada k – kondensatorda istilikötürmə əmsalı; F – kondensatorun buxar tərəfindən soyutma səthi; Δt_{or} – orta loqarifmik temperatur fərqi.

$$\Delta t_{or} = \Delta t \ln(\Delta t + \delta t) / \delta t \quad (18.25)$$

burada $\Delta t = t_{2c} - t_{1c}$ kondensatorda suyun qızmasıdır;
 δt – temperatur basqısıdır.

$$\delta t = t_g - t_{2c}$$

burada t_g – kondensatordakı təzyiqdə buxarın doyma temperaturudur.

Kondensatorun soyutma dəfəliyi aŐađıdaki kimi yazılır:

$$m = G_{su} / D_k, \text{ kg}(su)/\text{kg}(\text{buxar}) \quad (18.26)$$

M sair qurđulara $m = 50 \dots 120$.

Soyutma dəfəliyi artdıqca kondensatorada suyun qızması azalır.

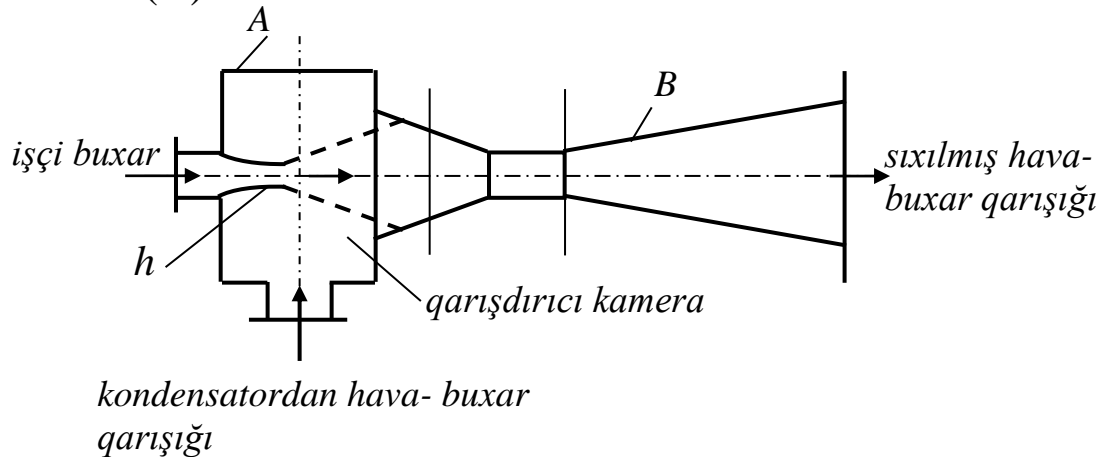
$$d_k = D_k / F, \text{ kg}/\text{m}^2 \text{ saat}, \quad (18.27)$$

burada D_k – kondensatorun xüsusi buxar y k d r.

Ő18.7. Ejektorlar

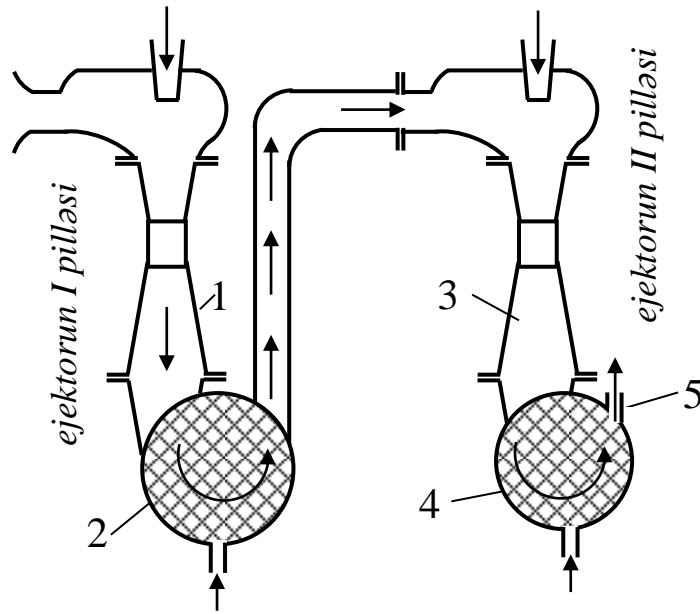
Hava kondensatora buxarla v  kondensatorun kipsizlikl rind n daxil ola bilər. Buxarla daxil olan havanın miqdarı az olduđuna görə, hava kondensatora, onun  zn n vakuum altında iŐl y n qızdırıcısının v  armaturun kipsizliyi nəticəsində sıza bilər.

Kondensatorada vakuumu saxlamaq  c n sızan hava fasiləsiz olaraq xaric olunmalıdır. Kondensatora sızan havanı ejektorlar adlanan xüsusi qurđularla xaric edirlər. Birpilləli buxar ejektorunun sxemi Őekil 18.16-də g st rilmiŐdir. Ejektor soplodan (h), qarıŐdırıcı kameradan (A) və difuzordan (B) ibarətdir.



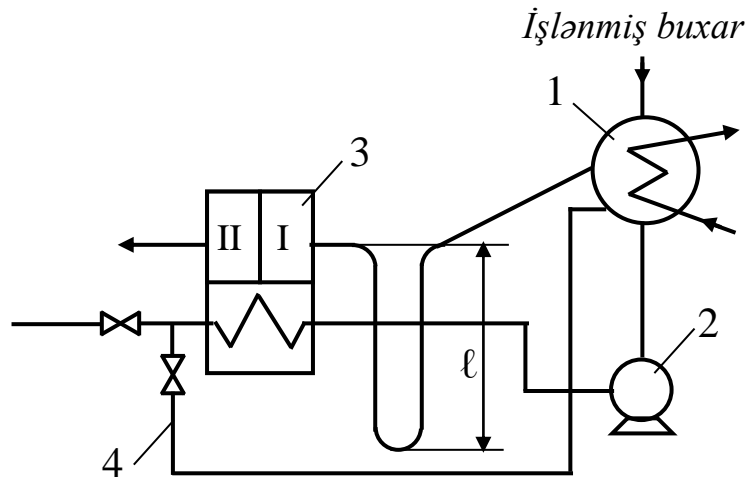
Őek. 18.16. Birpilləli buxar ejektorunun sxemi

Soploya $0,6...1 MPa$ təzyiq altında buxar verilir. Soplodada buxarın potensial enerjisi kinetik enerjiyə çevrilir, nəticədə soplonun çıxışındakı təzyiq kamerdəki təzyiqə bərabər olur və kondensatorun hava sorulan hissəsindəki təzyiqlərdən bir qədər az olur. Buna görə kondensatordan hava-buxarın sürəti yüksək olduğu üçün ($1000 m/s$ yüksək) soplodan çıxan buxar seli hava–buxar qarışığını kameradan diffuzora itələyir. Diffuzorda hava-buxar qarışığının kinetik enerjisi potensial enerjiyə çevrilir, nəticədə qarışığın təzyiqi artır, sürəti isə azalır. Diffuzorun çıxışında təzyiq bir qədər atmosfer təzyiqindən yüksək olur. Şəkil 18.16-dan görünür ki, birpilləli ejektorun konstruksiyası çox sadədir. Lakin birpilləli ejektorun bir sıra mənfi cəhətləri var. Onun f.i.ə. az olur, çünki bir diffuzorda qarışığın təzyiqini bir neçə kPa atmosfer təzyiqinə qədər artırmaq lazım gəlir. Birpilləli ejektor vasitəsilə $650 mm.c.$ sütunundan yüksək vakuum yaratmaq mümkün deyil (təzyiq $15 kPa$ az). Turbin qurğusunun faydalı işləməsi üçün isə tələb olunan vakuum $730...740 mm.c.$ sütununa (təzyiq $4...5 kPa$) bərabərdir. Çıxan hava-buxar qarışığı atmosferə atıldığına görə buxarın istiliyi və buxarın özü itmiş olur. Buna görə də birpilləli ejektorlardan buraxıcı ejektor kimi istifadə olunur. Onun vasitəsilə tez bir zamanda turbini işə salmaq üçün kifayət olan, lakin çox dərin olmayan vakuumu yaratmaq olur. İş zamanı isə kondensatorlardan hava-buxar qarışığı fasiləsiz olaraq iki və ya üçpilləli əsas ejektorlarla xaric olunur. Çoxpilləli əsas ejektorların hər bir pilləsində optimal sıxılma dərəcəsindən istifadə olunur. Bundan əlavə çoxpilləli ejektorlar xüsusi soyuducularla təchiz olunur ki, bunun da nəticəsində ejektorun işçi buxarının istiliyindən istifadə olunur və buxarın kondensatı tsikldə saxlanılır.



Şək. 18.17. İki pilləli buxar ejektorunun sxemi

İkipilləli ejektorun sxemi şəkil 18.17-də göstərilib. Ejektorun birinci pilləsindən müəyyən təzyiqə qədər (kondensatordakı təzyiqlə atmosfer təzyiqi arasında) sıxılmış hava-buxar qarışığı (2) soyuducuya verilir, oradan isə ejektorun ikinci pilləsinə daxil olur. Soyuducuda buxar kondensatlaşır, hava isə soyuyur, bu da ejektorun ikinci pilləsində sıxılmaya sərf olunan işi və ejektorun ikinci pilləsində buxar sərfini azaldır. Ejektorun ikinci pilləsinin diffuzorundan (3) sonra təzyiqi bir qədər atmosfer təzyiqindən yüksək olan hava-buxar qarışığı soyuducuya (4) verilir, oradan isə hava bir qədər kondensatlaşmamış buxarla birlikdə boru (5) vasitəsilə xaric olunur. Soyuducudan (4) buxarın kondensatı (2) soyuducuya verilir, oradan isə sifonla kondensatora ötürülür. Soyuducularda hava-buxar qarışığını soyutmaq üçün kondensatordan çıxan kondensatdan istifadə edirlər. Turbin işə qoşulanda və az yüklərdə kondensatordakı kondensatın miqdarı soyuducularda hava buxar qarışığını soyutmaq üçün kifayət olmur, buna görə də soyuduculardan keçən kondensatın miqdarını artırmaq üçün xüsusi resirkulyasiya xəttindən istifadə edirlər. Resirkulyasiya xətti ilə soyuduculardan sonra kondensatın bir hissəsi yenidən kondensatora qaytarılır (şəkil 18.18).



Şəkil 18.18. Ejektorun quruluş sxemi: 1- kondensator; 2- kondensat nasosu; 3- ejektor; 4- resirkulyasiya xətti

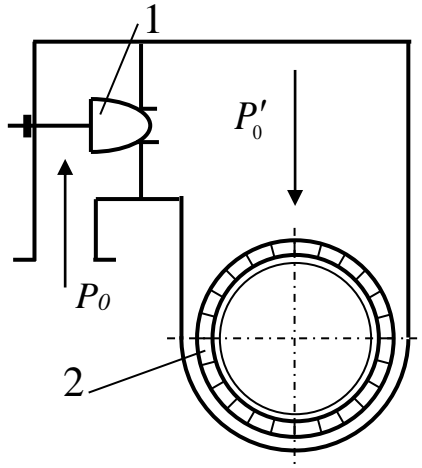
§18.8. Buxar turbininin buxar paylanma sistemi

Turbindən keçən buxarın sərfinin yükdən asılı olaraq dəyişməsi buxar paylama və tənzimləmə sistemləri vasitəsilə əldə edilir.

Buxar paylama sistemi tənzimləyici klapanlardan və turbinə buxar verən borulardan ibarətdir. Tənzimləmə sistemi tənzimləyicilərdən, buxar paylama sisteminə və ya klapanlara təsir göstərən qurğulardan ibarətdir.

Üç buxar paylama sistemi vardır: drossel buxar paylanması, soplo buxar paylanması və baypas buxar paylanması.

Drossel buxar paylanması zamanı buxar turbinə bir və ya bir neçə paralel açılan klapanlardan daxil olur və klapanlardan keçən buxar birinci pillənin ümumi soplo qrupuna daxil olur. Şəkil 18.19-də drossel buxar paylanmasının sxemi, şəkil 18.20-da isə drossel klapanının müxtəlif açılışlarında turbində buxarın genişlənmə prosesi göstərilmişdir. Şəkildə bir drossel klapanı göstərilib. Əslində isə eyni vaxtda açılan klapanların sayı ixtiyarı ola bilər. Drossel buxar paylanmasında buxar bütün dairə boyu verildiyinə görə parsiallıq dərəcəsi $e = 1$ olur.



Şək.18.19. Drossel buxar paylanması sxemi:
1- drossel klapanı; 2 – birinci pillənin soploları

Drossel klapanı tam açıq olanda buxarın genişlənmə prosesi $i - s$ diaqramında ab xətti ilə göstərilmişdir. Turbinin gücünü azaltmaq tələb olunanda drossel klapanı bir qədər örtülür, bu da drossellənmə prosesinə gətirib çıxarır ($i_0 = const$).

$i - s$ - koordinat sistemində turbinin gücü azaldıqda, buxarın drossellənmə prosesi ac xətti ilə gedir.

Hesabat rejimində (klapanlar tam açıq olanda) turbinin nisbi daxili f.i.ə.

$$\eta_{oi}^{ab} = H_i / H_0 \quad (18.28)$$

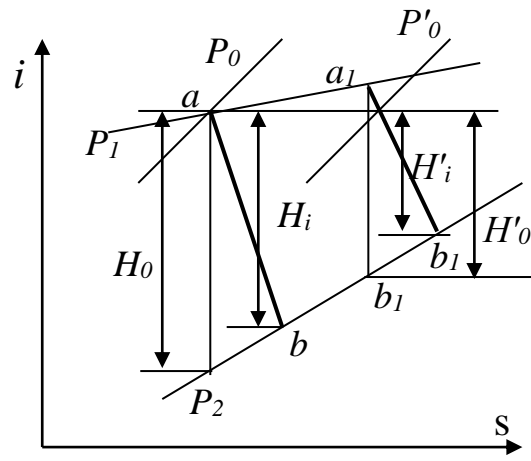
Şəkildən görünür ki, turbinə buxar sərfi azalanda, həm adiabatik H_0 , həm də istifadə olunmuş H_i istilik düşgüsü azalır, yəni $H'_0 < H_0$; $H'_i < H_i$

Buxar sərfi azalanda nisbi daxili f.i.ə. aşağıdakı kimi olar.

$$\eta_{oi} = H'_0 / H_0 = H'_i H'_0 / H'_0 H_0 = \eta_{oi}^{cd} \eta_{dr}, \quad (18.29)$$

burada $\eta_{oi}^{dr} = H'_i / H_0$ – turbinin axma hissəsinin nisbi daxili f.i.ə.-nı və axma hissəsinin konstruksiyasının keyfiyyətini xarakterizə edir;

$$\eta_{dr} = H'_0 / H_0 \text{ – drossellənmə f.i.ə.-dir.}$$



Şək. 18.20. Drossel buxar paylanmasında genişlənmə prosesi

Drossellənmədə f.i.ə. buxar sərfindən və buxarın parametrlərindən asılıdır.

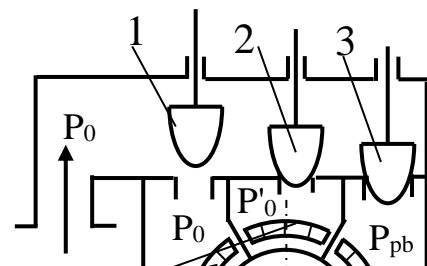
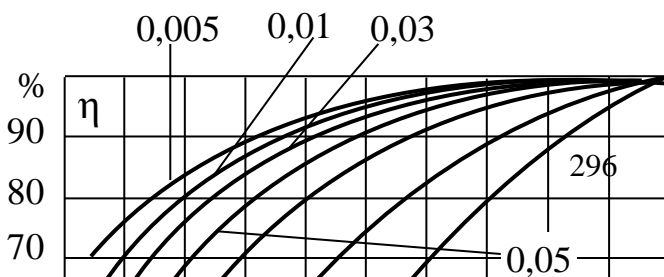
Adətən $\eta_{oi}^{cd} < \eta_{oi}^{ab}$ drossellənmə f.i.ə.-nin təsirini nəzərə alsaq, qeyd edə bilərik ki, drossel buxar paylanması ilə işləyən turbinlərdə onun gücü azalanda faydalılığı da azalır.

Şəkil 18.21-dən görünür ki, drossellənmə f.i.ə. (η_{dr}) turbindən keçən nisbi buxar sərfindən G/G_0 və turbinin çıxışındakı təzyiqdən asılıdır. Turbində nisbi buxar sərfi G/G_0 azalanda və turbinin çıxışındakı təzyiq (P) artanda drossellənmə f.i.ə. (η_{dr}) kəskin azalır. Ona görə də drossel buxar paylanması ilə işləyən turbinləri nominal gücə yaxın olan güclərdə istismar etmək daha əlverişli olur.

Soplo buxar paylanması ilə işləyən turbinlərdə buxar turbinə bir neçə ardıcıl açılan klapanlardan verilir. Şəkil 18.22-də soplo buxar paylanmasının sxemi göstərilmişdir. Hər tənzimləyici klapan buxarı birinci pillənin yalnız öz soplo qrupuna daxil edir. Turbinin nominal rejimində hər üç klapan tam açıq vəziyyətdə olur. Turbinin gücü azalanda klapanlar ardıcıl olaraq bağlanmağa başlayır.

Buna görə qismən yüklənmə rejimlərində turbinə daxil olan buxarın yalnız bir hissəsi, yəni qismən açıq klapan-dan keçən hissəsi drossellənir. Ona görə də qismən yüklənmə rejimlərində soplo buxar paylanması drossel buxar paylanmasından əlverişli olur. Soplo tənzimlənməsi ilə işləyən turbinlərdə tənzimləyici klapanların sayı artdıqca qismən yüklənmə rejimlərində turbinin f.i.ə. yüksək olur.

Soplo buxar paylanması ilə işləyən turbinlərin baş hissəsində tənzim pilləsi qurulur. Tənzim pilləsi turbinə verilən buxar sərfindən asılı olaraq dəyişən parsiallıq dərəcəsi ilə işləyir.



Tənzim pilləsində parsiallıq itkiləri olduğuna görə, nominal rejimdə, yəni klapınlar tam açıq olanda, drossel buxar paylanması soplo buxar paylanmasından daha əlverişli olur.

Baypas buxar paylanması. Turbinin gücünü nominal gücdən artıq etmək tələb olanda, baypas buxar paylanmasından istifadə edirlər.

Şəkil 18.23-də baypas tənzimlənməsi ilə işləyən turbinin sxemi göstərilmişdir. Nominal gücə qədər buxar turbinə əsas klaptandan (1) daxil olur, baypas klapanı isə (2) bağlı saxlanılır. Turbinin gücünü nominal gücdən artıq etmək üçün baypas klapanı (2) açılır və buxarın bir hissəsi bu klaptandan keçərək turbinin aralıq pillələrinin birisinə verilir. Nəticədə, baypas kamerasındakı təzyiq artır və turbinin baş hissəsindəki pillələrdən keçən buxarın sərfi azalır. Baypas tənzimlənməsi elə hesablanmalıdır ki, baypas klapanı tam açıq olanda belə turbinin baş hissəsindəki pillələrdən müəyyən buxar axını olsun. Əks halda bu pillələr buxar axını olmadan fırlanaraq təhlükəli temperatura qədər qızıa bilər.

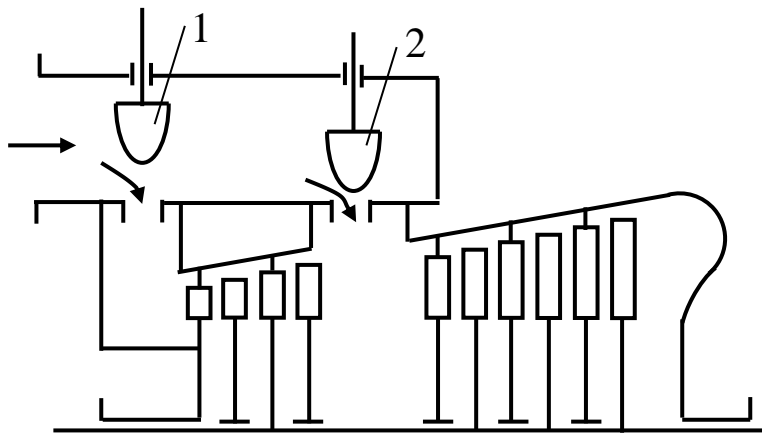
Baypas tənzimlənməsi elə hesablanır ki, əsas klapan (1) tam açıq olanda turbinin gücü nominal gücə (N_{nom}) bə-

rabər olsun, (1) və (2) klapanları tam açıq olanda isə turbin maksimal güc (N_{max}) yarada bilsin.

Aralıq güclərdə, yəni $N_{nom} < N < N_{max}$ olan zaman tənzimləyici klapanın (2) qismən açıq vəziyyətində oradan keçən buxar seli tənzimləyici klapan vasitəsilə drossellənir.

Buxarın yalnız bir hissəsi drosselləndiyinə görə, qeyd etmək olar ki, dəyişən yüklərdə baypas tənzimlənməsinin faydalılığı drossel tənzimlənməsinə nisbətən daha yüksək olur.

Son zamanlar blokların gücünün buxar generatoru tərəfindən tənzimlənməsi çox geniş yayılıb. Belə tənzimlənmə üsulu sürüşən təzyiqli tənzimlənmə adlanır. Sürüşən



Şəkil 18.23. Baypas buxar paylanması sxemi:
1- əsas tənzimləyici klapan; 2-baypas klapanı

təzyiqli tənzimlənmə zamanı bütün tənzimləyici klapanlar tam açıq vəziyyətdə saxlanılır, turbinin gücünü isə buxar

generatorunun təzyiqini və məhsuldarlığını dəyişməklə əldə edirlər.

§18.9. İstiləşdirmə turbinləri

Yalnız elektrik enerjisi hasil edən turbinlər kondensasiyalı turbinlər adlanır və “*K*” ilə işarə olunur. Turbində işlənmiş buxar kondensatorda öz gizli buxarlanma istiliyini kondensatorda soyuducu suya verərək, kondensatlaşır.

Turbin *K*- 300-240 kimi işarə olunur.

burada *K* – turbinin kondensasiyalı olduğunu göstərir;

300 – MW-la ölçülmüş gücünü göstərir;

240 – turbinin qarşısında buxarın nominal təzyiqini göstərir, $kg/s/m^2$.

İstiləşdirmə turbinləri elektrik enerjisi hasil etməklə yanaşı, istilik işlədicilərini müəyyən təzyiq və temperaturlu buxarla təmin edirlər.

İstiləşdirmə turbinlərində işlənmiş buxarın istiliyindən istifadə olunduğuna görə, onların faydalılığı kondensasiyalı turbinlərindən yüksək olur.

İstiləşdirmə turbinlərin növləri aşağıdakılardır:

- 1) əks-təzyiqli turbinlər
- 2) bir tənzimlənən ayrımı olan kondensasiyalı turbinlər;
- 3) tənzimlənən ayrımı olan kondensasiyalı turbinlər;
- 4) iki tənzimlənən ayrımı olan kondensasiyalı turbinlər;

İstiləşdirmə turbinlərinin işarələri aşağıdakılardır:

P – təzyiqli turbin;

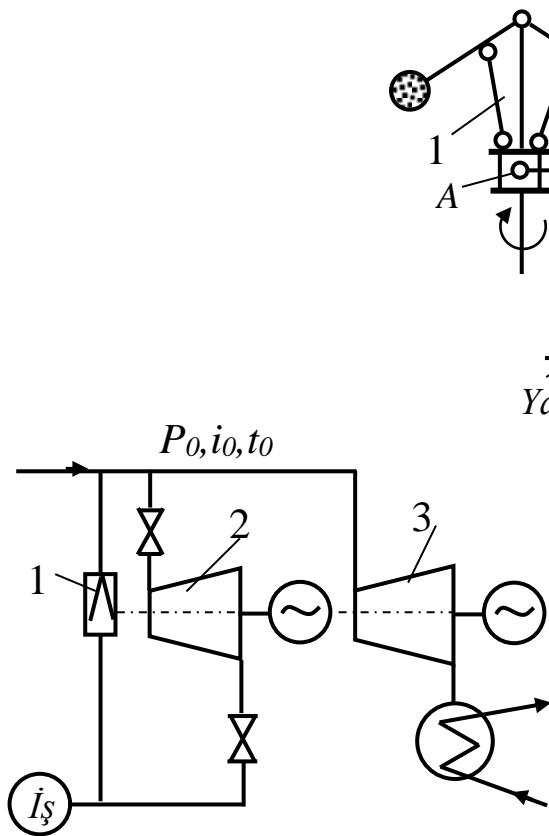
Π – təzyiqli 0,4... 4 MPa olan sənaye tənzimlənən ayrımı olan kondensasiyalı turbin;

T – təzyiqi 0,07...0,24 MPa olan istiləşdirmə tənzimlənən ayrımı olan kondensasiyalı turbin;

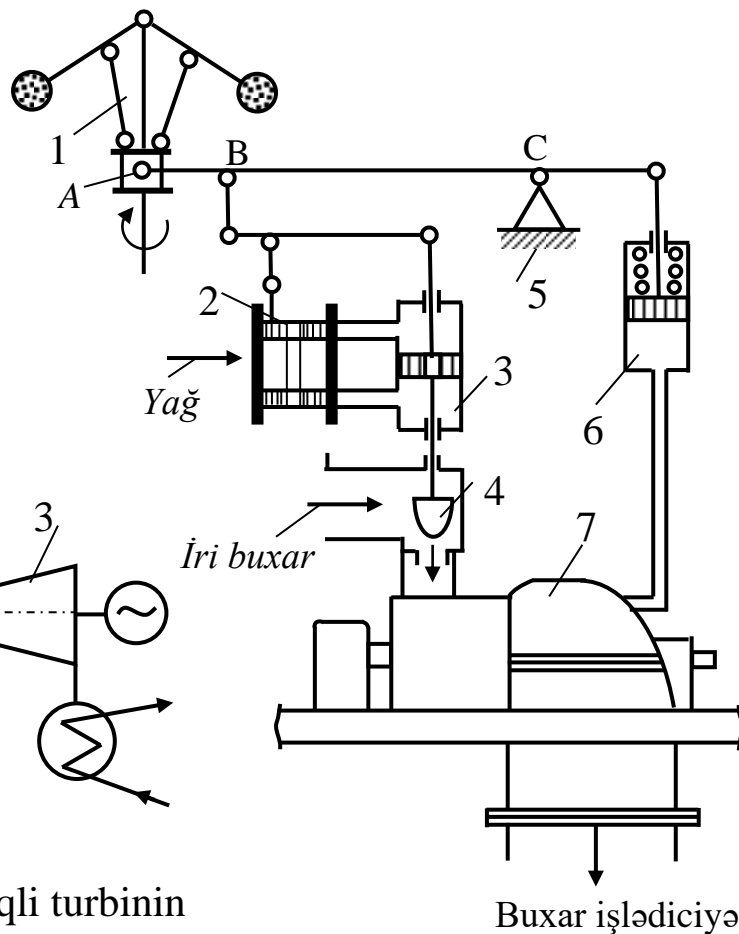
ΠP – sənaye tənzimlənən ayrımı olan əks-təzyiqli turbin;

ИТ – sənayə və istiləşdirmə tənzimlənən ayrımları olan kondensasiyalı turbin.

Əks – təzyiqli turbinlərdə buxar genişləndikdən sonra o tamamilə istilik işlədicilərinə göndərilir (Şək.18.24). Turbinin (1) çıxışındakı təzyiqli istilik işlədicilərin tələbatından asılıdır. Əks-təzyiqli turbinlərin mənfi cəhəti ondan ibarətdir ki, hasil olunan elektrik enerjisi istilik işlədicisindən asılıdır. Elektrik enerjisinə tələbatı ödəmək üçün əks-təzyiqli turbinlərlə paralel kondensasiyalı turbinlər (3) qoşulur. Əks – təzyiqli turbin təmirə saxlanılanda işlədiciyə buxar reduksion – soyuducu qurğu (2) vasitəsilə göndərilir. Əks-təzyiqli turbinin tənzimlənmə sxemi şəkil 18.25-də göstərilmişdir.



Şək. 18.24. Əks təzyiqli turbinin sxemi: 1- reduksion soyuducu qurğu; 2 - əks təzyiqli turbin; 3- kondensiyalı turbin



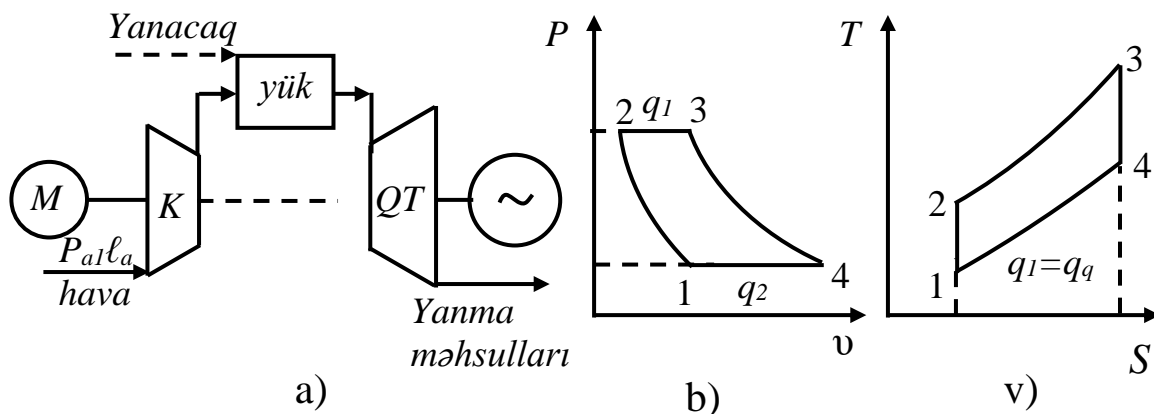
Şək. 18.25. Əks-təzyiqli turbinlərin prinsipial tənzimlənmə sxemi.

§18.10. Qaz turbinlərinin quruluşunun və işinin xüsusiyyətləri

Qaz turbinlərinin əsas iş prinsipləri buxar turbinlərinə uyğundur. Buna görə faydalılığına təsir göstərən amillərin çoxu buxar turbinləri ilə eynidir. Hazırda elektrik enerjisini hasil etmək üçün qaz turbinlərində işçi cisim kimi yanacaqın yanma məhsullarının qarışığından istifadə olunur.

Qaz turbininin tsikli şəkil 18.26-də göstərilib.

Kompressorda (K) sıxılmış havanı yanma kamerasına və oraya eyni zamanda maye və yaxud qaz yanacağı veri-



Şək. 18.26. Qaz turbin qurğusunun (QTQ) tsiki: a) QTQ –sxemi; b) PV-diaqramında QTQ iş tsikli; v) TS diaqramında QTQ iş tsikli:
QT-qaz turbinini, K-kompressor, YK- yanma kamerası

lir. Yanma məhsulları qaz turbinini hərəkətə gətirdikdən sonra xaric olunur.

P, V və T, S – koordinat sistemlərində 1-2-3-4 – qaz turbin qurğusunun tsikli; 1-2– kompressorda havanın adiabatik sıxılma prosesi; 2 - 3 – sabit təzyiqdə yanma kamerasında yanacaqın yanma prosesi; 3-4 – qaz turbinində yanma məhsullarının adiabatik genişlənmə prosesi; 4-1– sabit

təzyiqdə, yanma məhsullarından istiliyin alınması və tsiklin şərti qapanması göstərilir.

Qaz turbinlərində turbinin gücünün 60...70%-i kompressorun hərəkətə gətirilməsinə sərf olunur. Buna görə qaz turbininin f.i.ə.-nin 1% artması turbinin gücünün və bununla da bütün qurğunun faydalı gücünü təxminən 3% artırır. Buradan aydın görünür ki, belə turbinlərin axma hissəsinin aerodinamikasına xüsusi diqqət verilməlidir.

Turbinin gücünün artırmaq üsullarından biri də qazın başlanğıc temperaturunun artırılmasıdır. Başlanğıc temperaturun seçilməsi bir sıra amillərdən, ilk növbədə yanacağın növündən və qurğunun işləmə müddətindən asılıdır. Tərkibində kükürd və vanadiy olan ağır maye yanacaqları üçün qazın başlanğıc temperaturu, kürəklərin korroziyaya uğramamasına görə 650⁰S- dən yüksək götürülür.

Yüngül maye və qaz yanacağı üçün isə başlanğıc temperatur məhdudlaşdırılır. Bu halda əsas amil turbinin rotorunun elementlərinin möhkəmliyi hesab olunur.

Turbinin işləmə müddətinə QTQ-nun işə salınmasının sayları təsir göstərir, çünki işə qoşulma və tez yüklənmə zamanı rotorun elementlərində yüksək gərginliklər yaranır.

Gücü 10 MW olan QTQ –nün 10 dəfə işə qoşulması üçün işləmə müddəti 8000 saat, 150 dəfə işə qoşulmada 2400 saat, 1800 dəfə işə qoşulma üçün isə -1800 saatdır. Beləliklə, hər işə qoşulma tam yüklə işləmənin 3,5 saatına ekvivalentdir.

Qaz turbinlərinin birinci pillələrinin buxar turbinlərindən fərqli xüsusiyyəti işçi cismin yüksək həcm sərfləri hesab olunur. Bunun da səbəbi qazın alçaq təzyiqi və yüksək temperaturudur. Buna görə də kürəklərin hündürlükləri böyük olur.

Turbinlərin layihəsi zamanı pillələrin sayına xüsusi fikir verilir. Pillələrin sayı artdıqca onların ölçüləri böyüyür,

turbinin konstruksiyası və onun soyuması mürəkkəbləşir, turbin bahalaşır, lakin f.i.ə. artır.

Digər tərəfdən pillələrin sayı az olanda, birinci pillənin istilik düşküsi böyük götürülür və soplodan sonra qazın temperaturu kəskin azalır.

İkipilləli turbində qazın başlanğıc temperaturu 760°S olanda, birinci pillənin işçi kürəyinin temperaturu 625°S , on pilləli reaktiv turbində, eyni başlanğıc temperaturda birinci pillənin işçi kürəyinin temperaturu 738°S olur.

Beləliklə, birinci pillənin verilmiş generatorunda qazın başlanğıc temperaturu kifayət qədər artırıla bilər. Lakin yüksək başlanğıc temperaturu keyfiyyətli material tələb edir, turbinin gövdəsinin, soplo aparatının, çıxış borusunun yaxşı soyudulması lazım gəlir.

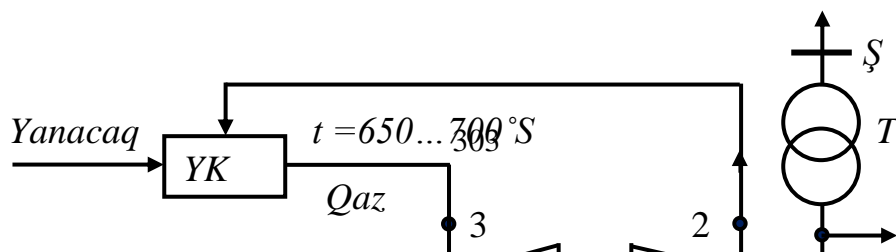
Buxar turbinlərinə nisbətən qaz turbinlərinin pillələrinin sayı az olur (5-6 pillə)

Yalnız kükürd və vanadiyli ağır yanacaqla işləyən qurğularda tələb olunan f.i.ə. pillələrin sayı çox olanda alınabilir.

§18.11. Qaz turbin qurğusunun tsikli

Buxarla işləyən turbinlərdən fərqli olaraq qaz turbin qurğusunda işlək cisim kimi yüksək temperaturaya qədər qızdırılmış və sıxılmış qaz istifadə olunur. Belə qaz qismində çox hallarda hava və yanacaq məhsullarının (və ya qaz şəkilli) qatışıqı götürülür.

Qaz turbinli qurğunun prinsipial sxemi şəkil 18.27-də verilmişdir. Hava kompressoru *HK* atmosfer havasını sıxaraq onun təzyiqini P_1 -dən P_2 -yə qədər artırır və onu daimi olaraq yanma kamerasına *YK* ötürür. Buraya eyni zamanda xüsusi nasos vasitəsilə tələb olunan qədər maye və ya qaz şəkilli yanacaq verilir.

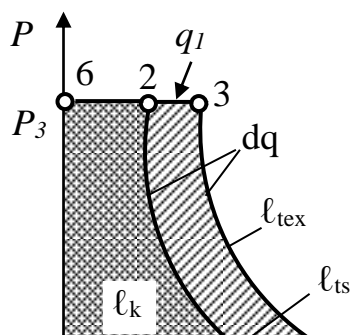


Yanma nəticəsində kamerada əmələ gələn yanma məhsulları oradan T_3 temperaturu və praktiki olaraq həmin P_2 təzyiqlə, yəni kompressorun çıxışında olan təzyiqlə ($P_2=P_3$) çıxırlar. Belə ki, yanacağın yanması sabit təzyiqdə baş verir.

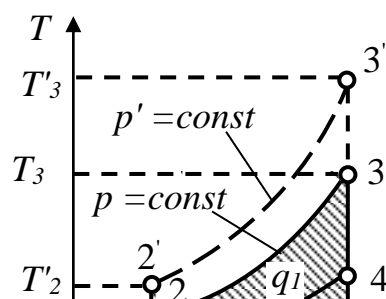
Qaz turbinində (QT) yanmanın məhsulları adiabat olaraq genişlənilir, nəticədə onların temperaturu T_4 -ə (nöqtə 4), təzyiq isə atmosfer təzyiqinə P_0 - a qədər azalır.

Təzyiqin P_3-P_0 – tam aşağı düşməsi turbində texniki işin l_{tex} alınmasına istifadə olunur. Bu l_k işin böyük bir hissəsi kompressorun intiqalına, $l_{\text{tex}} - l_k$ fərqi isə elektrik generatorunda (G) elektrik enerjisinin istehsalına və ya başqa məqsədlər üçün sərf olunurlar. Elə bu fərq də tsiklin faydalı işini təşkil edir (yanacaq nasosunun intiqalına sərf olunan yanacaq çox olmadığı üçün onu nəzərə almamaq olar).

Yanacağın yanmasının izobar xətti ilə ($2 - 3$ xətti, şəkl 18.28,a) istiliyin verilməsi, həmçinin atmosferə yanma məhsullarının tullantılarının soyudulmasının izobar xətti üzrə ($4 - 1$ xətti) istiliyin ayrılması ilə əvəz edilərək-qaz turbin qurğusunun tsiklini ($1 - 2 - 3 - 4$) alarıq.



104



Faydalı iş p, v diaqramında tsiklin 1 – 2 – 3 – 4 kontru ilə əhatə olunduğu sahə ilə təsvir olunur. Şəkil 18.28, a - dan görünür ki, faydalı iş turbində alınmış texniki işlə, sahəsi 6 – 3 – 4 – 5 olan və kompressorun sahəsi 6 – 2 – 1 – 5 olan, intiqalına sərf olunan texniki işin fərqi bərabərdir. $T-S$ diaqramında 1 – 2 – 3 – 4 tsiklin sahəsi bu faydalı işin ekvivalentidir (şək.18.28, b).

İstiliyə çevrilmiş iş gətirilmiş q_1 (8 – 2 – 3 – 7 sahəsi) və ayrılmış q_2 (1 – 4 – 7 – 8 sahəsi) istilik miqdarının fərqi kimi alınır. Qaz turbinli qurğunun faydalı iş əmsalının ideal tsikli

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 (T_4/T_1 - 1)}{T_2 (T_3/T_2 - 1)} \quad (18.30)$$

(18.30) düsturundakı c_p istilik tutumu sabit ədədin sadəliyi üçün qəbul edilmişdir.

Qaz turbin qurğusunun ən əsas xarakteristikalarından biri kompressorda təzyiqin yüksəldilməsi dərəcəsidir (T_1) ki, buda kompressordan sonra havanın təzyiqinin (P_2) son- dan qabaqkı təzyiqə (P_1) olan nisbətində bərabərdir. (18.30) düsturundakı temperatur nisbətlərini, adiabata tənliyindən ($\pi_1 = P_2/P_1$) təzyiqin yüksəldilməsi dərəcəsi ilə ifadə edək.

$$T_1 / T_2 = (P_1 / P_2)^{(k-1)/k} = 1 / \tau_i^{(k-1)/k} \quad (18.31)$$

$P_4=P_1$ -ə və $P_3=P_2$ -yə bərabər olduğuna görə və bəzi çevirmələrdən sonra 18.30-dən alırıq:

$$\eta_t = 1 - (1 / T_i^{(k-1)/k})$$

$k = 1,33$ olan zaman (18.31) düsturu π -nin müxtəlif qiymətləri üçün η_t - nin aşağıdakı qiymətlərini verir.

π	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\eta_t, \%$	16	24	29	33	36	38,5	40,5	42	43,5

İdeal tsiklin faydalı iş əmsalı π -nin artması ilə yüksəlir. Bu, sıxma prosesinin sonunda temperaturun (T_2) və uyğun olaraq turbinin qabaq hissəsində temperaturun (T_3) artması ilə əlaqədardır.

18.28,b şəklindən aydın görünür ki, π -nin böyük olan 1-2'-3'-4 tsikli 1-2-3-4 tsiklinə nisbətən səmərəlidir. Belə ki, 2-3 xəttinə nisbətən 2'-3' xətti üzrə böyük miqdarda istilik (q_1) verilir.

Çox təəssüf ki, turbinin qabaq hissəsində qazın maksimal temperaturu istiliyə davamlı metalla məhdudlaşdırılır. Belə ki, həmin metaldan onun əsas elementləri hazırlanır.

Ona görə də bilərəkdən yanacağın yanma temperaturunun aşağı salınmasına getmək lazım gəlir (əlavə hava miqdarının verilməsi hesabına).

Qazın verilmiş başlanğıc temperaturu üçün π -nin optimal qiymətini təyin edən zaman çalışırlar ki, həm faydalı iş əmsalı yüksək olsun, həm də, istehsal olunan vahid gücə minimum qaz sərf olunsun. Qaz sərfi nə qədər az olarsa,

turbinin və kompressorun, uyğun olaraq qurğunun bütün ölçüləri bir o qədər kiçik olar.

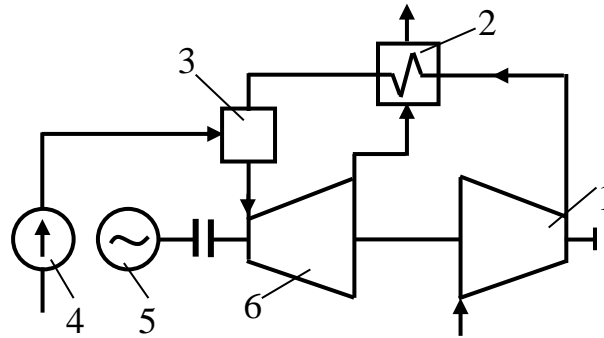
η_t – nin maksimumuna uyğun gələn π -nin qiyməti, qazın minimum sərfinə π -nin qiyməti uyğun gəlmir.

π -nin optimal qiyməti 3...6-ya, bəzi hallarda isə $\pi = 10...12$ -dir

Aydın görünür ki, kompressora sorulan havanın temperaturunun aşağı düşməsi ilə qaz-turbin qurğusunun effektivliyi artır. Bu, qaz-turbin qurğusunun faydalı iş əmsalının yüksəlməsinə gətirib çıxarır.

Qaz turbinini və kompressoru nə qədər təkmildirsə, qaz turbin qurğusu bir o qədər effektivdir. Belə ki, təkmil turbin böyük güc istehsal edir, ancaq daha təkmil kompressor isə az gücü yox edir ki, nəticədə qaz turbin qurğusunun faydalı gücü və faydalı iş əmsalı yüksəlir. Onu da qeyd etmək lazımdır ki, qurğunun faydalı iş əmsalına kompressora nisbətən turbinin təsiri böyükdür.

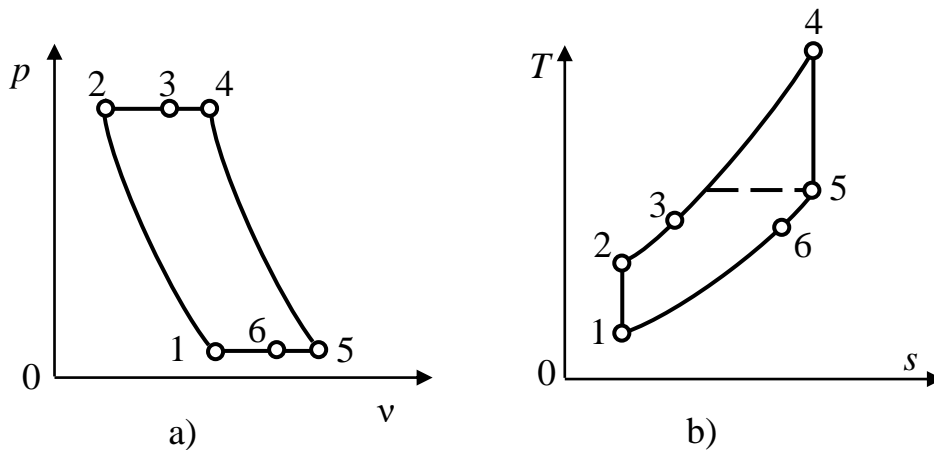
Qaz turbin qurğusunun faydalı iş əmsalını artırmaq üçün istiliyin regenerasiya üsulundan istifadə edirlər (şək.18.29).



Şək. 18.29. Sabit təzyiqdə və istilik regenerasiyasında yanma ilə açıq proseslərin qaz turbin qurğusunun prinsipial sxemi: 1-kompressor; 2-istilik mübadiləsi qurğusu; 3- yanma kamerası; 4-yanacaq nasosu; 5-elektrik cərəyan generatoru; 6-qaz turbinini

Qabaqkı prinsiplial sxemdən fərqli olaraq, buraya istilik mübadilə qurğusu daxil edilmişdir ki, burada kompressordan yanma kamerasına gedən hava, turbindən atmosfərə gedən işlənmiş qaz vasitəsilə isidilir. Belə ki, işlənmiş qazın istilik enerjisindən qismən istifadə edilərək, qurğunun faydalı iş əmsalı artır.

Belə qurğunun ideal tsikli $p-v$ və $T-s$ diaqramlarında şəkil 18.30,a;b-də göstərilmişdir. 1-2 xətti - havanın (kompressorda) izoentrop sıxılmasını, 2-3 xətti- havaya istinin izobar verilməsini (regeneratorda), 3-4 xətti- yanma kamerasına istiliyin izobar verilməsini; 4-5 xətti- qazın (turbində) izoentrop genişlənməsini; 5-6- xətti yanma məhsullarından (regeneratorda) istiliyin izobar çıxarılmasını; 6-1 xətti - yanma məhsullarından (atmosferə) istiliyin izobar ayrılmasını əks etdirir.



Şək. 18.30. Sabit təzyiqdə və istilik regenerasiyasında yanma ilə qaz turbin qurğusunun ideal tsikli.

Regeneratorda havadan alınmış istilik miqdarının turbində işlənmiş qazların havanı tələb olunan həddə qədər qızdırılması üçün lazım olan istilik miqdarına olan nis-

bətinə regenerasiya dərəcəsi (σ) deyilir. Regeneratordan çıxan qızmış havanın temperaturu praktiki olaraq turbindən çıxan işlənmiş qazların temperaturundan həmişə kiçik olduğu üçün $\sigma < 1$ olur. Şəkil 18.30-a uyğun olaraq

$$\sigma = (T_3 - T_2) / (T_5 - T_2)$$

Tsikldə ayrılmış istilik miqdarı (aşağı istilik mənbələri) regenerasiyasız tsiklə nisbətən az olur. Bunun da qiyməti regeneratorda qızdırılma üçün verilmiş istiliyin miqdarına, yəni

$$q_1 = c_p (T_4 - T_3) = c_p [(T_4 - T_2) - (T_3 - T_2)] = c_p [(T_4 - T_2) - \sigma (T_3 - T_2)]$$

$$q_2 = c_p [(T_5 - T_1) - (T_3 - T_2)] = c_p [(T_5 - T_1) - \sigma (T_5 - T_2)]$$

bərabər olur.

Tsiklin termiki iş əmsal

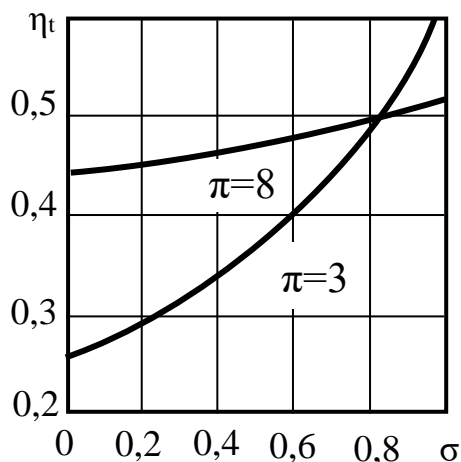
$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q} = 1 - \frac{(T_5 - T_1) - (T_5 - T_2)}{(T_4 - T_2) - (T_5 - T_2)} \quad (18.32)$$

Tsikldə maksimal və minimal temperaturu $\delta = T_4/T_1$ ilə işarı edək.

Göstərmək olar ki, regenerasiya olmayan zaman ($\sigma = 0$) (18.32) tənliyi (18.31) tənliyinə keçir.

Şəkil 18.31-də π -nin (kompresorda təzyiqin yüksəldilməsi dərəcəsi) bəzi qiymətləri üçün η_t -nin σ -dan asılılığı verilmişdir. Şəkildən görünür ki, σ -nin artması ilə η_t yüksəlir, özudə bu artım ən çox π -nin elə də böyük olmayan qiymətlərində olur. Digər tərəfdən σ -nin böyük qiymətlərini almaq üçün böyük səthli regeneratörlər tələb olunur. Bundan başqa, regeneratörün sxemə daxil edilməsi əlavə hidravlik müqavimətin yaranmasına səbəb olur. Bü-

tün bunlar qurğunun səmərəliliyini bir qədər aşağı salır. Ona görə də regeneratorun səthinin böyüdülməsi, yəni σ -nin artırılması müəyyən həddə qədər mümkündür ki, bu da bütün qurğunun hazırlanmasından asılıdır və son texniki iqtisadi hesabatla müəyyən edilir. $P=const$ prosesli qurğular üçün adətən $\sigma = 0,7 \dots 0,8$ götürülür.



Şək. 18.31. Tsiklin termik iş əmsalının (η_t) regeneratorun səthindən asılılığı (π -ni bəzi qiymətlərdə)

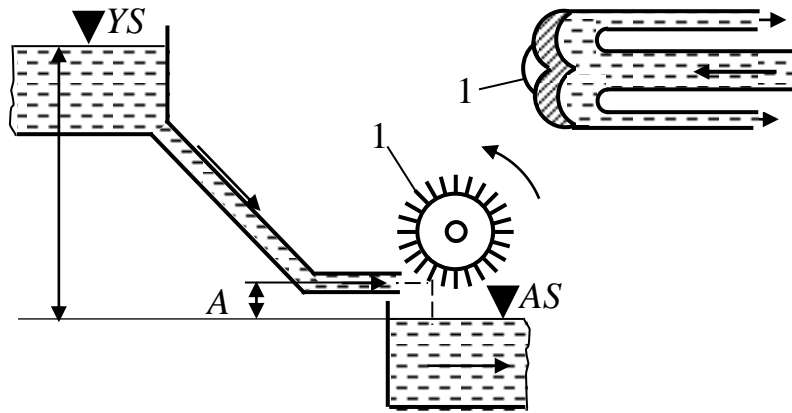
Qeyd etmək lazımdır ki, müasir qaz turbinli elektrik stansiyalarının əsasını gücü 25...100 MW olan qaz turbinləri təşkil edir.

§18.12. Su turbinlərinin tipi və təsnifatı

Su turbinlərini, onların işçi çarxına suyun etdiyi təsirinə görə iki sinfə bölmək olar: aktiv və reaktiv turbinlər. Bu adlar şərtidir, çünki tam reaktiv prinsipində işləyən su turbini yoxdur. Aktiv turbinlərdə işçi çarx suyun aşağı səviyyəsindən (AS) bir qədər yuxarıda olur. Reaktiv turbinlərdə isə işçi çarx suyun içərisində (AS) yerləşir.

Aktiv turbinlərin ən geniş yayılanı çalovlu (çömçəli) tipli turbinlərdir. Bu turbinlərin işçi çarxı çalovlardan ibarətdir. Çalovlara su seli silindrik şəkildə verilir. Çalovlu su turbinin prinsipial sxemi 18.32.-də göstərilir. Şəkildən gö-

ründüyü kimi, su yuxarı səviyyədən boru kəmərləri vasitəsi ilə turbinin işçi çarxına verilir. İşçi çarxın dairəsi boyunca çalovlar (çömçələr) yerləşdirilmişdir.



Şək. 18.32. Çalovlu su turbinin prinsipial sxemi

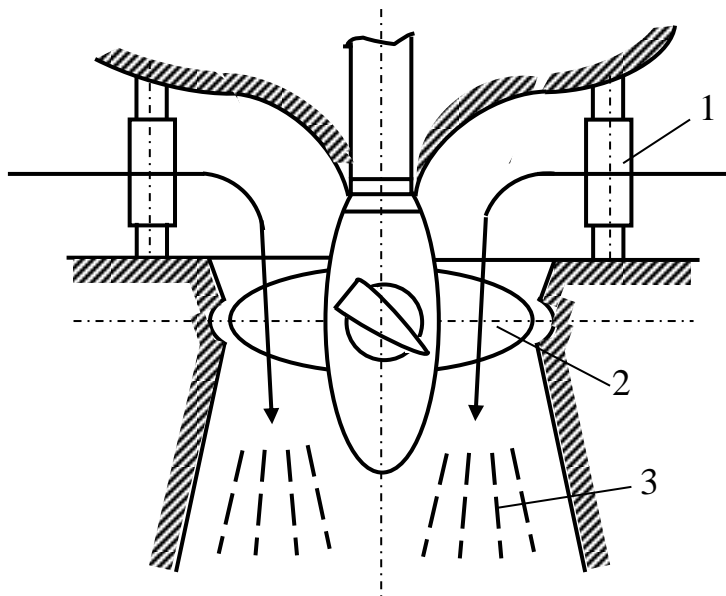
Boru kəmərinin soplosundan böyük sürətlə çıxan su seli hər hansı bir çalov üzərinə daxil olur və onu yuyaraq istiqamətini dəyişir. Bu zaman disk dönməyə (fırlanmağa) başlayır. Beləliklə, bir-birinin ardınca gələn çalovlara suyun etdiyi təsir nəticəsində işçi çarx fırlanır. Turbinin valı üzərində yerləşən generatorun rotoru işçi çarx ilə birlikdə fırlanır və nəticədə suyun mexaniki enerjisi elektrik enerjisinə çevrilir.

Turbinin soplosu elə qoyulmalıdır ki, ondan çıxan su, həmişə yalnız bir kürəyə, həm də onun tam ortasına daxil olsun. Yüksək faydalılıq əldə etmək üçün, çalovlara xüsusi fırlanma verilir ki, bu da kürəyin səthi boyunca axımın səlissə hərəkətini təmin edir.

Turbinin çalovunun tam ortasında bir arakəsmə olur. Buna görə də daxil olan su iki bərabər hissəyə bölünür. Çalov tipli turbinlər suyun aşağı səviyyəsindən müəyyən hündürlükdə (1-2 m hündür) qoyulur ki, suyun səviyyəsi dəyişən zaman çarxın (diskin) aşağı hissəsi suya batmasın. Çarx suya batdıqda tormozlanma əmələ gəlir və turbinin f.i.ə.-nin aşağı düşməsinə səbəb olur.

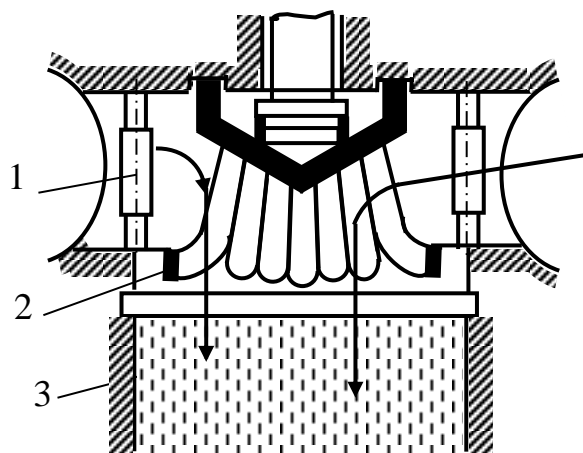
Reaktiv turbinlər, onların işçi çarxına verilən və ondan xaric edilən su selinin istiqamətindən asılı olaraq aşağıdakı tiplərə ayrılırlar: ox tipli, radial –ox tipli və diaqonal tipli.

Ox tipli turbinlərdə su seli işçi çarxın oxuna paralel daxil olur və həmin istiqamətdə ondan xaric olur (şəkil 18.33).



Sək. 18.33. Ox tipli su turbinin qurğusunun prinsipial sxemi

Radial –ox tipli turbinlərdə su seli işçi kürəklərə radial istiqamətdə (turbinin oxuna perpendikulyar istiqamətdə) daxil olur, orada dönür və öz istiqamətini dəyişərək xaric olur (şək.18.34).



Sək. 18.34. Radial – ox tipli turbinin prinsipial sxemi

Diagonal tipli turbinlərdə isə işçi kürəklərin üzərinə daxil olan və çıxan su seli turbinin oxu ilə müəyyən bucaq təşkil edir.

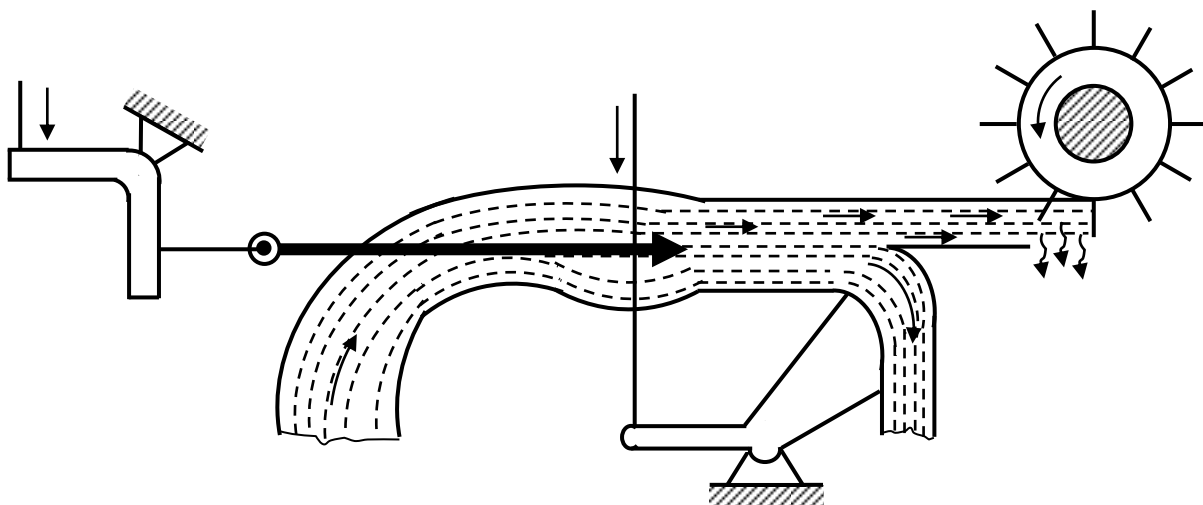
§18.13. Su turbinlərinin əsas elementləri

Su turbinlərinin əsas elementləri işçi çarx və istiqamətləndirici aparatlardır. Turbinin işçi çarxında su selinin enerjisi fırlanma enerjisinə (çarxın fırlanması) çevrilir və bu da turbinin valı vasitəsilə elektrik generatorunun rotoruna ötürülür. İstiqamətləndirici aparat isə işçi çarxla birlikdə yüksək f.i.ə. almağa imkan verir. Güclü reaktiv su turbinlərinin istiqamətləndirici aparatı istiqamətləndirici kürəklərdən ibarətdir. Bu kürəklər eyni vaxtda eyni bucaq altında çevrilə və turbinin işçi çarxı qarşısında su selinin istiqamətini dəyişə bilirlər. Bunun nəticəsində işçi çarxda sürətlər nisbəti dəyişir, bu da suyun sərfinin və turbinin gücünün dəyişməsinə səbəb olur. Beləliklə, istiqamətləndirici aparat turbinin gücünü dəyişməyə imkan verir. Kürəklərin biri-birinə söykənməsi (toxunması) zamanı işçi çarxa su selinin verilməsi kəsilir. İstiqamətləndirici aparat eyni zamanda turbində siyirtmə rolunu da oynayır.

Reaktiv turbinlərin çıxışında su selinin enerjisindən daha yaxşı istifadə etmək məqsədilə konusvarı sorucu borudan istifadə olunur.

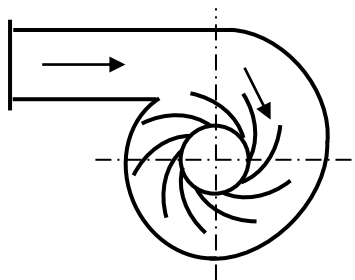
Aktiv turbinlərdə istiqamətləndirici aparatın işini soplolar görür. Reaktiv turbinlərdə soploların çıxış en kəsiyini dəyişməklə suyun sərfi tənzimlənir. Soplonun çıxış en kəsiyi sıfıra bərabər olduqda, turbinin işçi çarxına su selinin verilməsi (daxil olması) kəsilir. Beləliklə, aktiv turbinlərdə soplo siyirtmə rolunu da oynayır. Çalovlu turbinə suyun verilməsi şəkil 18.35-də göstərilir. Çalovlu turbinlərin dövrlər sayını və gücünü yüksəltmək məqsədilə

bəzən bir əvəzinə iki istiqamətləndirici aparat yerləşdirilir. Belə turbin aqreqları üfüqi val üzərində yerləşdirilir.



Şəkil 18.35. Çalovlu turbinə suyun verilməsi sxemi

Reaktiv turbinlərdə su seli istiqamətləndirici aparata spiral kameradan verilir (şəkil 18.36). Su selinin belə kameradan verilməsi nəticəsində stansiya binasının ölçüləri kiçik alınır. Çalovlu aktiv turbinlərdə su soplolarla müxtəlif formalı kollektor vasitəsilə verilir. Turbinin çıxışından isə su kanal vasitəsilə kənar edilir.



Şəkil 18.36. Su selinin istiqamətləndirici aparata spiral kameradan verilməsi sxemi

Voljsk SES-də işləyən ox tipli turbinin gücü 105 MW və dövrlər sayı 1,14 dövr/s-dir. Turbinin dövrlər sayının az olması onun ölçülərinin çox böyük alınmasına səbəb olur. Turbinin işçi çarxının diametri -9,3 m, kütləsi 426 t; generatorun rotorunun diametri 14,3 m, kütləsi 650 t; statorun

xarici diametri - 17,5 *m*, generatorun kütləsi 1600 *t*, bütün aqreqatın kütləsi 3000 *t*; aqreqatın hündürlüyü 40 *m* -dir. Qeyd etmək lazımdır ki, əgər gücü 100 *MW* olan turbo-generatorun dövrlər sayı 50 *dövr/s* olarsa, onda generatorun rotorunun diametri cəmi 1 *m* və tam kütləsi 177 *t*, turbinin gücü 200 *MW* olduqda isə turbinin diametri 1,075 *m*, kütləsi 33 *t* olur.

SES-də müxtəlif basqılardan istifadə olunduğundan, müxtəlif növ turbin sisteminin yaradılmasına səbəb olmuşdur. Alçaq basqılı *SES* -də ox tipli turbinlərdən istifadə olunur. Bu turbinlər üçün maksimum basqı 100 *m* -ə bərabərdir. Ümumiyyətlə, suyun basqısı 40...50 *m* -dən 550...650 *m* olduqda, *SES* -də radial–ox tipli reaktiv turbinlər tətbiq edilir. Bununla yanaşı basqı 60 *m* -dən 150 *m* -ə qədər olan sahələrdə diaqonal tipli reaktiv turbinlərdə qoyula bilər. Təxminən 350 *m* və daha yuxarı su basqıları olduqda çalovlu tipli aktiv turbinlərdən istifadə olunur. Voljsk *SES* -də suyun basqısı -19 *m*, Krasnoyarsk *SES* -də 93 *m*, Sayano –Şuşensk *SES* -də 194 *m* (burada hər bir turbinin gücü 640 *MW* -dir) , Tatevsk *SES* -də isə 568,8 *m* (turbinin vahid gücü 568,8 *MW* -dir).

Səkkizinci bölmə

Elektrik stansiyalarının basqı maşınları

On doqquz fəsil

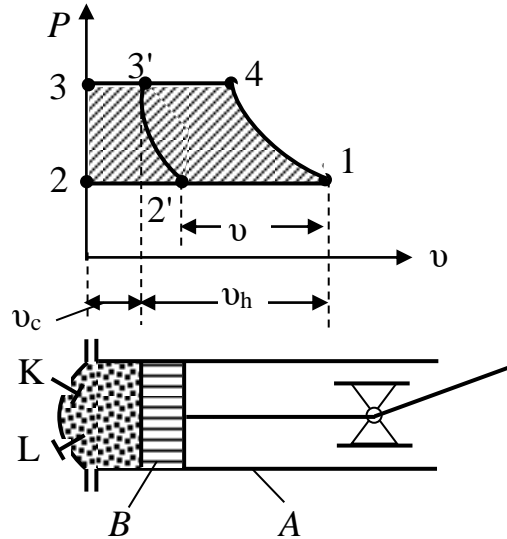
19. Kompresorlar, ventilyatorlar və nasoslar

§19.1. Porşenli kompressorların tsiklləri

Texnikada sıxılmış hava və qazlar, çoxlu texnoloji proseslərdə tətbiq olunur.

Qaza oxşar cisimləri sıxmaq üçün işlənən maşınlara *kompressorlar* deyilir. Kompresorlar birpilləli və ya çoxpilləli olur.

Birpilləli kompressor (19.1) *B* porşenindən və *A* silindrindən ibarətdir. Dirsəkli val, sürgüqolu və ştok vasitəsilə porşenin irəli-geri hərəkəti nəticəsində silindrə qazın sorulması və sıxılması təmin edilir.



Şək. 19.1. Birpilləli kompressorun iş tsikili

Dirsəkli val fırlanma hərəkətini xarici enerji mənbəyindən alır. Qazı silindrin içərisinə daxil və ondan xaric etmək üçün, silindrin qapağında daxil (*K*) və xaric olma (*L*) klapanları vardır.

Kompresor tsikli şəkil 19.1-də verilmişdir. Burada 1–2–3–4–1 tsikli zərərli fəza olmadıqda, 1–2'–3'–4–1 tsikli isə zərərli fəza olduqda kompressorda yaranan prosesləri xarakterizə edir.

Porşenin sol kənar vəziyyətində, silindrin qapağı ilə porşenin arasında qalan həcm *zərərli fəza* adlanır. Şəkildən görüldüyü kimi, zərərli fəza nəzərə alındıqda 3'–2' prosesi ilə qalmış hava genişlənir ki, bunun da nəticəsində sorma prosesi 2 nöqtəsi əvəzinə 2' nöqtəsindən başlayır. Buna uyğun olaraq kompressora sorulan havanın miqdarı azalır.

Zərərli fəzanın həcmi artdıqca onu xarakterizə edən $v_c/v_h = \alpha$ nisbəti artacaq və sorma həcmi azalacaq. Buna görə də kompressorun dolma f.i.ə-da azalacaqdır.

Qazların kompressorda sıxılma təzyiqi artdıqda, zərərli fəzada qalan havanın çəki miqdarı artır və bunun atmosfer təzyiqinə kimi genişlənməsi çox həcm tələb edir. Buna uyğun olaraq kompressora sorulan havanın miqdarı və habelə onun məhsuldarlığı azalır.

§19.2. Porşenli ideal kompressorların işi

İdeal kompressorun işini hesablamaq üçün pV diaqramından istifadə edək. Burada absis oxu üzərində qazın v həcmi, ordinat oxu üzərində isə p təzyiqini göstərək. B porşeni sol çıxış vəziyyətindən çıxdıqda qaz K sorma klappanından sorulmağa başlayır.

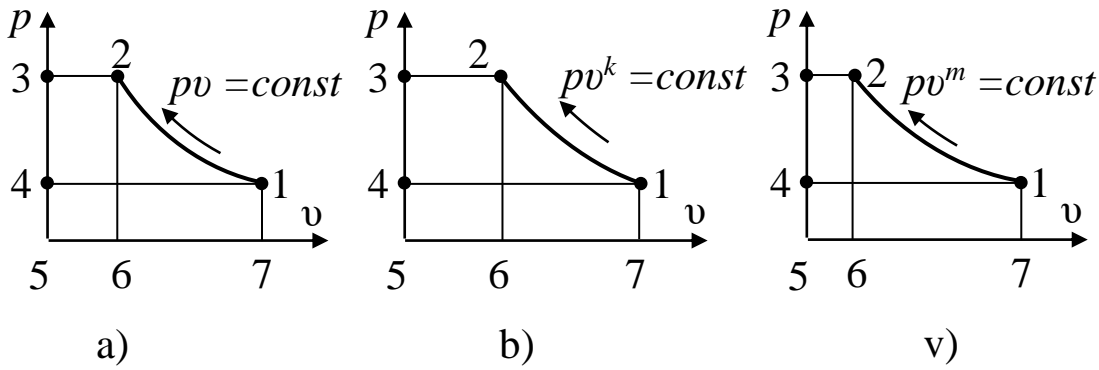
İdeal kompressor fərz olunduğu üçün, burada sormada təzyiq atmosfer təzyiqinə bərabər qəbul olunur, yəni sorma sistemindəki hidravlik itkiləri nəzərə almırıq.

Belə halda xüsusi həcmnin dəyişməsi 19.2-ci şəkildə 4 – 1 xətti ilə göstərilmişdir. Porşenin soldan sağa hərəkəti zamanı qaz müəyyən iş görür. Bu iş aşağıdakı tənlikdən tapıla bilər:

$$\ell = p_1 f_1 s_1 = p_1 v_1 \quad (19.1)$$

burada p_1 – sorulan qazın təziqi;
 f_1 – porşenin sahəsi;
 s_1 – porşenin qət etdiyi yoldur.

Sonra isə qaz p_1 təzyiqindən p_2 təzyiqinə kimi sıxılır. Burada sıxılma prosesi kompressorun konstruksiyasından asılı olaraq izotermik, adiabatik və ya politropik proseslər ilə aparıla bilər (19.2; a,b,v).



Şək. 19.2. İdeal kompressorun işi: a – izotermik; b – adiabatik; v – politropik

Bildiyimiz tənliyə görə, sıxılma prosesinin işi aşağıdakı tənlikdən tapıla bilər:

İzotermik sıxılma prosesində

$$\ell = RT \ln v_2 / v_1 , \quad (19.2)$$

adiabatik sıxılma prosesində

$$\ell = (1/k - 1)(p_1 v_1 - p_2 v_2), \quad (19.3)$$

politropik sıxılma prosesində

$$\ell = (1/m - 1)(p_1 v_1 - p_2 v_2) \quad (19.4)$$

Qrafiki olaraq bu iş 1 – 2 – 6 – 7 – 1 sahəsi ilə ölçülür. Burada 1 – 2 xətti sıxılma, 2 – 3 xətti sıxılmış qazın xaric olunma prosesini, 4 – 1 xətti isə sorma prosesini göstərir.

Burada kompressorun ümumi gördüyü iş yuxarıdakı üç prosesin işinin cəbri cəmi olacaqdır ki, bu da izotermik proses üçün

$$\ell_0 = p_1 v_1 + RT_1 \ln(v_2 / v_1) - p_2 v_2), \quad (19.5)$$

olar.

İzotermik prosesdə $p_1 v_1 = p_2 v_2$ olduğundan

$$\ell_0 = RT_1 \ln v_2 / v_1 ,$$

adiabatik proses üçün

$$\ell_0 = p_1 v_1 + (1/k - 1)(p_1 v_1 - p_2 v_2) - p_2 v_2)$$

$$\ell_0 = (k/k - 1)(p_1 v_1 - p_2 v_2) \quad (19.6)$$

politropik proses ilə sıxılma üçün

$$\ell_0 = p_1 v_1 + (1/m - 1)(p_1 v_1 - p_2 v_2) - p_2 v_2)$$

$$\ell_0 = (m/m - 1)(p_1 v_1 - p_2 v_2).$$

olur.

Bu düsturlarla hesablanmış işin qiyməti mənfi olacaqdır. Bu, onu göstərir ki, burada qazın sıxılması üçün xaricdən iş görülür. İşin mütləq qiymətini almaq üçün bu düsturların qarşısına mənfi işarəsi əlavə etmək lazımdır.

Kompressorun işini qrafiki hesabladıqda (şək.19.2) 1 – 2 – 6 – 7 – 1 və 3 – 5 – 6 – 2 sahəsindən (xaricdən qaza verilən istilikdən) 1 – 4 – 5 – 7 – 1 sahəsini (qazın işini) çıxmaq lazımdır. Nəticədə 1 – 2 – 3 – 4 – 1 sahəsini alırıq

ki, bu da xaricdən qazın sıxılmasının verilən işini ifadə edəcəkdir. 19.6 tənliyini başqa şəkildə də vermək olar. Adiabatik sıxılma prosesini aşağıdakı tənliklə ifadə edək:

$$A\ell_0 = Ap_1v_1 + (U_1 - U_2) - Ap_2v_2,$$

və yaxud

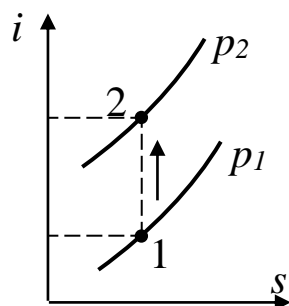
$$A\ell_0 = (U_1 + Ap_1v_1) - (U_2 + Ap_2v_2). \quad (19.7)$$

Buradan:

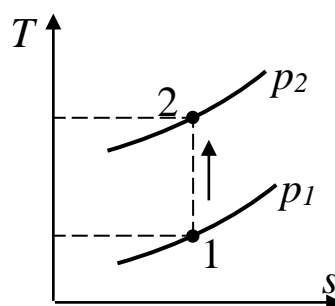
$$A\ell_0 = i_1 - i_2.$$

Bu düstur həm real, həm də ideal qazlar üçün yararlıdır. Bununla bərabər bu düstur kompressorda adiabatik sıxılma prosesinə sərf olunan işi hesabladıqda TS və iS diaqramlarından istifadə etməyə imkan verir. iS diaqramında başlanğıc və son nöqtələri xarakterizə edən parametrlər məlum olarsa, onda adi qayda ilə bu nöqtələrə uyğun entalpiyaları və son temperaturu tapmaq mümkündür (şək.19.3). TS diaqramında isə izobarlar və $i = \text{const}$ xətləri olduğu üçün, burada adi üsul ilə adiabatik sıxılma prosesli kompressorun içini hesablamaq olar (şək.19.4).

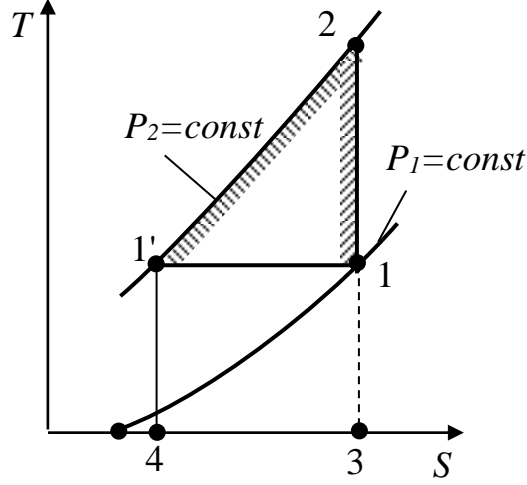
TS diaqramında sıxılmaya sərf olunan mütləq işə ekvivalent istilik qrafiki olaraq sahə şəklində göstərilə bilər (19.5).



Şək. 19.3. Kompessorda adiabatik sıxılma prosesinə sərf olunan işin hesablanması diaqramı



Şək.19.4. Kompessorda adiabatik sıxılma prosesinə sərf olunan işin hesablanması diaqramı



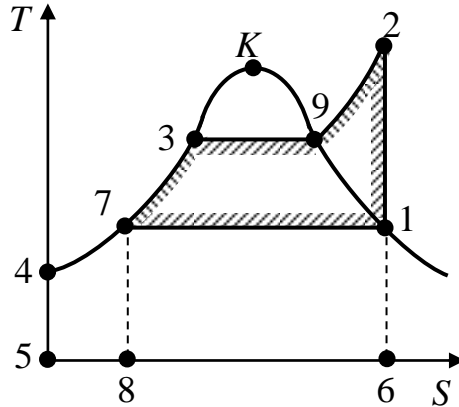
Şək. 19.5. TS diaqramında sıxılmaya sərf olunan mütləq işə ekvivalent istilik qrafiki

İdeal qazın 1 – 2 adiabatik proses ilə sıxılma işi belə olur:

$$A\ell_0 = i_2 - i_1 = c_{pm} T_2 - c_{pm} T_1 \quad (19.8)$$

Burada ℓ_0 – işin mütləq qiyməti TS diaqramının quruluşuna görə $i_1 = c_{pm} (T_1 - 0)$ başlanğıc entalpiya, son entalpiya isə $i_2 = c_{pm} (T_2 - 0)$ olur.

Yuxarıdakı düsturlara görə su buxarı ilə işləyən kompressorların adiabatik sıxılma prosesində işi $A\ell_0 = i_2 - i_1$ olur. Həmin iş qrafiki olaraq aşağıdakı şəkildə alına bilər (şək. 19.6).



Şək. 19.6. Su buxarı ilə işləyən kompressorların adiabatik sıxılma prosesində işin diaqramı

19.6-cı şəkildə 1–7– 4–5–6–1 sahəsi başlanğıc entalpiyanı, 2–6–5–4–3–9–2 sahəsi isə son sahəyə uyğun entalpiyanı ölçür. Bu sahələrin fərqi olan 1–7–3–9–2–1 sahəsi kompressorda sıxılmaya sərf olunan işi ölçür. 1 kq qazın sıxılmasına sərf olunan işi təyin etdikdən sonra, kompressoru hərəkətə gətirən mühərrikin gücünü təyin edə bilərik. Mühərrikin gücü aşağıdakı tənlikdən tapıla bilər:

$$N = (G / 75)(\ell_0 / \eta_k), kW, \quad (19.9)$$

burada G – kompressorun məhsuldarlığı, kg/s ilə;

ℓ_0 – 1 kq qazın sıxılmasına sərf olunan işin miqdarı;

η_k – kompressorun effektiv faydalı iş əmsəlidir.

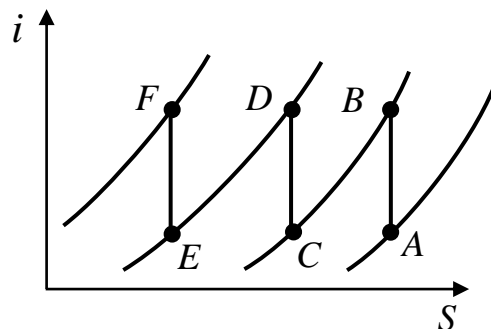
İzotermik, adiabatik və politropik sıxılma proseslərinin iş düsturlarından aydın görünür ki, izotermik proseslə sıxılmada ən az iş tələb olunur və burada temperatur artmadığından kompressorun yağlanması asanlıqla təmin etmək olar. Həqiqətdə, izotermik prosesin yaradılması çətin olduğu üçün, sıxılma prosesi politropik proseslə gedir. Burada təzyiq fərqi artdıqca, sıxılan qazların temperaturları da artır ki, bunu da politropik prosesin tənliyindən asanlıqla tapmaq olar.

$$T_2 = T_1(p_2 / p_1)^{1-(1/m)} \quad (19.10)$$

§19.3. Çoxpilləli kompressorlar

Kompressorun içərisində temperaturun artması, məhsuldarlığı azaltmaqla, onun yağlanması işini olduqca çətinləşdirir. Buna görə qazı yüksək təzyiqə kimi sıxmaq üçün, çoxpilləli kompressorlardan istifadə edirlər. Çoxpilləli kompressorlarda qazı bir neçə dəfə ayrı-ayrı silindrlərdə sıxaraq onu müəyyən soyuducuda soyudurlar.

Belə çoxpilləli kompressorlarda sıxılma adiabatik proses üzrə gedir. iS diaqramında həmin proses sınıq xətlərlə göstərilmişdir (şək. 19.7). Bu sınıq xətlər izobar və adiabatlardan ibarətdir. 19.7-ci şəkildə verilmiş AB , CD və EF qazın pillələrdə sıxılma prosesləri, BC və DE pillələrarası soyuducularda soyuma prosesidir ki, bu da izobar prosesi üzrə gedir. Çoxpilləli kompressorun ümumi işi ayrı-ayrı pillələrin işlərinin cəminə bərabərdir.

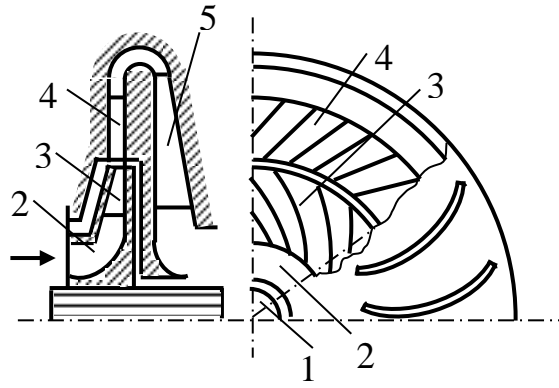


Şək. 19.7. Çoxpilləli kompressorların iş tsikli

Məsələn, fərz edək ki, bizə üçpilləli kompressorun pV diaqramı məlumdur (şək.19.8). Hava əvvəlcə həcmi v_{h1} olan birinci silindrə p_1 təzyiqi altında sorulur (1 –2), sonra 2 –3 polutropu boyunca p_2 təzyiqinə çatana qədər sıxılır və birinci soyuducuya daxil olaraq, sabir təzyiqdə öz temperaturunu 2 nöqtəsinə uyğun temperatura qədər, həcmi isə v_{h2} -yə qədər azaldır. Bu soyuma prosesi 3 –4 üfqi xətti ilə təsvir olunur. 4 nöqtəsi 2 nöqtəsindən keçən izotermik əyri üzərində olur. 5 –3 –2 –1 –5 sahəsi ədədi qiymətcə kompressorun birinci pilləsində sıxılmaya sərf olunan işi ifadə edir.

Bu qayda ilə 8–6–4–5–8 sahəsi ikinci pillədə sıxılmaya sərf olunan işi, 10–9–7–8–10 isə üçüncü pillədə sıxılmaya sərf olunan işi ifadə edir.

Üçpilləli kompressorun ümumi işi isə 10 –9 –7 –6 –4 –3–2–1–10 sahəsinə bərabər olur. Şəkildən görüldüyü kimi, bu iş qiymətcə adiabatik sıxılma işini ifadə edən 10 –12–2–1–10 sahəsindən və politropik sıxılma işini ifadə edən 10–13–2–1–10 sahəsindən çox kiçik olur. Deməli,

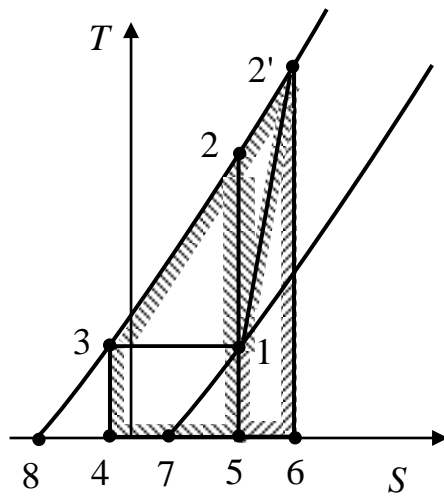


Şək. 19.9. Turbokompressorun konstruktiv sxemi

Daha sonra qaz hərəkət etməyən kanal (5) ilə ikinci pilləyə daxil olur və beləliklə, hər bir pillə qazın müəyyən qədər təzyiqini artırır. Əgər sıxılma dönən adiabatik proses ilə gedirsə, belə proses 1–2 xətti ilə ifadə oluna bilər (şək. 19.10).

Burada sürət yüksək olduğuna görə qazın içərisində və qazla divarlar arasında böyük sürtünmə itkiləri əmələ gəlir.

Buna görə də həqiqi proseslər şaquli xətdən çox fərqlənir. Əgər qaz həmin hesablanmış təzyiqə kimi sıxılırsa, onda proses 1–2 xətti ilə deyil, 1–2' xətti ilə gedəcəkdir. Burada itki olduğuna görə entropiya artmalıdır.



Şək. 19.10. Turbokompressorun iş tsikli

Qazın sıxılmasına xaricdən sərf olunmuş işin mütləq qiyməti başlanğıc və son nöqtələrin entalpiyalarının fərqindən asılı olacaqdır.

$$A\ell_1 = i'_2 - i_1 \quad (19.11)$$

TS diaqramında ideal qaz üçün bu işə uyğun istilik miqdarı $2'-3-4-6-2$ sahəsi ilə göstərilə bilər.

Kompresorun işini xarakterizə etmək üçün kompresorun daxili nisbi faydalı iş əmsalını təyin edirlər.

Əgər kompresorun daxilindəki proses adiabat əyrisinə tabe olduğu qəbul olunarsa, onda belə əmsal adiabatik faydalı iş əmsalı adlanıb, η_{ad} ilə işarə olunur ki, bunu da aşağıdakı tənlikdən tapmaq olar:

$$\eta_{ad} = \ell_0 / \ell_1$$

Hər hansı qaz üçün

$$\eta_{ad} = (i_2 - i_1) / (i'_2 - i_1)$$

İdeal qazlar üçün $c = const$ olduğundan, yaza bilərik:

$$\eta_{ad} = (t_2 - t_1) / (t'_2 - t_1) \quad (19.12)$$

η_{ad} məlum olarsa, iS və TS diaqramlarında qazın son halını xarakterizə edən parametrlərini tapmaq mümkündür.

Yuxarıdakı tənlikdən

$$i'_2 = i_1 + (i_2 - i_1) / \eta_{ad}$$

yaza bilərik.

i'_2 məlum olduqda p_2 -ni və T_2 -ni diaqramdan tapmaq mümkündür. İdeal qazlar üçün işə

$$t'_2 = t_1 + (t_2 - t_1) / \eta_{ad} \quad (19.13)$$

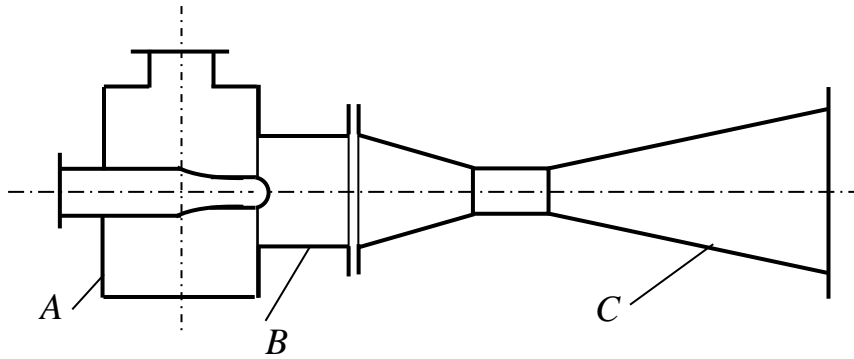
olur.

§19.5. Buxar axınlı kompressorlar

Buxarın alınması, işlək maddə kimi tətbiq olunması və əsas xassələri haqqında məlumat XVIII fəsildə verilmişdir. Yeri gəlmişkən buxar axınlı kompressorlar haqqında da bəzi qeydlər edək. Buxar axınlı kompressorların quruluşu 19.11-ci şəkildə verilmişdir. Şəkildən görüldüyü kimi buxar axınlı kompressorlar *A* soplosundan, *B* qarışma kamerasından və *C* diffuzorundan ibarətdir.

Bu kompressorun fırlanan və hərəkət edən hissələri yoxdur. Buna görə də bu kompressoru başqa tipli kompressorlara nisbətən sadə hesab edirlər.

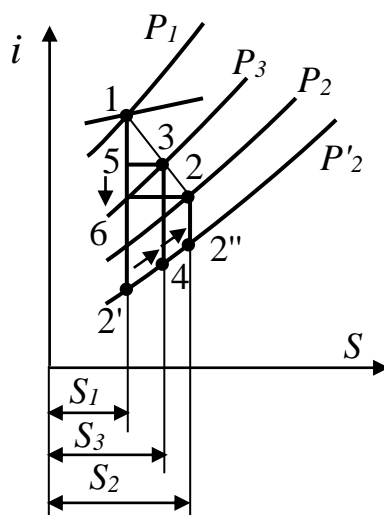
Belə kompressorun iş prinsipi aşağıdakı şəkildə olur. Yüksək parametrlı işlək buxar *A* soplosuna verilir. Buradan qazın genişlənməsi nəticəsində təzyiqlə əlaqədar olan potensial enerji, sürətlə əlaqədar olan kinetik enerjiyə çevrilir. Soplodan işlək buxar yüksək sürətlə çıxır. Sıxılaraq buxar qarışma kamerasına verilir ki, burada da işlək buxarla qarışır. Həmin buxarların qarışığı orta bir sürətlə diffuzora daxil olur. Burada sürət enerjisi təzyiq enerjisinə çevrilir ki, bununla nəticəsində təzyiq artır.



Şək. 19.11. Buxar axınlı kompressorların quruluşu

Sadə olmasına baxmayaraq, bu kompressor iqtisadi cəhətdən az əlverişlidir, çünki burada qarışma zamanı yüksək sürət itkisinə yol verilir. Odur ki, belə kompressorlar lazımi qədər su buxarı olan yerlərdə işlədilir.

Buxar axınlı kompressorlarda gedən prosesi iS diaqramında göstərək (şək. 19.12). Diaqramın sadə olması üçün



Şək. 19.12. Buxar axınlı kompressorlarda gedən prosesin iS diaqramı

sıxılmada, genişlənmədə və qarışmada olan sürtünmə itkilərini nəzərə almayacağıq, yəni ideal kompressorlar qəbul edəcəyik. İşlək cisim 1–2' düz xətti ilə (adiabatik proses) P'_2 təzyiqinə qədər genişlənir. Sıxılacaq buxarın, yəni injeksiya edilən buxarın başlanğıc halı P_2 təzyiqi ilə xarakterizə olunur. Onun genişlənməsi isə 2–2'' düz xətti ilə göstərilir. Fərz edək ki, bunların qarışdıqdan sonrakı halı 4 nöqtəsi ilə ifadə olunur. Onda həmin buxar diffuzorda verilmiş P_3 təzyiqinə qədər sıxılır ki, bu da 4 — 3 adiabatı ilə göstərilir. 3 nöqtəsi buxarın kompressordan çıxdığı halı ifadə edir.

§19.6. Mərkəzdənqaçma ventilyatorları

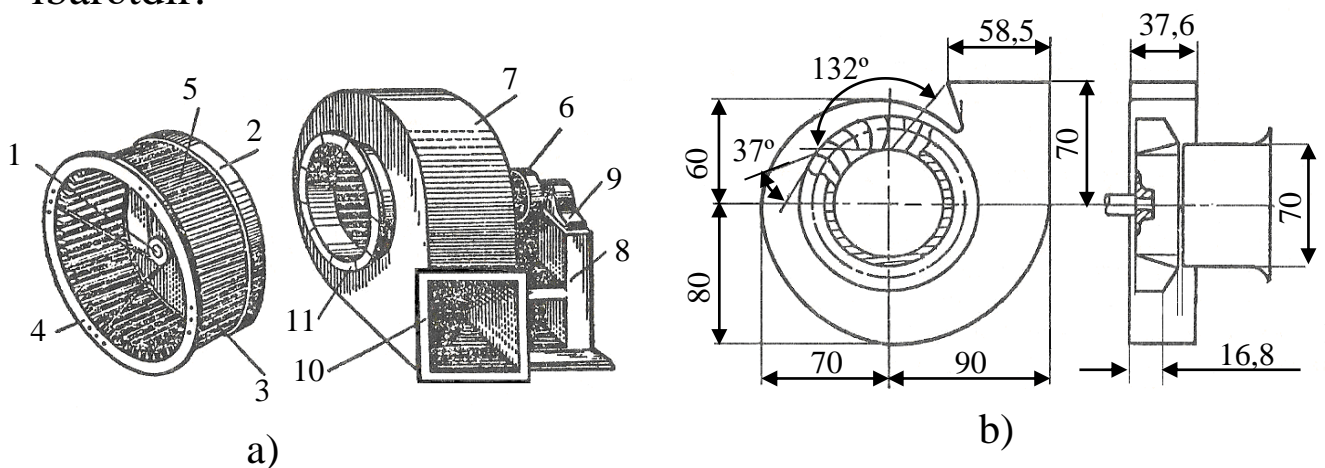
§19.6.1. Əsas anlayışlar və parametrlər

Axının sıxlığı $1,2 \text{ kg/m}^3$ olan zaman təzyiqin artma dərəcəsi 1,15-dən yüksək olmayan, təmiz qazların və narın bərk materiallarla qazlar qarışığının yerdəyişməsi üçün istifadə olunan maşınları mərkəzdənqaçma ventilyatorları adlandırırlar. Mərkəzdənqaçma tipli ventilyatorların xarakterik əlaməti, işçi təkərdə mərkəzdən ətrafa hərəkət edən qazın mərkəzdənqaçma qüvvəsinin işi hesabına təzyiqin artmasıdır.

Qazın təzyiqinin cüzi miqdarda artması zamanı onun termodinamik vəziyyətinin dəyişilməsini nəzərə almamaq olar. Bu səbəbdən mərkəzdənqaçma ventilyatorlarına sıxılmaz mühit üçün olan mərkəzdənqaçma maşınlarının nəzəriyyəsinə tətbiq etmək olar.

Mərkəzdənqaçma ventilyatorları sənayedə və kommunal təsərrüfatda binaların ventilyasiyası, texnoloji proseslərdə zərərli maddələrin xaric edilməsi üçün geniş yayılmışdır.

Sadə tipli mərkəzdənqaçma ventilyatorun konstruktiv quruluşu şəkil 19.13,a-da göstərilmişdir. Ventilyatorun işçi təkəri tökmə **topdan 1**, onunla sərt birləşmiş əsas diskdən 2 ibarətdir.



Şək. 19.13. Mərkəzdənqaçma ventilyatorun quruluşu (a) və aerodinamik (b) sxemi.

Zavodlar mərkəzdənqaçma ventilyatorlarını müəyyən həndəsi seriyalarla istehsal edirlər, onlardan hər biri uyğun ölçülərin nisbətlərinin daimiliyi ilə xarakterizə olunurlar;

ayrı-ayrı maşınların ölçüləri və onların işçi parametrləri seriyada müxtəlifdir.

Aerodinamik sxem ilə göstərilmiş, verilmiş seriyanın həndəsi forması, yəni ventilyatorun bütün ölçüləri işçi təkərin (şəkil 19.13,b) xarici diametrinin faizləri ilə verilir.

Ventilyatorun nəzəri basqısı Eyler tənliyi ilə təyin edilir

$$H_n = (u_2 c_{2U} - u_1 c_{1U}) / g, \quad (19.14)$$

burada u_1 və u_2 – axının giriş və çıxışında işçi kürəklərin çevrə sürətləridir;

c_{1u} və c_{2u} – mütləq sürətlərin çevrə sürətinə proyeksiyasıdır;
 g – sərbəst düşmə təcilidir.

Real ventilyatorda təzyiqin müəyyən miqdarı axın hissəsində itir. Əgər bu itkiləri hidravlik FİƏ ilə nəzərə alsaq, ventilyatorun həqiqi təzyiqi

$$p = \eta_h p_T = \eta_h \rho u_2 c_{2u} = \rho \mu_2 \eta_h u_2^2, \quad (19.15)$$

burada $\mu_2 = c_{2u}/u_2$ – çıxışda axının fırlanma əmsalıdır.

$\bar{p} = \eta_h \eta_2$ ilə işarə etsək, onda $\bar{p} = p / \rho u_2^2$ olar və bu ifadə tam təzyiq əmsalı adlanır.

Deməli, ventilyatorun həqiqi təzyiqi belədir:

$$p = \bar{p} \rho u_2^2$$

Ventilyatorun tam təzyiqini adətən eksperimental yolla tapırlar və buna görə ventilyatorun çıxışında və girişində olan təzyiqin fərqini hesablayırlar.

$$p = (p_{2st} - p_{1st}) + [\rho(c_2^2 - c_1^2)] / 2, \quad (19.16)$$

burada p_{1st} , p_{2st} – ventilyatorun çıxış və girişində axının statik təzyiqidir, Pa; c_1 və c_2 – axının uyğun mütləq sürətidir, m/s.

Ventilyatorun işi verilmiş fırlanma tezliyində həcmi ötürmə Q , tam təzyiqlə P , güclə N , tam FİƏ η ilə xarakterizə olunur.

Ventilyatorun səmərəli gücü, kW , aşağıdakı düsturla təyin edilir.

$$N_s = pQ, \quad (19.17)$$

burada Q –ventilyatorun həcmli ötürməsidir (məhsuldarlığı), m^3/s .

Valdakı güc (səmərəli güc) N adətən, ventilyatorun sınağı nəticəsində təyin edilir.

Ventilyatorlar tam və statik FİƏ ilə xarakterizə olunurlar. Bəzi hallarda ventilyatorlar üçün tam təzyiq deyil, ancaq onun yaratdığı basqının statik hissəsi p_{st} və ya uyğun olaraq statik basqı H_{st} ilə xarakterikdir:

$$\begin{aligned} \eta &= pQ / N; \\ \eta_{st} &= p_{st}Q / N, \end{aligned} \quad (19.18)$$

burada $p_{st} = p_{2st} - p_{1st}$.

Qazın axınına verilən tam enerjinin əhəmiyyətli hissəsini kinetik enerji təşkil etdiyi üçün, statistik faydalı iş əmsalı η_{st} ventilyatorun effektivliyinin qiymətləndirilməsini tamamlayır. Statistik FİƏ η_{st} təxmini olaraq η -dan 20...30% aşağıdır.

Ventilyatorun intiqalı üçün mühərrikin gücünü, kW , işçi rejimdə baş verəcək mümkün meyllənmələrə görə hesabat qiymətinə nəzərən ehtiyatla seçirlər:

$$N_{e.m} = [(1,05 - 1,2) pQ] / 1000 \eta \eta_{st}, \quad (19.19)$$

burda η - ventilyatorun tam faydalı iş əmsalıdır;
 $\eta_{öt}$ – ötürmənin faydalı iş əmsalıdır.

Ventilyatorun və mühərrikin valları birbaşa birləşdikdə $\eta_{öt}=1,0$, pazvarı qayış ötürməsində $\eta_{öt}=0,92$.

Ventilyatorun iti gedişlilik əmsalı işçi kürəklərin konstruksiyasını, yəni təzyiq yaratma qabiliyyətini xarakterizə edir. Əgər hava sıxlığı $\rho=1,2 \text{ kg/m}^3$ olsa, onda

$$n_s = (53n\sqrt{Q}) / p^{3/4}, \quad (19.20)$$

burada n , $1/s$; Q , m^3/s ; p , Pa .

Hər tip ventilyator üçün müəyyən iti gedişlilik əmsalı xarakterikdir:

Yüksək təzyiqli mərkəzdənqaçma	10...30
Alçaq və orta təzyiqli mərkəzdənqaçma:	
qabağa əyilmiş kürəklərlə	30...60
arxaya əyilmiş kürəklərlə	50...80
İki tərəfdən sorma qabiliyyətli mərkəzdənqaçma	80...120

§19.6.2. Mərkəzdənqaçma ventilyatorların xarakteristikaları və verimlərinin tənzimlənməsi

Basqıların, valdakı gücün və FİƏ-nin həcmi verimdən asılılıq qrafiklərini ventilyatorların xarakteristikaları adlandırırlar.

Ventilyatorların xarakteristikaları sabit fırlanma tezliyində və hava üçün $\rho=1,2 \text{ kg/m}^3$ olduğu halda, bilavasitə onların sınağı ilə əldə edirlər.

Standart şərtləri ($P=760 \text{ mm cívə süt}$; $T=293 \text{ K}$ və $\psi=50\%$) üçün qurulmuş xarakteristikaları natural şərtlərə çevirən zaman, nəzərə almaq lazımdır ki, həcmi verim,

basqı və FİƏ dəyişməz qalır, ancaq təzyiq və valdakı güc isə ventilyatorla verilən qazın sıxlığına mütənəsib dəyişir:

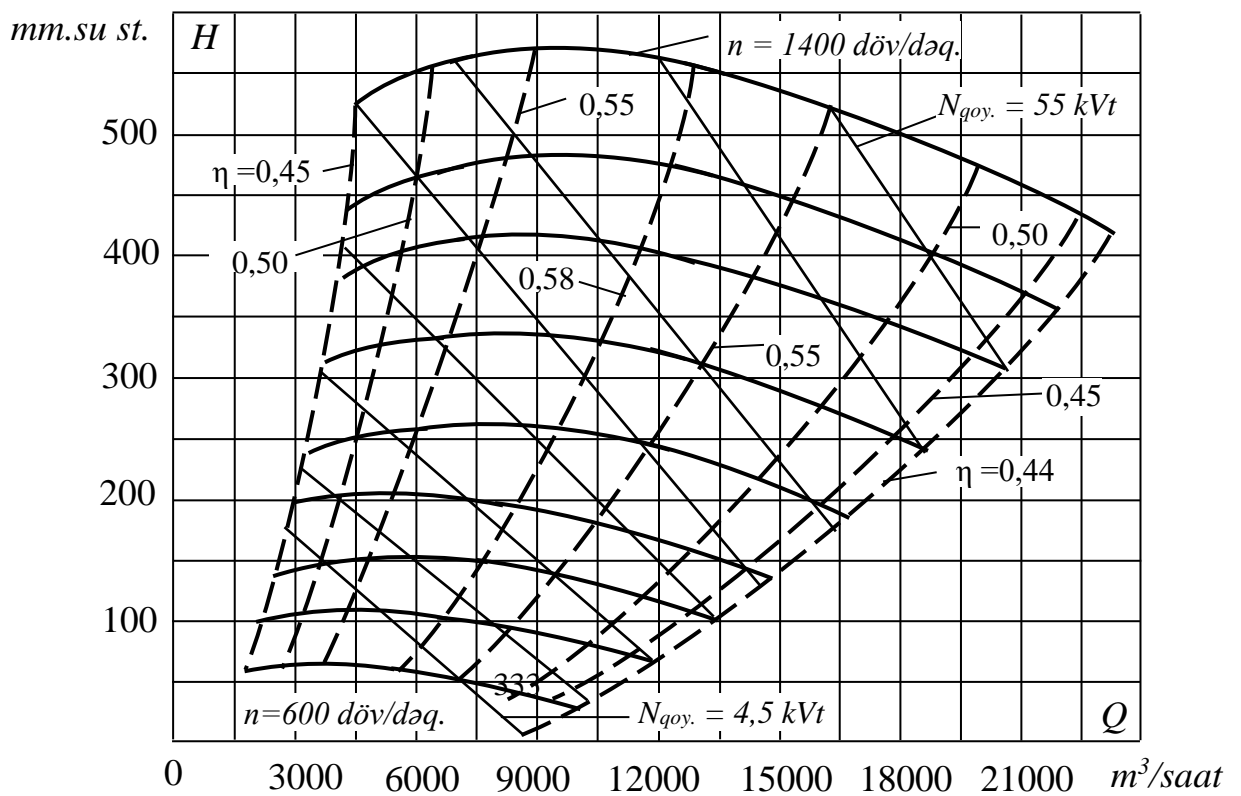
$$p = p_0 \rho^{1,2} \quad \text{və} \quad N = N_0 \rho^{1,2}. \quad (19.21)$$

Dəyişən fırlanma tezliyində xarakteristikalar oxşarlıq şərti əsasında qurulur (şək. 19.14)

Ventilyatorların verimini aşağıdakı üsullarla tənzimləmək olar:

- 1) ventilyatorun valının fırlanma tezliyinin dəyişməsi ilə;
- 2) ventilyatorun giriş və çıxışında drossellənmə ilə;
- 3) girişdə müxtəlif konstruksiyalı istiqamətləndirici aparat ilə.

1. Birinci üsul istifadə olunan elektrik mühərriklərinin fırlanma tezliyinin dəyişkən olmasını tələb edir. Mühərrik və ventilyatorun valları arasında fırlanma tezliyini sabitləndirən variator (adətən hidromufta) daxil edilərsə, onda sabit tezliklə fırlanan mühərriki tətbiq etmək olar. Hər iki variantda ventilyatorun quruluşu mürəkkəbləşir və baha-



laşır, buna görə də belə tənzimlənmə üsulu böyük ventilyatorlar üçün xüsusi məsuliyyətli qurğularda tətbiq edilir.

2. Konstruksiyası sadə olduğu üçün, ikinci üsul geniş istifadə olunur. Belə şəraitdə başqa üsullar əlçatmaz olduğu üçün, kiçik və orta ölçüdə olan ventilyatorları bu üsulla tənzimləyirlər.

3. Üçüncü üsul böyük ötürücülük qabiliyyətinə malik olan ventilyatorlar arasında əsas stasionar istilik energetikasında (üfurmə ventilyatorları, havasorucular) geniş yayılmışdır.

Drossellə tənzimləmə üsulu çox böyük enerji istifadə tələb etdiyinə görə, o bütün ventilyatorlar üçün səmərəsiz sayılır.

§19.6.3. Ventilyatorların konstruktiv yerinə yetirilməsi

Ventilyatorun konstruksiyası onun aerodinamiki sxemi əsasında müəyyən olunur.

Ventilyatorun konstruktiv forması və ölçüləri onun ötürməsi, təzyiqli və fırlanma tezliyi əsasında müəyyən olunur.

Normal rejim zamanı yaratdıqları tam təzyiqlə görə ümumi təyinatlı ventilyatorla üç növə bölünür:

- 1) aşağı təzyiqli ventilyatorlar (1 *kPa* qədər).
- 2) Orta təzyiqli ventilyatorlar (1 dən 3 *kPa* qədər).
- 3) Yüksək təzyiqli ventilyatorlar (3 *kPa* dan yuxarı).

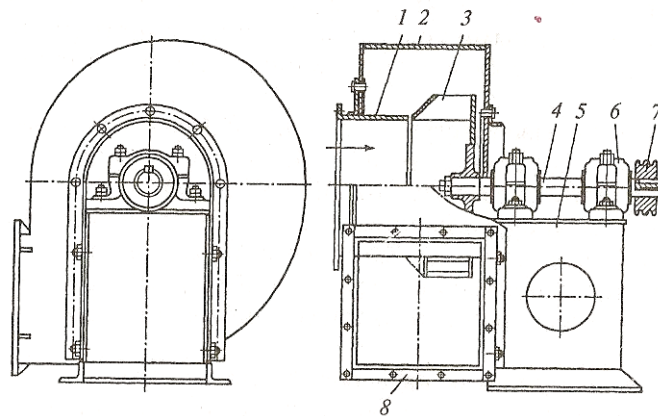
1. Aşağı təzyiqli ventilyatorlara orta və yüksək itge-dişli ventilyatorlar aiddir. Bu ventilyatorların işçi təkəri enli lövhəli kürəklərə malikdir. Təkərin çevrəvi fırlanma sürəti 50 m/san -dən azdır. Bu ventilyatorlar ventilyasiya sistemlərində istifadə olunurlar.

2. Orta təzyiqli ventilyatorların təkərlərinin fırlanma sürəti 80 m/san qədərdir. Onların kürəkləri həm qabağa, həm də arxaya əyilmiş hazırlanırlar və müxtəlif texnoloji avadanlıqlarda tətbiq olunurlar.

3. Yüksək təzyiqli ventilyatorların təkərlərinin fırlanma sürəti 80 m/san -dən yuxarıdır, kürəklər arxaya əyilmişlər.

Ən çox yayılmış ventilyatorlar, ümumi təyinatlı ventilyatorlardır ki, onlar da havanın yerdəyişməsi üçün istifadə olunur. Bu, birpilləli, spiralvarı gövdəli və fırlanma oxu üfüqi yerləşdirilmiş maşınlardır. Onların diametri 200-dən 3150 mm -ə qədər olan işçi təkərləri vardır və $30 \text{ m}^3/\text{s}$ –yə qədər məhsuldarlığa malikdirlər və 11 kPa – a qədər təzyiqli təmin edirlər (şəkil 19.15).

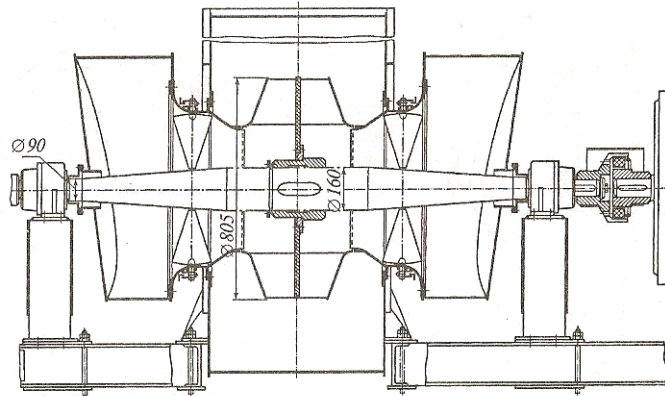
Misal üçün, işçi təkərinin diametri 800 mm , maksimal FİƏ zamanı $p=0,86$ və $n_s=70$ olan mərkəzdənqaçma ventilyator Ц4-70N8 işarələnir. Ümumi təyinatlı ventilyatorlar 4 əsas aerodinamiki sxem ilə istehsal olunur: Ц4-70; Ц4-76; Ц14-46; Ц10-28.



Şək.1915. Ümumi sənaye məqsədli mərkəzdənqaçma ventilyatoru:
1– sorma kollektoru; 2– gövdə; 3– işçi təkər; 4– val; 5– da-
yaq; 6– yastıqlar; 7– qasnaq (şkif); 8 – çıxış yuvasının flansı

Ən geniş yayılmış aerodinamiki sxem Ц4-70.

Misal olaraq ikitərəfli sorma qabiliyyətinə malik olan, yüksək təzyiqli ventilyatorun konstruksiyası 19.16-cı şəkildə göstərilib.



Şək.19.16. İkitərəfli sorma qabiliyyətinə malik olan yüksək təzyiqli ventilyatoru.

§19.7. Nasoslar

Mayelərin və qazların yerlərini dəyişmək, onların potensial və kinetik enerjisinin yüksəldilməsi üçün xidmət edən maşınları basııcı adlandırırlar.

Məlumdur ki, müasir texnoloji proseslərin əksəriyyəti mayesiz qazşəkilli mühitin axınlarının yerdəyişməsi ilə əlaqədardır və buna görə basııcılar sənayenin bütün sahələrində, kənd və kommunal təsərrüfatda çox geniş tətbiqə malikdirlər.

Hərəkətə gətirilən işçi cismin növündən asılı olaraq basııcı maşınlar iki böyük qrupa bölünürlər: nasoslar – maye verən maşınlar: ventilyatorlar və kompressorlar – texniki qazı və havanı ötürmək üçün nəzərdə tutulan maşınlar.

Ventilyator – təzyiqli $E_p < 1,15$ artırma dərəcəsi ilə qaz mühitini hərəkət etdirən maşındır.

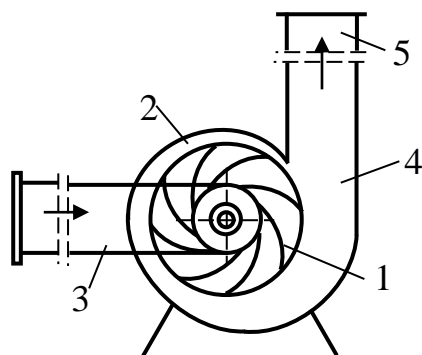
Kompressor, qazı $E_p \gg 1,15$ həddində sıxan və qazın sıxılması baş verən səthlərin süni soyutması olan (adətən su soyutması), maşındır.

Nasoslar iki əsas qrupa bölünürlər: dinamiki və həcmli nasoslar.

Dinamiki nasoslarda və basıcılarda enerjinin mayeyə və ya qaza ötürülməsi, basıcının giriş və çıxışına daimi birləşdirilmiş, boşluqlarda axımın kütlə qüvvəsinin işi hesabına baş verir.

Həcmli basıcılarda isə enerjinin yüksəlməsi, bərk cismin qüvvəsi hesabına baş verir. Konstruksiyasına, maşının yaratdığı təzyiqə və texnoloji proseslərdə öz təyinatına görə basıcı maşınlar siniflərə bölünürlər.

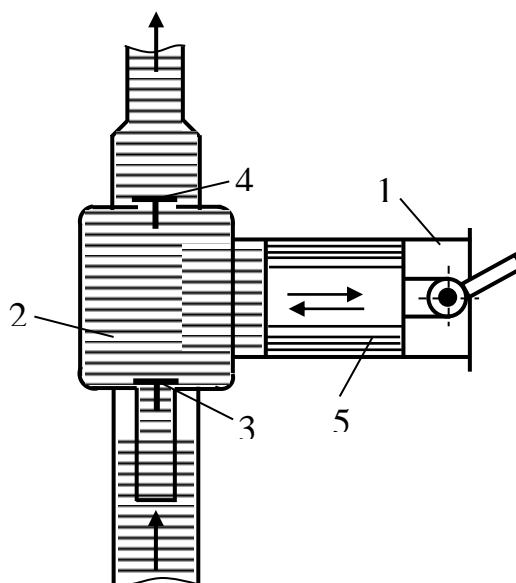
Dinamiki mərkəzdənqaçma nasosunun sxemi şəkil 19.17-da göstərilmişdir. Əyilmiş kürəklərlə təchiz olunmuş işçi təkər 1, gövdədə 2, yerləşdirilmiş mühərriklə fırladılır. İşçi cisim (maye, qaz) borucuqdan 3 təkərin mərkəzi boşluğuna daxil olur, bütün gövdəni və kürəklər 1 arasındakı əyri xətti kanalları doldurur. İşçi təkərin fırlanması zamanı mərkəzdənqaçma qüvvəsinin təsiri altında, bu kanallarda olan işçi cismin kütləsi axımın enerjisini artırır və onlar tərəfindən işçi təkəri əhatə edən spiralvari kanala atılır. Sonra axın təzyiqli borucuğa (4) və boru kəmərinə (5) daxil olur.



Şək.19.17. Mərkəzdənqaçma nasosun sxemi

Belə nasoslarda sorma və ötürmə prosesi arasındakı kəsilmədən və müntəzəm baş verir (işçi təkər sabit tezliklə fırlanarsa).

Sadə həcmli (porşenli) basıcının (nasosun) sxemi şəkl. 19.18-də verilmişdir. Silindr (1) və klapan qutusu (2) vahid blokda kəp birləşmişlər. Qutuda sorucu (3) və basqılı (4) klapanlar yerləşdirilmişlər. Porşen (5) irəli-geri hərəkət edərək, sorma və basma əməliyyatını yerinə yetirir.

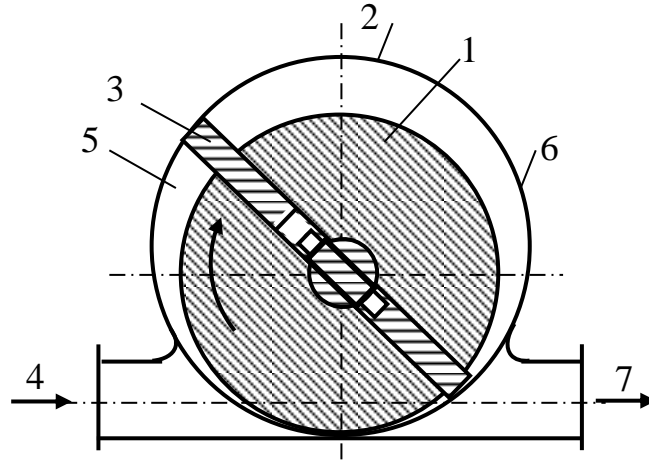


Şəkil 19.18. Porşenli basıcının (nasosun) sxemi

Sinusoidal hərəkət edən porşenin sürətlənməsi, nasosun gedişli sistemində təsir edən və axımın bütövlüyünü pozan, ətalət qüvvəsinin yaranmasına səbəb olur. Bu çarxqolu valının buraxıla bilən fırlanma sürətini məhdudlaşdırır. Buna görə rotor tipli həcmli basqılı nasoslar tətbiq edirlər. Bunlar da yüksək sürətli mühərriklərə birbaşa qoşulurlar.

Lövhəli-rotorlu nasos barədə təsəvvür şəkil 19.19-da verilmişdir. Radial yarıqları olan ağır kütləli rotor (1) gövdədə (2) eksentrik olaraq yerləşdirilmişdir. Yarıqlara düzbucaqlı polad lövhələr (3) qoyulmuşdur. Onlar mərkəzdənqaçma qüvvələrinin təsiri ilə gövdəyə toxunana qədər sərbəst sıxılırlar. Mühərrik vasitəsilə rotor fırlanan zaman işçi cisim borucuqdan (4) sorulur və dəyişən en

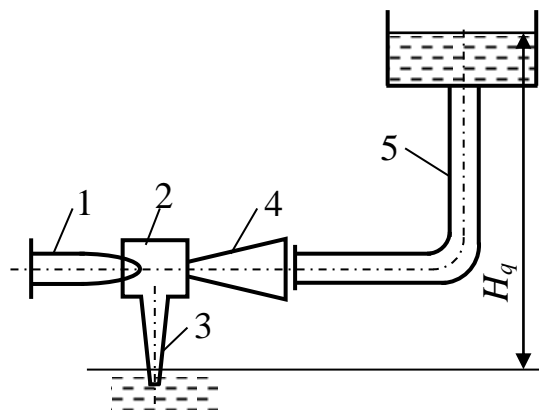
kəsikli (5 və 6) boşluğundan basqılı boruya (7) verilir. Nasos reversividir. Rotorun fırlanma istiqaməti dəyişəndə, o işçi cismin axınının istiqamətini dəyişir.



Şəkil 19.19. Rotor basıcının (nasosunun) sxemi

Elektrik stansiyalarında və sənaye qurğularında mayelərin və qazların yerini dəyişmək üçün şırnaqlı ötürücülər (şəkil 19.20) geniş tətbiq tapırlar.

İşçi maye seli böyük sürətlə daralan soplodan (ucluqdan) (1) kameraya (2) daxil olur ki, burada da alçaq təzyiq qərarlaşır. Mayenin səthində və kamerada yaranmış təzyiqlər fərqi hesabına mayenin boru (3) ilə qalxması və onun ucluqdan atılan işçi maye ilə qarışması baş verir. Ucluqdan (1) keçən işçi və boru (3) ilə qaldırılan mayelərin qarışığı diffuzordan (4) keçərək basqılı boru (5) vasitəsilə H_q hündürlüyünə nəql etdirilir.



Şəkil 19.20. Şırnaqlı basqı qurğusunun sxemi.

Sənayedə və energetikada dinamik kürekli nasoslar ən çox yayılmışdır. Onların yaratdığı basqı 35 MPa-1, verimi isə 100000 $m^3/saatı$ keçə bilir.

İstilik energetik qurğularda qazanları qidalandırmaq, qidalandırma suyunun regenerativ qızdırılma sistemində kondensatı vermək, dövr edəcək suyu turbinin kondensatoruna, şəbəkə suyunu isitmə sistemində vermək üçün mərkəzdənqaçma nasosları tətbiq olunur. Bundan başqa, mərkəzdənqaçma və şırnaq nasoslarının İES-də hidroqurum təmizləmə sistemlərində tətbiq edirlər.

Enerji daşıyıcısı kimi sıxılmış hava almaq üçün əsasən porşenli kompressorlar istifadə olunurlar.

İstilik energetikasında energetik tsikli (qazan-turbin-generator) təmin etmək üçün 20-dən çox müxtəlif növ nasoslardan istifadə edirlər.

İstilik elektrik stansiyalarının nasos avadanlığı köməkçi avadanlıqlar arasında gücünə görə birinci yeri tutur.

Təyinatına, iş xarakterinə, sorulub-verilən mayenin növünə və parametrlərinə görə İES-də müxtəlif konstruksiyalı mərkəzdənqaçma və oxboyu nasoslar istifadə edilir. Bunlar alçaq, orta və yüksək təzyiqli mərkəzdənqaçma, bir və iki tərəfdən soran birpilləli, təmiz su üçün çoxpilləli, yağ, mazut və başgaları üçün nasoslardır.

Əgər əsas əlamət kimi nasosun təyinatını götürsək, onda onları aşağıdakı qruplara bölmək olar:

I. Nasoslar, xüsusən məsul mexanizmlərdən sayılaraq istilik elektrik stansiyasının əsas istismar avadanlığının işi ilə sıx əlaqədardırlar. Belə ki, stansiyasının əsas və köməkçi tsikllərinin işinə cavabdehdir.

İşin əsas (arası kəsilməyən) tsikllərinin nasosları.

1. Suyun dövr etdirilmə tsikli:

a) kondensatorlarda buxarın soyudulması üçün dövr etdirici tsikli üçün;

b) dövr edən suyu soyutmaq üçün resirkulyasiya etdirici (gölməçələrdən, soyuduculardan, hovuzlardan və s.) tsikli üçün;

2. Qidalandırıcı suyun tsikli:

a) alçaq təzyiqli kondensat tsikli üçün;

b) orta təzyiqli kondensat tsikli üçün;

c) əlavə kondensat tsikli (buxar qızdırıcı kodensat) üçün;

d) hava, mikrohava, ejektor tsikli üçün;

e) qidalandırma, aralıq isitmə tsikli üçün;

f) qazanları qidalandırma tsikli üçün;

3. İstilikötürmə tsikli:

a) şəbəkədən istilikötürmə tsikli üçün;

b) boylərdən istilikötürmə tsikli üçün.

4. Tənzimləmə tsikli: buxar turbinlərinin servomühərriklərini qidalandırmaq üçün basqılı.

5. Əsas avadanlığın soyudulma tsikli:

a) qazanların sünbülvarı tirlərinin soyudulması üçün;

b) turbinlərin yastıqlarının soyudulması (əsas və işə salıcı) üçün;

c) transformatorların soyudulması üçün;.

Köməkçi iş tsiklərinin nasoslari.

1. qidalandırıcı suyun hazırlanma tsikli:

a) xam suyun buxarlandırıcılara verilməsi üçün;

b) resirkulyasiya nasoslari (buxarlandırıcıda buxarın soyudulması üçün) üçün;

c) buxarlandırıcıdan kondensatın kondensat qabına və ya akkumulyatora verilməsi üçün.

2. Yanacağı hazırlanma və yanma məhsullarının xaric edilmə tsikli:

a) maye yanacağı (neftin və mazutun) saxlanma və qidalandırma çənlərinə verilməsi üçün;

b) qurumun hidravlik üsulla xaric edilməsi üçün.

II. Stansiyanın əsas istismar avadanlığı ilə əlaqəli olmayan, texniki məqsədlər üçün nəzərdə tutulmuş və müxtəlif təyinatlı nasoslar:

Texniki məqsədlər üçün nasoslar:

- a) quyulardan çıxarmaq üçün drenaj (çirk) nasosları;
- b) yağ təsərrüfatı (yağın təmizlənməsi və s.) üçün;
- c) buxarlandırıcılardan çirkli çöküntülərin kənarlaşdırılması üçün;
- d) kondensatorların və ya boylerlərin borularını təmizləmək üçün.

Müxtəlif təyinatlı nasoslar:

- a) yanğın üçün
- b) təsərrüfat üçün
- c) müxtəlif.

Elektrik stansiyasının etibarlı və qənaətcil işinə birbaşa təsir göstərən nasoslara qidalandırıcı, kondensat, dövretdirici, şəbəkə və baqer nasosları aiddilər.

Ən ağır iş şəraitində qidalandırma, kondensat və baqer nasosları işləyir. Ən məsuliyyətli işi qidalandırma nasosları yerinə yetirilirlər.

§19.7. 1. Nasosların əsas işçi xarakteristikaları

Basıcı maşınların işini xarakterizə edən əsas parametrlər (kəmiyyətlər) sərfiyyat, basqı və təzyiqdır. Basqılı maşının maye və ya qaz axınına ötürdüyü enerji, tam bu kəmiyyətlərlə və verilən mühitin sıxlığı ilə təyin edilir. Maşının hidrodinamiki və mexaniki möhkəmliyi onun tam $F\dot{I}\Theta$ ilə xarakterizə olunur.

Verim (sərfiyyat) – maşın vasitəsi ilə vahid zamanda yeri dəyişdirilən mayenin (qazın) miqdarıdır. Ventilyator və kompressorun verdiyi qazın miqdarı, məhsuldarlıq adlandırmaq qəbul olunmuşdur.

Əgər verim həcm vahidlərində ölçülürsə, onda onu həcmi adlandırırlar və Q ilə işarə edirlər. SI sistemi ilə kütlə verimi daxil edilmişdir M , kg/san – maşının vahid zamanda verdiyi mayenin (qazın) kütləsidir. Aydındır ki,

$$M = \rho Q, \quad (19.22)$$

burada ρ – mühitin sıxlığı, kg/m^3 ; Q – həcmi verimdir, m^3/san .

Kompressorlarda təzyiqin əhəmiyyətli dərəcədə yüksəlməsi sayəsində, ötürmə boşluğunun uzunluğu boyunca qazın sıxlığı artır, həcmi məhsuldarlığı isə azalır. Buna görə də kompressorların həcmi məhsuldarlığını kompressorun girişindəki fiziki şərtlər üzrə hesablamaq qəbul olunmuşdur: $T_{gir}=293 K$; $P_{gir}=1,102 MPa$.

Nasosdan keçən hər bir kiloqram mayenin aldığı enerji artımı nasosun basqısı (H) adlanır. Belə ki, nasosun basqılı və sorucu borucuqları arasındakı mayenin xüsusi enerjilərinin fərqi; sorulub-verilən maye sütununun hündürlüyü metrərlə ifadə olunur.

Əgər nasosun basqısı üçün xüsusi enerji

$$E_b = (p_b / \rho) + z_b + v_b^2 / 2g, \quad (19.23)$$

Sorma üçün isə xüsusi enerji

$$E_s = (p_s / \rho) + z_s + v_s^2 / 2g, \quad (19.24)$$

burada p_b ; z_b ; və v_b – basmada mayenin təzyiqi, səviyyə nişanı və sürətidir (şəkil 19.20.) p_s ; z_s ; və v_s – həmçinin sorma tərəfində; ρ – mayenin sıxlığıdır; g – sərbəst düşmə təcilidir.

Onda nasosun basqısı

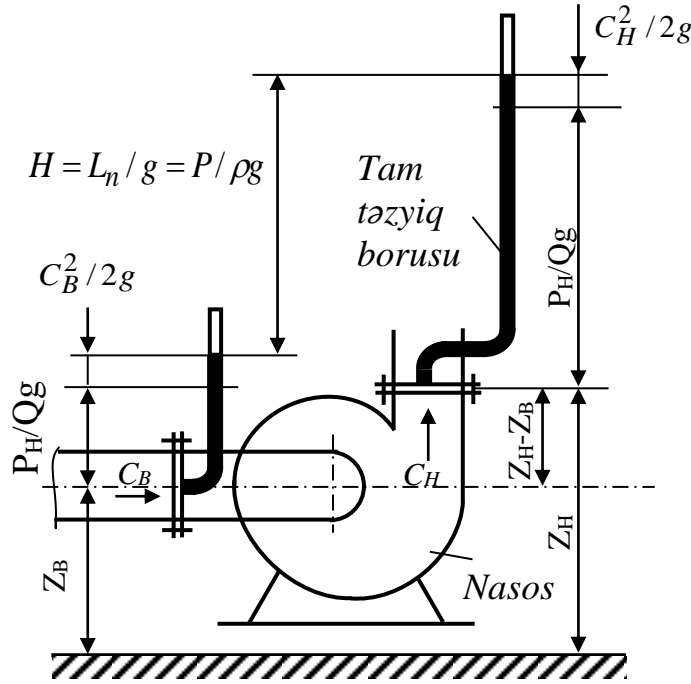
$$H = E_b - E_s = [(p_b - p_s) / \rho g] + (z_b - z_s) + (v_b^2 - v_s^2) / 2g, \quad (19.25)$$

Həmdə qeyd etmək olar ki, basqı

$$H = p / \rho g,$$

burada p – basıcının tam təzyiqidir (N/m^2).

Basqı, təzyiqi (p) tarazlaşdıran, özlüyündə maye və qaz sütununun hündürlü (H) kimi təqdim olunur (şək.19.21).



Şəkil 19.21. Basıcı (nasos) tərəfindən yaradılan basqı

Maye verən basıcılarda 19.25 tənliyindəki ikinci və üçüncü üzvlərin təsiri çox cüzdür və bu halda $H \approx (p_b - p_s) / (\rho g)$ düsturundan istifadə etmək olar.

Ventilyatorların basqısını şərti olaraq millimetr su sütunu ilə ifadə etmək qəbul olunmuşdur. Ventilyatorun yaratdığı təzyiq paskalla ölçülür. Nəzərə almaq lazımdır ki, $1 \text{ mm su süt. } 9,81 \text{ Pa}$ təzyiqə ekvivalentdir.

Basıcıların energetik təkmilliyi onların xüsusi faydalı işi L_f , C/kg ilə, yəni verilən mayenin (qazın) 1 kg kütləsinə sərf olunan enerji ilə xarakterizə olunur:

$$L_f = p/\rho = gH,$$

Basıcının valına ötürülən iş L , C/kg , xüsusi iş adlanır. Basıcıdakı enerji itkisi hesabına $L > L_f$ olur.

Kompressorların xüsusi işi verilmiş kompressorun tipinə uyğun gələn termodinamiki prosesin növü ilə təyin olunur.

İşləyən basıcının valına intiqal mühərrikindən arası kəsilmədən güc ötürülür. Basıcının faydalı işi anlayışını daxil edək.

Basıcının faydalı gücü – basıcı ilə işçi cismə 1 san-də verilən enerji, aşağıdakı nisbətdən təyin edilir.

$$N_f = ML_f / 1000, kW \quad (19.26)$$

və ya

$$N_f = \rho QgH / 1000, kW.$$

MKQSS sistemində

$$N_f = \gamma QH / 102, kW$$

burada $\gamma = \rho g$ – basılan mühitin xüsusi çəkisidir, kg/m^3 .

Kompressorlar üçün

$$N_f = \rho QL_f / 1000, kW \quad (19.27)$$

İntiqal mühərrikindən basıcının valına verilən güc, basıcının gücü (N) adlanır, kW .

Basıcının iş prosesində itən enerjisi $N_f < N$ bərabərsizliyindən və ya $N_f = N - N_{itki}$ bərabərliyindən təyin edilir.

Faydalı gücün nasosun gücünə olan nisbətində nasosun faydalı iş əmsalı deyilir:

$$\eta = N_f / N$$

və ya

$$N = N_f / \eta = \rho Q g H / 1000, \quad (19.28)$$

Təcrübədə güclərin xarakterik qiymətlərini fərqləndirirlər: nominal (pasport) N_{nom} , Q_{nom} , H_{nom} , n_{nom} olan zaman nasosun gücü; N_{opt} – maksimal FİƏ rejimində; $Q = 0$ rejimində, sıfır verimi N_0 zamanı nasosun optimal gücü.

Nasos aqreqatının gücü N_a – nasos aqreqatının tələb etdiyi gücdür.

Nasos aqreqatının gücü nasosun gücündən, elektrik mühərrikindəki və ötürmədəki güc itkiləri qədər çoxdur.

Nasosun faydalı iş əmsalını, nasosda ayrı-ayrı enerji itkilərini xarakterizə edən üç əmsalın hasilini kimi ifadə edirlər:

$$\eta = \eta_{hd} \cdot \eta_{h\acute{e}c} \cdot \eta_{mex}$$

burada η_{hd} – nasosun hidravlik FİƏ- faydalı gücün güclər cəminə, yəni faydalı və nasosdakı hidravlik müqaviməti dəf etmək üçün sərf olunan güclər nisbəti (adətən 0,90... 0,96);

$\eta_{h\acute{e}c}$ – nasosun həcmi FİƏ - faydalı gücün güclər cəminə-faydalı və nasosun daxili aralıqlarındakı və nasosun uclarının kippəclərindəki itkilərdəki güclərin cəminə olan nisbəti (mərkəzdənqaçma konstruksiyalarında 0,96...0,98);

η_{mex} – mexaniki FİƏ- yastıqlarda olan sürtünmədəki, ötürülən mayenin tərpənməz hissələrlə sürtünməsindən yaranan itkiləri nəzərə alır(nasosların konstruksiyasından asılı olaraq 0,80 ... 0,94).

Müasir dinamiki nasosların FİƏ $\eta = 0,6 \dots 0,9$ hüdudundadır.

Bütövlükdə nasos aqreqatını qiymətləndirmək üçün aqreqatın (nasos qurğusunun) FİƏ (η_a) xidmət edir. O da nasosun faydalı gücünün aqreqatın gücünə nisbəti ilə təyin olunur. Aqreqatın faydalı iş əmsalı nasosdakı, mühərrik-

dəki və ötürmədəki bütün enerji itkilərini əks etdirir, buna görə də $\eta_a < \eta$.

İntiqal mühərrikinin gücü nasosun iş rejiminin onun nominal (pasport) rejimindən mümkün meyletməsini nəzərə almaqla seçilir. Mühərrikin, istənilən iş rejimi zamanı, artıq yüklənməməsi üçün onun gücünü müəyyən ehtiyatla seçirlər: $N_{müh} = kN$, burada $k = 1,1 \dots 1,5$ (N nə qədər az olarsa, k bir o qədər çox götürülür).

Nasosun sorma hündürlüyü. Nasosun oxunun nişanı z_0 ilə sorulma çəndəki mayenin sərbəst səviyyə nişanı z_1 arasındakı fərq sorma hündürlüyü adlanır:

$$H_s = z_0 - z_1 \quad (19.29)$$

İsti mayelərin sorulub vurulması zamanı nasos çəndəki mayenin səviyyəsindən aşağıda yerləşir. Bu halda sorma hündürlüyü mənfi işarəli olur və dayaq hündürlüyü adlanır. Sorma hündürlüyü H_s – nasosun işinin mühüm texniki göstəricisidir. Bəzi hallarda bu, verilmiş nasosun konkret istismar şəraitində istifadəsi üçün əsas kriteriyadır.

Nasosun itigedişlilik əmsalı. Öz aralarında oxşarlığı olan nasoslar tipini müəyyənləşdirmək, hidravlik formalarından və ölçülərdən asılı olmayan texniki-iqtisadi göstəricilərin və dövrlər sayını müqayisə etmək üçün nasosun itigedişlilik əmsalı anlayışı daxil edilir. Nasosun optimal rejiminin itigedişlilik əmsalı n_s üç əsas parametri n , Q və H birləşdirir. Bunlar da əsasən dar hüdudlarda nasosun işçi orqanlarının həndəsi formalarının nisbətini müəyyən edirlər.

Fiziki olaraq itigedişlilik əmsalı kimi, təsəvvür edilən model nasosunun dövrlər sayı fərz edilir. Bu şərt daxilində ki, model nasosun hidravlik gücü *1 a.q.* olan zaman, *1 m-ə* bərabər basqı yaratsın. Belə ki, model nasosunun maksimal FİΘ rejimində məhsuldarlığı, əgər suyun xüsusi çəki-

sini (sıxlığını ρ) $\gamma = 1000 \text{ kq/m}^3$ hesab etsək, aşağıdakı nisbətdən təyin edilir.

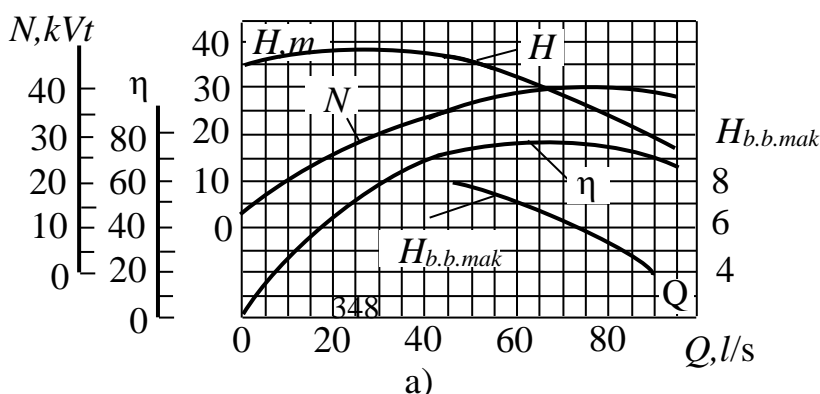
$$Q = 0,075 \text{ m}^3/\text{san}.$$

Oxşarlıq tənliklərinə əsasən almaq olar

$$n_s = 3,65Q / H^{3/4}, \quad (19.30)$$

Nasosun işini xarakterizə edən əsas texniki parametrlər, yuxarıda qeyd edildiyi kimi, bunlardır: basqı, verim, tələbat gücü, faydalı iş əmsalı, dövrlər sayı və nasosun sorma hündürlüyü. Nasosun göstərilən bu parametrlərdən verim və dövrlər sayı asılı olmayan dəyişənlərdir, qalan parametrlər isə nasosun verimindən və dövrlər sayından funksional asılıdırlar.

Nasosun müxtəlif iş rejimlərində parametrlərin qarşılıqlı əlaqəsi xarakteristikalar şəklində qrafiklərlə təsvir olunurlar. Nasosun xarakteristikaları, adətən, basqının, gücün, sorma hündürlüyünün və $F\dot{I}\Theta$ -nın nasosun bir və ya bir neçə dövrlər sayında onun verimindən funksional asılılıq şəklində təqdim olunur. $H=f_1(Q)$, $N=f_2(Q)$, $H_{vak}^{b.b}=f_3(Q)$, $\eta=f_4(Q)$ ayrılıqları ilə göstərilən xarakteristikalar müəyyən və sabit dövrlər sayında ($n=const$), nasosun normal xarakteristikaları adlanırlar. (şək. 19.22,a.) H , $\eta=F(Q)$ ayrılıqları ilə müxtəlif dövrlər sayı üçün göstərilmiş xarakteristikalar, nasosun universal xarakteristikaları adlanırlar (şək.19.22, b.).



Əsas parametrlərin təzyiqdən asılılıqları (şək. 19.22,c.) həcmi basıcılar (nasoslar) üçün xarakteristikalar adlanırlar.

Nasosun xarakteristikalarını almaq üçün müxtəlif sorma şəraitində, minimumdan maksimuma qədər dəyişən müxtəlif basqılarda, verimlərdə və güclərdə maşının sınağını aparmaq lazımdır. Bu sınaqların nəticələrinə və təcrübələrdən alınmış məlumatlar əsasında maşının tərtib olunmuş xarakteristikalarından onun işi və energetik göstəriciləri haqqında təsəvvür alınə bilər.

Maşının keyfiyyətini qiymətləndirmək, onun iş rejimini seçmək və düzgün istismarı üçün təcrübi xarakteristikalar vacib materialdır.

Mərkəzdənqaçma nasosunun (basıcısının) dövrlər sayı dəyişən zaman oxşarlıq nəzəriyyəsinə uyğun olaraq, onun əsas parametrləri aşağıdakı düsturlarla təyin edilirlər:

$$Q = Q_1 \frac{n}{n_1}; \quad H = H_1 (n/n_1)^2; \quad N_{d.g.} = N_{1d.g.} (n/n_1)^3 \quad (19.31)$$

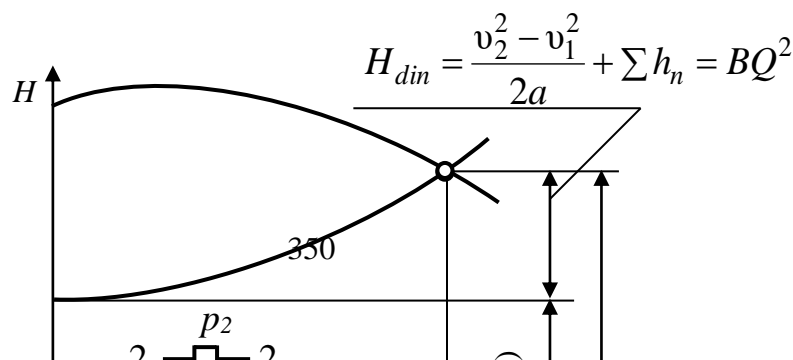
Bu tənliklərdən istifadə edərək, n fırlanma tezliyindəki verimi Q , basqını H və daxili gücü $N_{d.g.}$, n_1 fırlanma tezlikli yeni Q_1 ; H_1 ; $H_{1d.g.}$ qiymətlərinə hesablamaq və yeni xarakteristikalar qurmaq olar.

§19.7. 2. Mərkəzdənqaçma nasosunun sistemdə işləməsi

Nasos qurğusu və boru kəməri şəbəkəsi vahid sistem təşkil edir. Bu isə həm nasosun verimi və şəbəkədən keçən sərfin bərabərliyi, həm də nasosun və şəbəkə sərfiyyatının basqılarının bərabərliyi ilə xarakterizə olunur. Ümumi halda, nasosun onun basqısına ekvivalent olan enerjisi maye-ni $z_2 - z_1$ hündürlüyə qaldırmağa, sistemdə $p_2 - p_1$ təzyiqli yaratmağa və h_{n1} və h_{n2} müqavimətlərini dəf etməyə sərf olunur. (şək. 19.23).

Statik təzyiqli $H_{st} = (p_2 - p_1)/\rho g + (z_2 - z_1)$ şəbəkənin sərfindən asılı olmayan kimi hesab etmək olar; şəbəkədəki hidravlik itkilər təxminən sərfiyyatın ikinci dərəcəsinə bərabərdir: $h_{n1} + h_{n2} = \xi Q^2$. Onda şəbəkə üçün

$$H_s = H_{st} + \sum h_n + (V_2^2 - V_1^2)/2g = A + BQ^2 \quad (19.32)$$



Şəbəkənin basqısının H_s şəbəkə sərfindən Q qrafiki asılılığına şəbəkənin xarakteristikası deyilir.

Nasos-şəbəkə sisteminin qrafiki qərarlaşmış işçi vəziyyəti nasosun və şəbəkənin xarakteristikalarının kəsişmə nöqtəsi ilə təyin edilir. Həmin nöqtəni də işçi nöqtə adlandırırlar. Nasosun və şəbəkənin məlum xarakteristikaları üçün yalnız bir işçi nöqtə ola bilər ki, bu da sistemin dayanıqlı iş rejimini təyin edir. İstismar şəraitlərinə görə şəbəkənin sərfi dəyişə bilər. Bu zaman (19.32) tənliyinə uyğun olaraq, şəbəkənin sərf etdiyi basqı və bununla da işçi nöqtənin yeri də dəyişəcəkdir.

Aydın ki, işçi nöqtənin istənilən yeni yeri nasos və şəbəkənin xarakteristikalarının formasını və vəziyyətini dəyişməklə alın bilər.

§19.7. 3. Nasosun işinin tənzimlənməsi

Nasos qurğusunun işinin tənzimlənməsi onun əsas parametrlərinin, verimin Q və basqının H dəyişdirilməsi üçün vacibdir. Bu zaman N və η -nın qiymətləridə dəyişir.

Tənzimlənməni şəbəkənin elementlərinə təsir etməklə (şəbəkənin xarakteristikalarını dəyişməklə) və ya nasosa təsir etməklə (nasosun xarakteristikalarının formalarını və

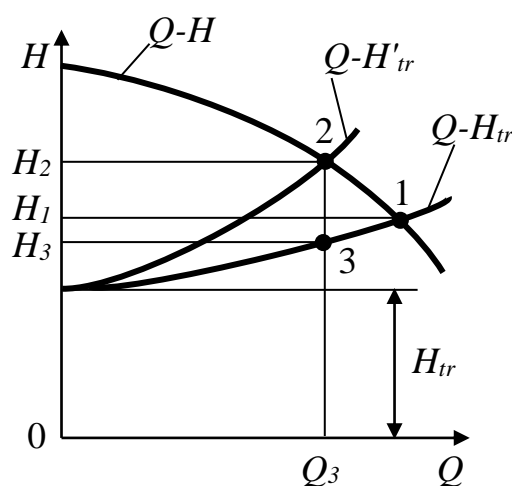
vəziyyətini dəyişməklə) həyata keçirmək olar. Şəbəkənin xarakteristikasının dəyişdirilmə metodlarından ən geniş yayılanlarından biri nasosun basqılı xəttində quraşdırılmış cəftə ilə drosselləşdirmə üsuludur.

Drossellə tənzimlənmə – ən çox yayılmış, sadə və etibarlı tənzimləmə üsuludur ki, burada nasosun basqılı xəttində yerləşdirilmiş drossellə həyata keçirilir və o adətən nasosa yaxın yerdə yerləşdirilir. Drossel bağlandıqca müqavimət artır və buna münasib də verim azalır. Drosselin hər bir vəziyyətinə şəbəkənin yeni xarakteristikası uyğun gəlir ki, bunun sayəsində də şəbəkənin $Q - H_{tp}^1$ xarakteristikası daha sərt yuxarı qalxır (şək. 19.24) və nasosun xarakteristikasının tələb olunan verilmə Q_3 uyğun gələn, rejim nöqtəsində 2 kəsir. Bu halda sistemdə basqılı H_3 -ə bərabərdir, nasos isə H_2 basqılısı vardır. Odur ki, enerji $N=Q_3p$, (burada $p = H_2 - H_3$) siyirtmədə yaranan yerli müqavimətin artması sayəsində itir.

Sistemin işini 3 nöqtəsində təmin etmək üçün nasosun faydalı işi

$$N_3=Q_3p_3$$

olacaqdır.



Şək. 19.24. İşin drosselləşdirmə ilə tənzimlənməsi zamanı nasos-şəbəkə sisteminin qrafiki xarakteristikası

$$N = Q_3 P_2 / \eta_2$$

Onda nasos qurğusunun FİƏ

$$\eta = N_3 / N = \eta_2 p_3 / p_2 \quad (19.33)$$

Buradan görünür ki, nasos qurğusunun FİƏ, nasosun yaratdığı basqı ilə şəbəkədə tələb olunan basqı arasındakı fərq artdıqca, azalır.

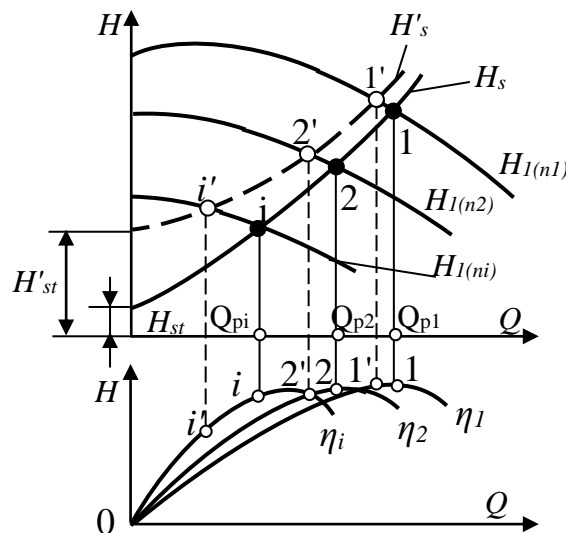
Əhəmiyyətli çatışmazlıqlar sayəsində (qeyri-səmərəlilik və verimin yalnız azalma tərəfə nizamlanmasının mümkün olmasına görə) drossellə tənzimləmə üsulunu yalnız səlis xarakteristikaya malik kiçik nasos aqreqatlarında tətbiq etmək olar. Belə ki, bu halda tənzimlənmənin kiçik zaman ərzində aparılması tələb olunur.

Fırlanma tezliyinin dəyişməsi ilə tənzimləmə. Fırlanma tezliyinin n_i dəyişməsi zamanı nasosun basqı xarakteristikaları $H = f(Q)$ özlüyündə konqruyent əyrilərdir (şəkil 19.25) və işçi nöqtə şəbəkənin xarakteristikası üzrə yerini dəyişərək, verimin Q_{pi} müxtəlif qiymətlərini verir. Sistemin xarakteristikaları H_s sərt olanda və H_{st} -nin kiçik qiymətlərində, bu metod hidravlik sistemdə böyük əlavə itkilər vermir. Belə ki, istənilən iş rejimlərində şəbəkədəki nasosun basqıları həmişə öz aralarında bərabərdirlər. Nasos qurğusunun faydalı iş əmsalı $\eta_{n,q}$, fırlanma tezliyi n_i olan zaman, təxminən nasosun FİƏ-na bərabərdir.

Əgər şəbəkənin H'_{st} -xarakteristikası əhəmiyyətli mürəkkəbəyə (H'_{st} -yə) H'_{st} malikdirsə, onda nasosun iş rejiminin dəyişməsi, FİƏ-nın maksimal qiymətlər zonasından meyl etməsi hesabına (şək.19.25, 1' və 2' nöqtələri) əlavə itkilərlə əlaqədar olacaqdır.

İşçi təkərin fırlanma tezliyini dəyişməklə nasosun iş rejiminin tənzimlənməsi iqtisadi cəhətdən ən səmərəli sayılır.

Nasosun işçi təkərinin fırlanma tezliyini dəyişən fırlanma tezlikli mühərriklərlə (sabit cərəyan mühərrikləri ilə, tezlik dəyişdiricisi olan dəyişən cərəyan mühərrikləri ilə, buxar və qaz turbinləri ilə) dəyişdirmək olar.



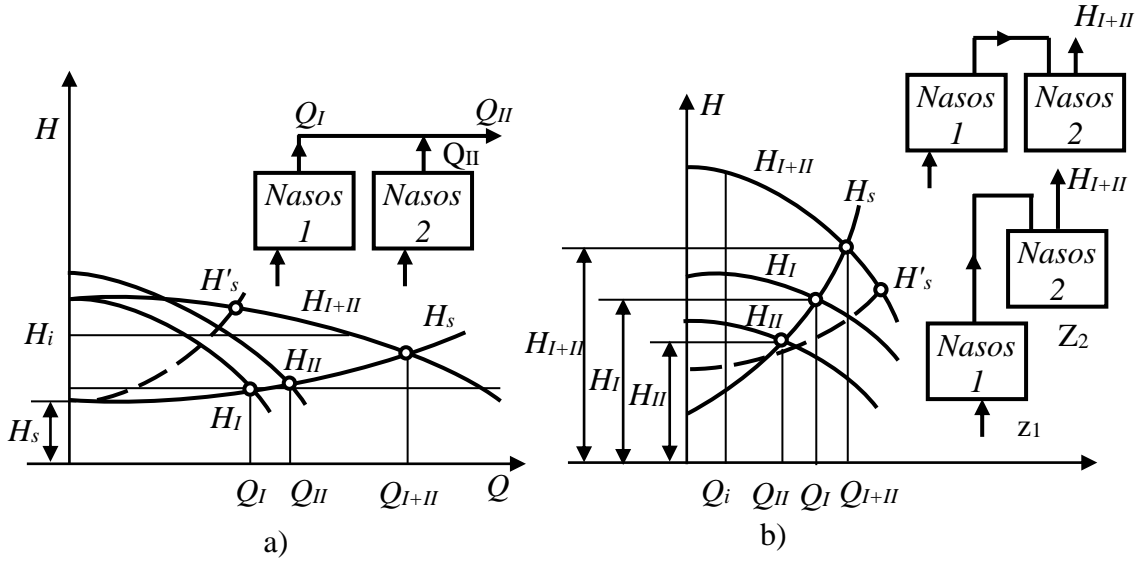
Şək. 19.25. Mərkəzdənqaçma nasosunun sərfiyyatının fırlanma tezliyinin dəyişdirilməsi ilə tənzimlənməsi

Baypaslama ilə tənzimləmə. Bu üsulla sistemin (nasos - şəbəkə) tələb olunan veriminin tənzimlənməsi nasosun veriminin bir hissəsinin basqı xəttindən sormaya verilməsi ilə yerinə yetirilir.

§19.7. 4. Nasosların ümumi şəbəkəyə birgə işi

İstismar zamanı sistemdə sərfin (verimin) və ya təzyiqin yüksəldilməsinin vacibliyi ortaya çıxır ki, bu da birgə işləyən nasosların sayının dəyişdirilməsi ilə əldə edilir.

Nasosların ümumi şəbəkəyə paralel işləməsi (şək. 19.26, a) verimin artırılması üçün tətbiq edilir. Paralel işləmək üçün, sərbətliliyi olan xarakteristikaların meyl etməsi üçün texnoloji buraxılışı aşan, arası kəsilmədən enən basqı xarakteristikalı nasoslar daha uyğun gəlir. Müxtəlif xarakteristikalı və tipli (mərkəzdənqaçma və porşenli) nasoslar paralel işləyə bilərlər.



Şəkil 19.26. Paralel (a) və ardıcıl (b) birləşmə zamanı nasosların birgə işləmə xarakteristikaları

Nasoslar qrupunun ümumi xarakteristikası, birləşdirici boru kəmərinin müqaviməti nəzərə alınmadan, sabit ordinarlar $H_i = const$ üçün, ayrı-ayrı nasosların xarakteristikalarının absislərini toplama yolu ilə əldə edilir. Ümumi xarakteristikanın H_s sistemli xarakteristikası ilə kəsişmə nöqtəsi paralel işləyən nasosların işçi nöqtəsini təyin edir. Aydın ki,

$$Q_{I+II} < Q_I + Q_{II},$$

belə ki, paralel işləyən nasosların sərfələrin cəmi hər bir nasosun bu şəbəkəyə fərdi işi zamanı sərfin cəmindən aşağıdır.

Nasosların paralel birləşdirilməsi, sistemin xarakteristikasının maili olması zamanı daha səmərəlidir. Fırlanma tezliyi eyni olan zaman nasosların işə salınmasını, bütün nasoslarda siyirtmələri tədricən açaraq, eyni zamanda yerinə yetirmək lazımdır. Nasosların paralel birləşdirilməsinin faydalı iş əmsalı aşağıdakı nisbətlə ifadə olunur.

$$\eta_{or} = \frac{\sum N_n}{\sum N} = \frac{Q_I H_I + Q_{II} H_{II}}{Q_I H_I / \eta_I + Q_{II} H_{II} / \eta_{II}} \quad (19.34)$$

Əgər $H_I = H_{II}$ qəbul etsək, onda alarıq

$$\eta_{or} = (Q_I + Q_{II}) / (Q_I / \eta_I + Q_{II} / \eta_{II}) \quad (19.35)$$

Dayanıqlı iş üçün nasosun sabt basqı xarakteristikasının olması vacibdir. Qeyri-stabil xarakteristikalı nasosların paralel işləməsi zamanı dayanıqsız iş zonası artır və işləyən nasoslar arasında yükün qeyri-bərabər paylanması baş verə bilər.

Nasosların ardıcıl işləməsi (şəkil 19.25,b) verimin cuzi dəyişməsi zamanı sistemdə basqının artırılması üçün tətbiq edilir. Elə hallar mümkündür ki, nasoslar bir-birinə yaxın və bir-birindən çoxda uzaq olmayan məsafədə yerləşirlər.

Ümumi basqı xarakteristikası, ayrı-ayrı nasosların xarakteristikalarının, $Q_i = const$ olan zaman, ordinatlarının toplanması yolu ilə qurulur.

Nasosların ardıcıl qoşulması H_{st} -i kiçik olan sistemin sərt xarakteristikaları zamanı özünü iqtisadi cəhətdən doğruldu. Ardıcıl qoşulmuş nasosların faydalı iş əmsalını, $Q_I = Q_{II}$ qəbul edərək, bu ifadə ilə qiymətləndirmək olar:

$$\eta_{or} = (H_I + H_{II}) / (H_I / \eta_I + H_{II} / \eta_{II}) \quad (19.36)$$

Ardıcıl qoşulma zamanı drosselləşdirmə ilə tənzimlənmə özünü iqtisadi cəhətdən doğrultmayıb. Nasoslardan birinin fırlanma tezliyini dəyişməklə tənzimlənməkdən istifadə etmək daha məqsədəuyğundur (birincini axım istiqamətində).

Ardıcıl qoşulmuş nasosların sayı gövdələrin möhkəmliyi və son kipləyicilərinin işinin etibarlılığı ilə limitlənir.

Doqquzuncu bölmə. Elektrik stansiyaları
İyirminci fəsil. Elektrik stansiyalarının tipləri

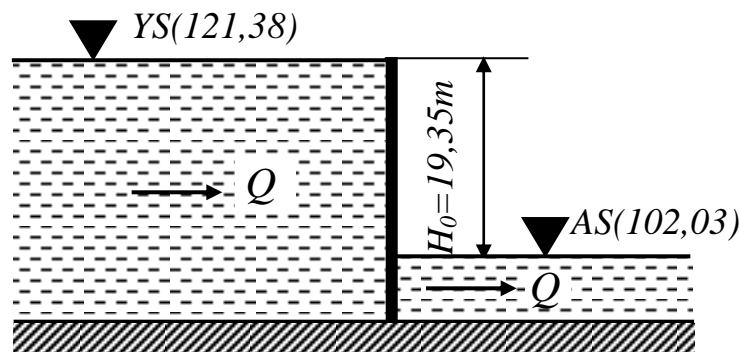
§20.1. Su elektrik stansiyaları, onların tipi və energetik avadanlığı

Su enerjisini elektrik enerjisinə çevirən su energetik qurğusu su elektrik stansiyası (*SES*) adlanır. Su elektrik stansiyalarının əsas energetik avadanlığı su turbinlərindən və elektrik generatorlarından ibarətdir. Su turbinləri suyun kinetik (sürət) enerjisini və ya kinetik enerjisi ilə birlikdə təzyiqliq enerjisini mexaniki enerjiyə çevirir. Su elektrik stansiyasının əsas qurğusu– lazımi su səviyyəsi yaratmaq üçün çayın qarşısını kəsən bənd, su turbini,

elektrik generatoru, köməkçi, mexaniki və elektrik avadanlıqlar yerləşən əsas binadan ibarətdir. Dağ çayları üzərində yerləşən su elektrik stansiyalarına əsas qurğular, bunlardan əlavə derivasiya (dolandırma) kanalı, tunel, boru kəmərləri və başqaları daxildir. Su ehtiyatından kompleks istifadə zamanı lazım gəldikdə gəmi nəqliyyatı üçün şlüzlər, suvarma və su ehtiyatı üçün, su ayrışdırıcıları, balıqların keçməsinə ötrü qurğu və başqaları tikilir.

Su elektrik stansiyaları üçün su sərfi (Q) və səviyyələr fərqi, yəni suyun basqısı (H_0) əsas rol oynayır (şəki. 20.1).

Su elektrik stansiyalarında su ağırlıq qüvvəsi təsiri altında yuxarı su səviyyəsindən (YS) aşağı su səviyyəsinə (AS) hərəkət edərək (axaraq) turbinin işçi çarxını (diskini) hərəkətə gətirir (fırladır), yəni mexaniki enerji yaradır. Bu da öz növbəsində turbinin valı ilə sərt birləşən elektrik generatorunda elektrik enerjisinə çevrilir. Su energetik qurğuları içərisində ən geniş yayılanı və böyük gücə malik olanı su elektrik stansiyalarıdır. 1974-cü ildə dünyada ən güclü Krasnoyarsk SES Yenisey çayı üzərində tikilmiş və onun gücü 6 mln. kW -a bərabərdir. Yenisey çayı üzərində yeni güclü, 6400 MW olan Sayano-Şuşenski SES tikilmişdir. Bu stansiyada elektrik enerjisi istehsalı ilə yanaşı, sahəsi $50 \cdot 10^4 \text{ m}^2$ olan əkin torpağının suvarılmasında nəzərdə tutulmuşdur.



Şək. 20.1. Su elektrik stansiyaları üçün su sərfi (Q) və səviyyələr fərqi (H)

Suyu akkumulyasiya edən elektrik stansiyalarda (*SAES*) gündüz su aşağı səviyyədən (*AS*) yuxarı su səviyyəsinə (*YS*) vurulur (nasosların köməyi ilə), axşamlar isə yuxarı səviyyədən su aqreqlarına (turbinlərə) verilərək, elektrik enerjisi istehsal edilir. Belə stansiyalar nasos – akkumulyasiyalı su elektrik stansiyaları (*NAES*) adlanır.

Dəniz suyunun dalğası (qabarması) ilə işləyən (*QES*) su elektrik stansiyalarında dənizin su səviyyəsinin dəyişməsindən (enib-qalxmasından), yəni dalğasından istifadə edilir. Dəniz səviyyəsinin ən çox qabarması (dalğanın hündürlüyü) gün ərzində iki dəfə olur. Bəzi hallarda dəniz səviyyəsinin qabarması (dalğanın hündürlüyü) 8...10 m-ə çatır. Məsələn, dənizin qabarması zamanı Qandi körfəzində (Kanada) suyun səviyyəsinin qalxması (dalğanın hündürlüyü) 19,6 m-ə çatır. *QES*-də ikitərəfli işləyən dönmən tipli aqreqlar yerləşdirilir. Belə aqreqlar, dalğa dənizdən sahil tərəfə hərəkət etdikcə və arakəsmədən (bənddən) sahil tərəfə töküldükcə turbin və əksinə su sahil tərəfdən axdıqda nasos rejimində işləyirlər. Fransada gücü 200 MW olan Rano *QES* işləyir.

§20.1.1. Su elektrik qurğularının basqısı, sərfi və gücü

Həndəsi və ya statik basqı yuxarı su səviyyəsi (*YS*) ilə aşağı su səviyyəsi (*AS*) fərqi bərabərdir.

$$H_0 = \Delta YS - \Delta AS$$

Hesablamalarda *SES*-in basqısı aşağıdakı kimi tapılır:

$$H \approx H_0 - h_{B-S} = \Delta YS - \Delta AS - h$$

burada h – suyun yuxarı səviyyədən turbinin kamerasına (girişinə)

qədər hərəkət zamanı basqı itkiləridir (şək. 20.2.)

Bu itkilərə, turbinə su verən kanalın (borunun) girişində, kanalda sürtünmə nəticəsində və mexaniki süzgülərdə yaranan itkilər daxildir. Bütün bu itkilər ümumi basqının (H_0) 2...5 %-ni təşkil edir. Tam basqı turbininin girişində və onun çıxışında su sellərinin xüsusi enerjisinin fərqi ilə təyin edilir.

1 kg maye kütləsinə düşən xüsusi enerji miqdarını E ilə işarə etsək, onda $1H$ çəkiyə düşən enerjiyi taparıq, yəni:

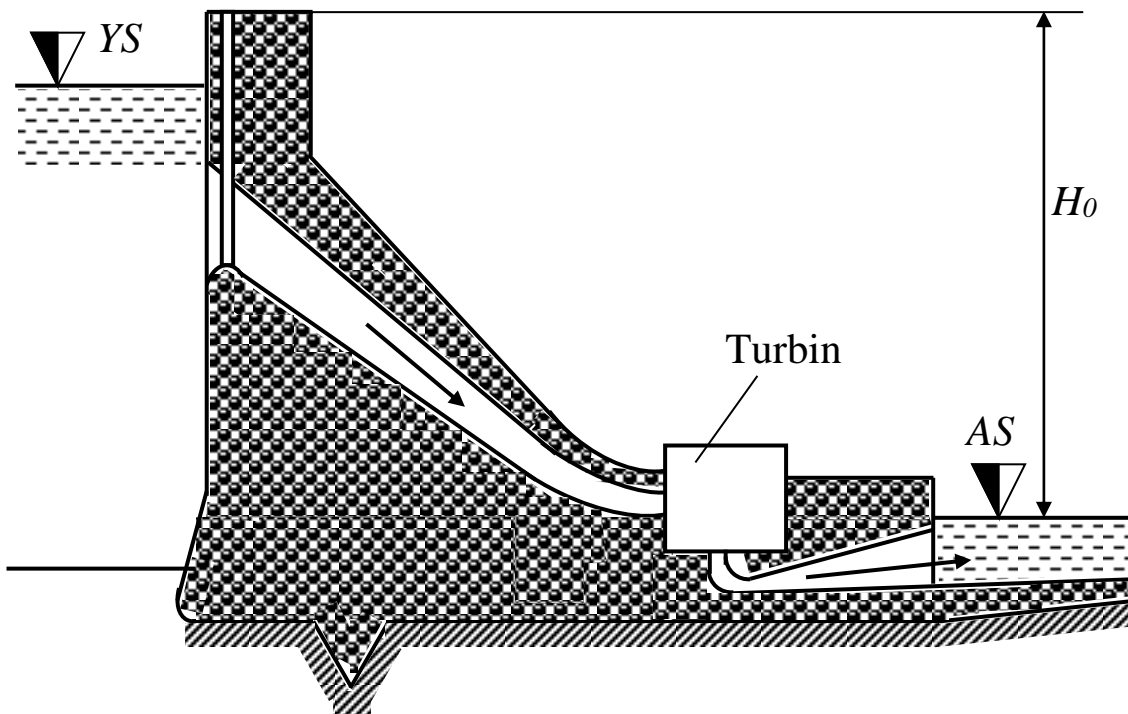
$$E = \vartheta / g, C/H, (1H.m) \quad (20.1)$$

hər bir en kəsikdə su selinin xüsusi enerjisi (C/H)

$$E = Z + (P / \rho) + \alpha U^2 / 2g, \quad (20.2)$$

olacaqdır.

burada: Z – yastı müstəvi üzərinə görə hərəkət edən su selinin ağırlıq mərkəzinin hündürlüyü, m ; p - izafi təzyiq Pa ; ρ – suyun sıxlığıdır; $\alpha U^2 / 2g$ – suyun xüsusi kinetik enerjisidir



Şək.20.2. Su elektrik stansiyasında basqıların təyin edilməsi

Turbin qurğusunun işçi basqısı turbin kamerasının giriş en kəsiyində suyun xüsusi enerjisi ilə (E_y) aşağı su səviyyəsinin ən yuxarı nöqtəsindəki suyun xüsusi enerji sellərinin (E_a) fərqi kimi qəbul olunur:

$$H = E_y - E_a = H_b - h_{B-S},$$

burada H_b – su turbin qurğusunun tam basqısıdır.

Su energetik qurğularında suyun basqısı $2 \dots 1767$ m-ə kimi olur. Ən böyük su basqısı Reyssek (Avstriya) su elektrik stansiyasındadır. Onun basqısı 1767 m-ə bərabərdir.

Su elektrik stansiyalarında elektrik enerjisi istehsalı üçün suyun sərfi (Q m³/san), su hovuzuna (yuxarı su səviyyəsinə) daxil olan və oradakı su ehtiyatından asılıdır. Su elektrik stansiyasının maksimum su sərfi hesabat basqısında bütün turbinlərin sukeçirmə (su buraxma) qabiliyyətinə bərabərdir.

Su elektrik stansiyasının gücü (N) vahid zamanda görülən işə deyilir. Əgər suyun sərfi (Q), m³/san. və basqısı (H), m olarsa, onda suyun 1 saniyədə gördüyü işi və ya su axımının potensial gücü

$$N_0 = pgQH = 9810QH, W$$

və ya

$$N_0 = 9,81QH, kW$$

Turbinin valı üzərində yaranan güc

$$N_t = N_o \eta_t = 9,81QH\eta_t, kW, \quad (20.3)$$

burada, η_t – turbinin f.i.ə., az güclü və çarxının diametri 1 m-ə qədər olan turbinlərdə $\eta_t = 0,89 \dots 0,91$, böyük güclü və çarxının diametri 9 ...10 m olan turbində də isə $\eta_t = 0,94 \dots 0,96$ olur.

Aqreqatın elektrik gücü (N_o), turbinin gücündən generatordakı itkilər qədər az olur.

$$N_o = N_t \eta_g = 9,81QH\eta_o, kW$$

burada η_g – generatorun f.i.ə.;

$\eta_a = \eta_t \eta_g$ – aqreqatın f.i.ə.-dir.

Gücü 5 MW olan generatorlar üçün $\eta_g = 0,95 \dots 0,96$, böyük güclü generatorlar üçün isə (500 MW), $\eta_g = 0,98$ olur.

§20.2. Buxar turbinli elektrik stansiyaları

§20.2.1. İstilik elektrik stansiyalarında buxar, kondensat itkiləri və onların ödənilmə üsulları

İES-in istismarı zamanı onların tsiklində buxar və kondensat itkiləri əmələ gəlir. Bu itkilər daxili və xarici itkilərə ayrılır. Daxili itkilərə elektrik stansiyasının daxilində – avadanlıqların, boru kəmərlərinin, siyirtmələrin və ventillərin, flans birləşmələrin, qoruyucu klapanların və başqaları kipsizliklərin nəticəsində buxar və kondensatın bir hissəsi itir (sızır). Yaxşı istismar olunan stansiyalarda bu sızma itkiləri 1...1,5 %-dən çox olmur. Bundan əlavə stansiyada barabanlı buxar qazanları qoyulduqda, onların barabanlarında fasiləsiz üfürülmə olduğundan, itkilər bir qədər də artır. Buxar və kondensat itkilərinin azaldılmasına (daxili itkinin) boru kəmərlərinin, siyirtmə və avadanlıqların

flans birləşdirilməsi əvəzinə, qaynaq üsulunu tətbiq etməklə nail olmaq olar.

İES-də buxar və kondensat itkiləri istilik itkisini artırır və nəticədə stansiyanın f.i.ə.-nin azalmasına səbəb olur. Barabanlı buxar qazanları ilə olan *İES*-də daxili itkilər:

$$D_{dax} = D_{sız} + D_{üf}, \quad (20.4)$$

burada $D_{sız}$ – sızma nəticəsinə itən buxarın bəsləyici suyun, drenajın miqdarı; $D_{üf}$ – qazanın barabanından fasiləsiz üflənən suyun miqdarıdır.

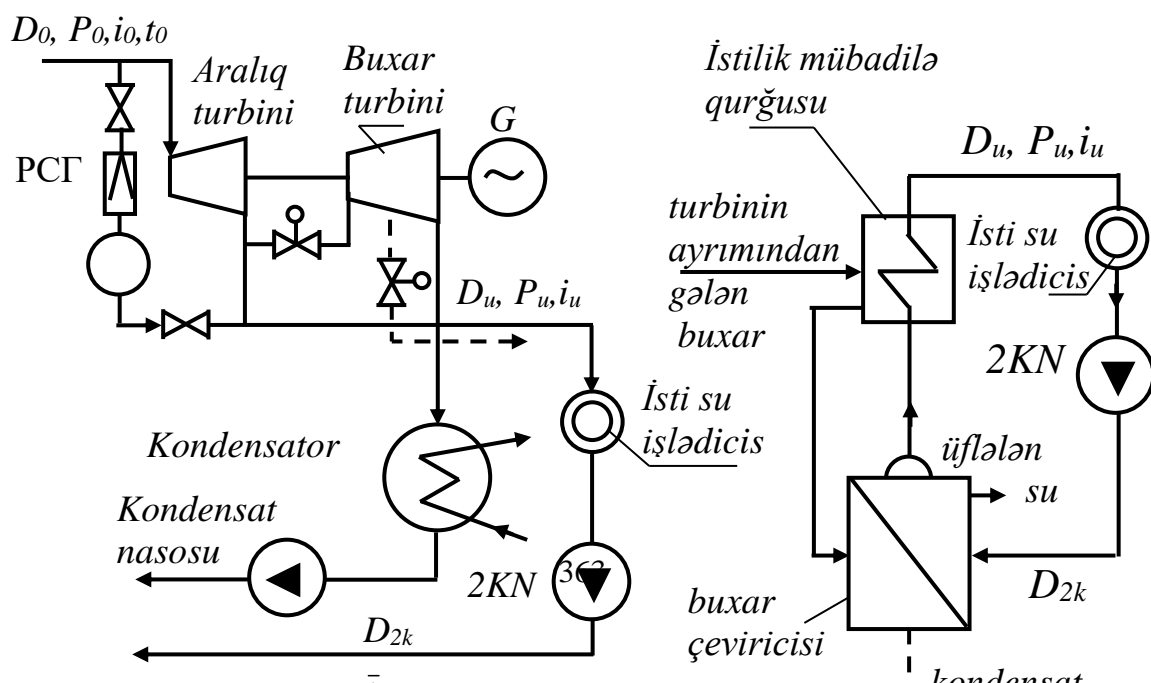
Buxar qazanları düzaxımlı olduqda $D_{üf} = 0$ olur.

Onda $D_{dax} = D_{sız}$ olar. Lakin düzaxımlı qazanlarda, fasiləsiz olaraq boru səthləri kondensatla yuyulduğundan, kondensat itkisi 0,3...0,5 % artır.

İES-də mazut əsas və ya ehtiyat yanacaq kimi işləndikdə, stansiya dəniz yolu ilə gətirilən mazutun hər 100 t-nun boşaldılması zamanı yay aylarında $\approx 6t$ və qış aylarında $\approx 6t$ buxarın kondensatı itir.

Xarici istilik tələbəcilərinə istiliyin buraxılma sxemindən (üsulundan) asılı olaraq *İEM*-də daxili itkilərlə yanaşı, xarici itkilər də ola bilər.

İEM-də iki müxtəlif sxem üzrə xarici tələbatçılara istilik (buxar) verilə bilər: açıq (şək. 20.3,a) və qapalı sxem üzrə (şək. 20.3,b).

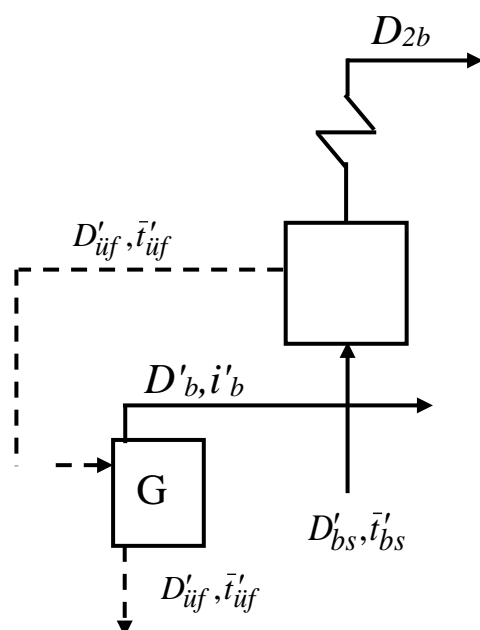


İEM-dən açıq sxem üzrə istilik işlədicilərinə buxar verildikdə onun kondensatının orta hesabla 30...50 %-i stansiya qayıtmır, (itir).

Stansiyada barabanlı buxar qazanı qoyulduqda, onun barabanından fasiləsiz üflənən suyun istiliyindən istifadə olunur.

Bunun üçün üflənən suyun yolunda genişləndirici qoyulur (şəki. 20.4). Bu isə üflənən suyun 15...30 %-nin itməsinin qarşısını alır. Genişləndiricilər bir və ikipilləli olurlar.

Genişləndirici üçün miqdar və istilik balans tənlikləri yazmaqla genişləndiricidən alınan quru doymuş buxarın və genişləndiricidən üflənən (itən) suyun miqdarını tapmaq olar.



Şək. 20.4. Barabanlı buxar qazanında istifadə olunan genişləndiricinin sxemi

Genişləndiricinin miqdar balans tənliyi

$$D'_b - D'_{üf} = D_{üf}, \quad (20.5)$$

İstilik balans tənliyi

$$D'_b i'_b + D'_{üf} \bar{t}'_{üf} = D_{üf} \bar{t}'_{üf} \eta_{gen}, \quad (20.6)$$

20.5 formulasında $D'_{üf}$ -in qiymətini 20.6- da yerinə yazsaq və

$$D'_b i'_b + (D'_{üf} - D'_b) \bar{t}'_{üf} = D_{üf} \bar{t}'_{üf} \eta_{gen}, \quad (20.7)$$

buradan

$$D'_b = [(\bar{t}'_{üf} \eta_{gen} - \bar{t}'_{üf}) / (i'_b - \bar{t}'_{üf})] D_{üf}, \quad (20.8)$$

burada $\bar{t}'_{üf}$ – barabandakı təzyiqə uyğun suyun (üflənən) qaynama alındakı entalpiyasıdır, kJ/kg ; $i'_b, \bar{t}'_{üf}$ -genişləndiricidəki təzyiqə alınmış quru doymuş buxarın və doyma temperaturunda (qaynama halında) genişləndiricidən üflənən suyun entalpiyasıdır, kC/kg ;

$D'_{üf}$ – genişləndiricidən üflənən suyun miqdarıdır;

$\eta_{gen} = 0,995$ – genişləndiricinin f.i.ə.-dir.

Genişləndiricidən üflənən suyun miqdarı isə

$$D_{üf} = D'_{üf} - D'_b \quad (20.9)$$

Belə halda stansiyanın daxili itkiləri

$$D_{dax} = D_{su} + D'_{üf} \quad (20.10)$$

İEM-də daxili kondensat və buxar itkiləri ilə yanaşı xarici itkilərdə ola bilər. Onda,

$$D_{itki}^{IEM} = D_{dax} + D_{xar}, \quad (20.11)$$

$$D_{xar} = D_i - D_{q.k.}$$

olur.

burada D_i – istehsalata verilən buxarın miqdarı; $D_{q.k.}$ – isə IEM -ə təmiz halda qayıdan buxar kondensatının miqdarıdır.

IEM -də həm daxili, həm də xarici kondensat və buxar itkilərini ödəmək üçün fasiləsiz olaraq tsiklə əlavə su verilir. Əlavə su iki üsulla: kimyəvi – tam duzlaşdırma və termiki üsulla hazırlanır. Əlavə suyu termiki üsulla hazırladıqda buxarlandırıcı qurğulardan istifadə olunur.

§20.2.2. Stansiyadan işlədicilərə istilik enerjisinin verilməsi

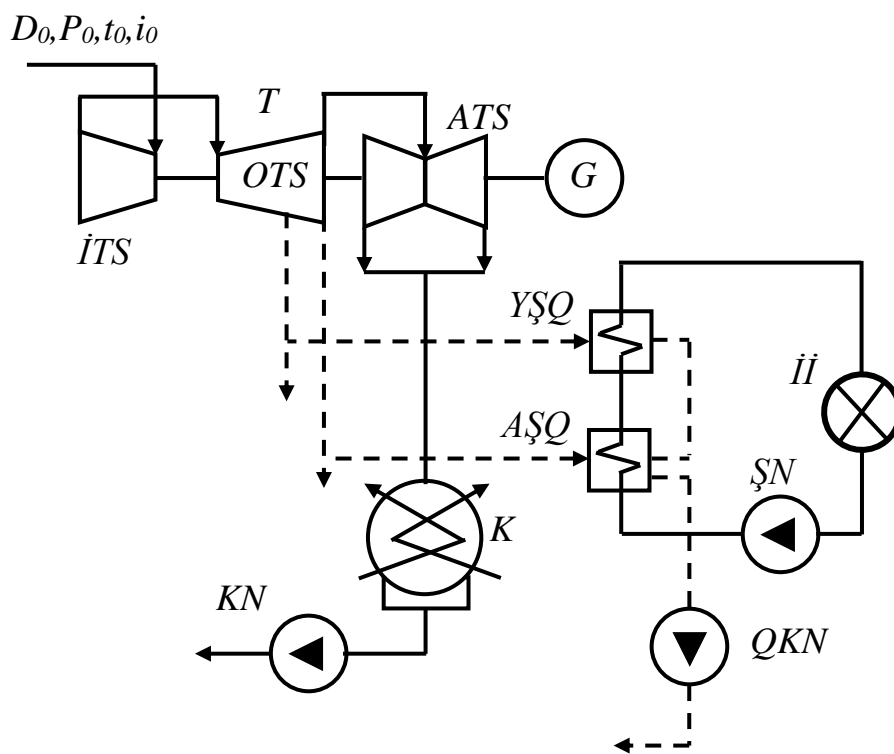
Elektrik stansiyalarının xalq təsərrüfatında əhəmiyyətini daha da artırmaq üçün stansiyalarda elektrik enerjisi istehsalı ilə bərabər istilik enerjisi də hasil edilir. Yuxarıda qeyd edildiyi kimi, iki növ enerji istehsal edən stansiyalar istilik elektrik mərkəzləri adlanır.

IEM -dən işlədicilərə istilik iki şəkildə, buxar və isti su ilə verilə bilər. Buxarın istiliyindən, əsasən, istehsalat məqsədilə, məsələn, neftayırma, sintetik kauçuk, metallurjiya, maşınqayırma zavodlarında və başqa sahələrdə istifadə olunur. İşlədicilərə buxar şəklində istilik vermək üçün stansiyada adətən tənzimlənən sənaye ayrımı buxarı olan kondensasiyalı turbinlər qoyulur. Bu turbinlərdən sənayeyə verilən buxarın təzyiqi 0,7; 1,3 və 1,5 MPa olur. Belə buxar stansiyadan bir neçə km uzaqda olan sənaye müəssisələrinə izolə olunmuş buxar kəmərləri ilə verilir. Stansiyalardan sənaye müəssisələrinə buxarın verilməsi müəssisələrdə qoyulan kiçik məhsuldarlıqlı və f.i.ə. aşağı olan buxar qazanlarından istifadə etməməyə imkan verir. Stansiyalarda qoyulan buxar qazanları böyük məhsuldarlığa və

yüksək f.i.ə.-na malik olduğundan və eyni zamanda sənayeyə verilən buxar, turbində müəyyən təzyiqə qədər genişlənilib iş gördüyü üçün, ümumi halda yanacağa xeyli qənaət edilmiş olur ki, bunun da xalq təsərrüfatı üçün böyük əhəmiyyəti vardır.

Stansiyaya verilən isti sudan, əsasən, isitmə mövsümündə sənaye və yaşayış binalarının isidilməsi və ventilyasiyası üçün, eləcə də il boyu ərzində məişət məqsədləri üçün istifadə edilir.

İşlədicilərə verilən isti suyu almaq üçün stansiyada şəbəkə su qızdırıcıları adlanan səthli qızdırıcılar qoyulur (şəkil 20.5). Bunlara istilikləşdirmə turbininin tənzimlənən və təzyiqi 0,7 ... 2,5 bar olan ayrılan buxar verilir.



Şək. 20.5. Səthli su qızdırıcısının sxemi:

KN – kondensat nasosu; *K*- kondensator; *İİ*-isti su işlədicisi; *ŞN*-şəbəkə nasosu.

Şəbəkə su qızdırıcısı buxar – su istilik dəyişdiricisi olmaqla, şaquli silindrik gövdədən, iki boru lövhəsindən, bu

lövhlərə genəltmə üsulu ilə bərkidilən borulardan, yuxarı və aşağı su kameralarından ibarətdir.

Qızdırıcı buxarın kondensatı gövdənin aşağı hissəsindən xaric edilərək stansiya tsiklinə qaytarılır. Təzyiqi 2,5 bara qədər olan buxarla, şəbəkə suyunu 110...120° S-dək qızdırmaq olar. Turbinin 0,7...2,5 bar sərhəddində tənzimlənən ayrılan buxar ilə qızdırılan şəbəkə su qızdırıcısı əsas qızdırıcı adlanır. Əgər suyu daha artıq temperatura qədər qızdırmaq lazım gələrsə, əsas şəbəkə qızdırıcısından çıxan su pik şəbəkə qızdırıcısına daxil olur. Bu qızdırıcıya tənzimlənən sənaye ayrımı (əgər belə ayrım varsa) ya da buxar generatorundan götürülən və təzyiqi aşağı salınmış buxar verilir.

İEM-dən isti suyu 15...20 *km* və daha uzaq məsafəyə vermək olur. Verilən isti suyun temperaturu 170...200°S olarsa, onda onu 30...40 *km* və daha uzaq məsafəyə vermək iqtisadi cəhətdən əlverişlidir.

§20.2.3. Stansiyanın prinsiplial istilik sxemi və onun hesablanma üsulu

Prinsiplial istilik sxemi, istilik elektrik stansiyasında işlək cismin istilik enerjisinin ardıcıl olaraq kinetik, mexaniki və elektrik enerjilərə çevrilməsini və istifadə olunmasını xarakterizə edir. Bu sxemə buxar turbinli elektrik stansiyasında qazan aqreqatı, kondensatorlu turbin aqreqatı və elektrik generatoru, xarici işlədicilərə istilik buraxan şəbəkə qızdırıcıları, stansiya daxilində turbinin işləmiş buxarının istiliyindən, eləcə də qazanların bəsləyici suyunu qızdıran və əlavə suyun hazırlanmasını təmin edən regenerativ səthli qızdırıcılar, generatorlar və buxarlandırıcılar, habelə köməkçi istilik dəyişdiriciləri daxildir. Prinsiplial istilik sxeminə, həmçinin müxtəlif suvuran nasoslar da aiddir. Bunlara qazanların bəsləyici və turbinin, regenerativ və şəbəkə qızdırıcılarının kondensat nasosları da

xildir. Prinsipial istilik sxemində əsas və köməkçi avadanlıqlar qurğuda işlək cismin axını hərəkətinin ardıcılığına uyğun olaraq su və buxar boru kəmərləri ilə birləşdirilir və bunlarda adətən armaturlar (siyirtmələr, ventillər və s.) göstərilir.

Prinsipial istilik sxemində eyni avadanlıqlar bir aqrekat şəklində verilir, ehtiyat avadanlıqlar isə göstərilir.

Prinsipial istilik sxemi, istilik enerji stansiyasının əsas sxemlərindən biri olub, onun texniki təkmilliyinin səviyyəsini və istilik faydalılığını ifadə edir. Buxar turbinli elektrik stansiyası layihəsinin mühüm mərhələlərindən biri səmərəli prinsipial istilik sxeminin seçilməsidir.

Elektrik stansiyasının prinsipial istilik sxemini tərtib etməmişdən əvvəl aşağıdakı mühüm məsələləri həll etmək lazımdır:

1. Energetik yüklərin qiymətlərinə əsasən elektrik stansiyasının energetik növünü – təmiz kondensasiyalı və ya istilikləşdirmə olması seçilir.

2. Kondensasiyalı elektrik stansiyası üçün ümumi elektrik gücü, ayrı-ayrı enerji blokların növü və gücü, buxarın ilk parametrləri, aralıq qızıdırılmanın pillələrinin sayı və buxarın parametrləri təyin edilir.

3. İstilik elektrik stansiyalarının layihəsi zamanı onun elektrik və istilik gücləri, prinsipial istilik sxeminin hesabı nəticəsində dəqiqləşdirilən istilikləşdirmə turbinlərinin növü və sayı seçilir.

4. Buxar qazanların növü seçilir; buxarın təzyiqi kritikdən aşağı olduqda, barabanlı və ya düzaxımlı, kritikdən yuxarı olduqda düzaxımlı olur.

5. Yanacaq növündən asılı olaraq onun hazırlanma üsulu seçilir.

Elektrik stansiyanın növünə görə və onun əsas avadanlığının qəbul olunmuş həllərindən sonra bilavasitə prinsipial istilik sxeminin işlənməsinə keçirlər.

Kondensasiyalı elektrik stansiyalarının prinsipial istilik sxeminin hesabını aparmaqda məqsəd, buxar və su sellərinin sərfini təyin etmək, onların parametrlərini dəqiqləşdirmək, ayrı-ayrı qurğuların və bütünlükdə elektrik stansiyasının energetik göstəricilərini tapmaqdır. Adətən su hesabı aparılan zaman verilən ilk qiymət stansiyanın elektrik gücü olur. Elektrik stansiyasının köməkçi avadanlıqları və mexanizmləri sxemin nominal elektrik yükü hesabına əsasən seçilir.

İstilik elektrik mərkəzinin prinsipial istilik sxeminin hesabını aparmaqda məqsəd buxar və su sellərinin sərfini müəyyən etmək, onların parametrlərini dəqiqləşdirmək və energetik göstəricilərini elektrik və istilik enerjiləri istehsalına və buraxılmasına görə təyin etməkdir. Bu növ stansiyalar üçün verilən ilk qiymətlər arasında turbogeneratorun elektrik yükündən başqa sənaye işlədicilərinə verilən buxarın miqdarı, təzyiqi və temperaturu, eləcə də isitməventilyasiya və məişət tələbedicilərindən irəli gələn istilik yükləri də daxildir.

Elektrik stansiyasının prinsipial istilik sxeminin hesablanmasında əsas mərhələlərə müxtəlif qızdırıcıların (səthli regenerativ, deaeratorların, şəbəkə, köməkçi, buxarlandırıcı, buxar çevirici və s.) istilik balansı tənliklərini turbogeneratorun energetik tənliyini tərtib edib, sonra isə onları həll etməkdən, blokun və ya stansiyanın energetik göstəricilərini təyin etməkdən ibarətdir.

§20.2.4. Buxar turbinli elektrik stansiyanın əsas avadanlığının və köməkçi mexanizmlərinin seçilməsi

İstilik elektrik stansiyaların əsas istilik-mexaniki avadanlıqlarına buxar qazanları və turbinləri aiddir. Bu avadanlıqlar, stansiya işinin lazımi rejimlərini, eləcə də elektrik və istilik yüklərinin verilmiş qrafiklərini təmin etmək şəraitinə uyğun seçilir.

Müasir İES layihə edilərkən aqreqatların vahid gücünün artırılmasına, blok-sxemdən geniş istifadə edilməsinə, buxarın kritikdən artıq parametrlərindən və aralıq qızıqdırılmasından (əsasən kondensasiyalı elektrik stansiyalarda) və artırılmış yüksək parametrlərindən (istilik elektrik mərkəzlərində) istifadə edilməsinə fikir verilməlidir.

Əsas avadanlıqların vahid gücünün artırılması xüsusi metal sərfinin, binanın xüsusi həcmnin və hər *MW*-a qoyulmuş gücə düşən heyət sayının azalmasına səbəb olur. Eyni zamanda elektrik stansiyasının f.i.ə. artır, buraxılan elektrik və istilik enerjilərinin maya dəyəri isə aşağı düşür.

Kondensasiyalı elektrik stansiyasında gücü *50 MW* və buxarın ilk parametrləri *8,8 MPa* və *535°S* olan aqreqatlardan, gücü *200 MW*, parametrləri isə *12,7 MPa* və *560 °S* olan aqreqatlara keçdikdə bir *kW* qoyulmuş gücün qiyməti *29 %* və şərti yanacağın xüsusi sərfi *12-14 %* azalır, gücü *300 MW*, parametrləri *23,5 MPa* və *540 °S* olan aqreqatlara keçdikdə isə həmin qiymətlər uyğun olaraq *34 %* və *20...22 %* aşağı düşür.

Energetik sistemin etibarlı və davamlı işləməsi üçün aqreqatların vahid gücü sistemin gücünün *10 %-dən* artıq olmamalıdır.

Aqreqatların vahid gücünün iriləşdirilməsi sistemdə ehtiyatın artırılmasını tələb edir. Belə ki, ehtiyat aqreqatların gücü sistemdə ən iri işçi aqreqatın gücündən az olmamalıdır.

Buxar qazanları və turbinlərinin növü, parametrləri və vahid gücünün seçilməsi energetik maşınqayırma zavodlarının buraxdığı avadanlığın nomenklaturu ilə uyğunlaşdırılmalıdır.

Turbin qurğusunun köməkçi avadanlıqlarına birinci növbədə regenerativ qızdırıcılar, buxarlandırıcılar, buxar çeviriciləri, şəbəkə su qızdırıcıları, reduksiya, soyuducu və s. qurğular, eləcə də xüsusi sərfiyyat mexanizmləri, bəsləyici, dövrən, kondensat, drenaj və s. nasoslar daxildir.

Qazan qurğusunun köməkçi avadanlıqlarına isə bərk yanacaq tozunu, maye yanacağı hazırlayan, eləcə də xüsusi sərfiyyat mexanizmləri, tüstüoranlar, ventilyatorlar, dəyirmanlar, gül təsərrüfatı və s. qurğuları aiddir. Köməkçi xüsusi sərfiyyat mexanizmlərində intiqal mühərrikinin əsas növü dəyişən cərəyan elektrik mühərrikidir.

Bu növ mühərriklərin üstün cəhətləri işdə etibarlı olması, sadəliyi və nisbətən ucuz başa gəlməsi, tam avtomatlaşdırılması, işə buraxılıb saxlanması və asan xidmət edilməsindən ibarətdir. Buxar turbinində intiqalın üstünlüyü isə onun istənilən güclərə hazırlanması və intiqal turbininin dövrlər sayını dəyişməklə, məsələn, bəsləyici nasosun məhsuldarlığının əlverişli tənzim edə bilməsindədir.

Bir qayda olaraq ölkəmizdə kritikdən artıq parametrlərlə işləyən İES-də bəsləyici nasosun intiqal növü kimi buxar turbinlərindən istifadə edilir. Əgər buxar qazanı üst üfləmə ilə həyata keçirilirsə, məsələn, mazut və ya qaz yanacaqları ilə işləyən K-800-240 turbinini olan blokda, bəsləyici nasoslarla bərabər ventilyatorları və tüstüoranları əvəz edən hava üfürücülərində turbin intiqalı ilə işləyirlər.

Hər növ nasosun valında tələb olunan güc aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$N_n = [D \cdot V_{ort} (P_b - P_s) \cdot 10^3] / \eta_n, \text{ kW} \quad (20.12)$$

burada D – nasosun kütlə məhsuldarlığı, kg/s ;

P_b və P_s – nasosun basqı və sovurma hissələrində olan təzyiqlər, MPa ;

V_{ort} – vurulan suyun xüsusi həcmi, m^3/kg ;

η_n – nasosun f.i.ə.-dir.

Bəsləyici nasoslar. İES-in ən məsul xüsusi sərfiyyat mexanizmlərindən biri bəsləyici nasoslardır. Elektrik və istilik enerjiləri istehsalı və buxar qazanının təhlükəsiz işləməsi onların etibarlı işləməsindən asılıdır.

Bəsləyici nasosun valında tələb olunan güc belə təyin edilir:

$$N_{b.n} = [D_{b.n} \cdot V(P_b - P_s) \cdot 10^3] / \eta_{b.n}, \text{ kW.}$$

burada $D_{b.n}$ – barabanın buxar qazanlarında üflənən suyu nəzərə almaqla, buxar qazanının maksimum məhsuldarlığında və 5...8 % ehtiyat götürməklə bəsləyici nasosdakı suyun miqdarıdır, kg/s ;

$\eta_{b.n} = 0,75 \dots 0,85$ – bəsləyici nasosun f.i.ə.-dir.

Bəsləyici nasosun yaratdığı basqı, yəni $P_b - P_s$ fərqi, yüksək təzyiqli stansiyalarda 14...15 MPa , artırılmış yüksək təzyiqli stansiyalarda 18...20 MPa , kritikdən artıq təzyiqli stansiyalarda isə 32 ...34 MPa götürülür.

Blok sxemi üzrə işləyən və turbinin əvvəlində buxarın təzyiqi 12,7 MPa olan stansiyalarda bir qayda olaraq, hər aqreqatın məhsuldarlığı 100 % olan elektrik intiqallı iki bəsləyici nasos qoyulur ki, bunlardan biri də ehtiyatda olur.

Kritikdən artıq parametrlərlə işləyən bloklarda məhsuldarlığı 100 % olan bir ədəd və ya hər birinin məhsuldarlığı 50 % olan iki ədəd turbin intiqallı bəsləyici nasos qoyulur. Əgər 300 MW -lı blokda məhsuldarlığı 100 % bir ədəd bəsləyici turbin nasosu qoyularsa, intiqal turbinlərinə ehtiyat buxar verilməsi nəzərdə tutulur və bir qayda olaraq elektrik intiqallı buraxıcı-ehtiyat bəsləyici nasos qoyulmur.

Bəsləyici nasosun intiqal turbininə buxar əsas turbinlərin buxar ayrımlarından verilir. Elektrik intiqallı bəsləyici nasosların məhsuldarlığı buxar qazanının yükündən asılı olaraq, tənzim etmək üçün onlar hidromuftalarla təchiz olunmalıdır.

Cədvəllərdə elektrik və turbin intiqallı bəsləyici nasosların əsas xarakteristikaları verilir.

Dövrən nasosları. Bu nasoslar turbinin kondensatorlarını soyuducu su ilə təmin edir və əksər hallarda sahil nasos stansiyalarında yerləşdirilir.

Dövrən nasoslarının məhsuldarlığı yay iş şəraiti üçün seçilir, çünki bu zaman turbinin tam yükündə kondensatora daxil olan buxarla miqdarı ən çox, soyuducu suyun temperaturu isə böyük olur. İstiləşdirmə turbin qurğularının dövrən nasosları turbinin nominal gücündə yay kondensasiyalı rejimə görə seçilir.

Dövrən nasoslarının məhsuldarlığını seçən zaman turbinlərin yağ, elektrik generatorlarının isə qaz soyuducularına və köməkçi mexanizmlərə verilən soyuducu sular da nəzərə alınmışdır. Bu su sərfəli kondensatorlara verilən soyuducu suyun 5...10 %-ni təşkil edir. Beləliklə, dövrən nasosunun məhsuldarlığı $G_{döv} = (1,05 + 1,10)G_x$ olacaqdır.

Kondensatora daxil olan soyuducu suyun miqdarı işlənmiş buxarın maksimal sərfinə D_k^{mak} görə tapılır.

$$G_k = m \cdot D_k^{mak}, \quad (20.13)$$

burada m – soyutma dəfəliyidir.

Kondensatorun istilik balansını tənliyindən görünür ki, soyutma dəfəliyi

$$D_k^{mak} (i_k - \bar{t}_k) = G_k (t_{2c} - t_{1c}) C_p, \quad (20.14)$$

$$m = G_k / D_k^{mak} = (i_k - \bar{t}_k) / (t_{2c} - t_{1c}) C_p, \quad (20.15)$$

burada i_k, \bar{t}_k – kondensatora daxil olan işlənmiş buxarın və buxarın kondensatının entalpiyalarıdır, kJ/kg ; $t_{2c} - t_{1c}$ – kondensatordan çıxan və ona daxil olan soyuducu suyun temperaturlarıdır, $^{\circ}S$; $C_p = 4,19$ – soyuducu suyun kütlə istilik tutumudur, $kJ/kg \cdot dər$.

Kondensator iki yollu olduqda, soyuducu suyun temperatur artımı $\Delta t_{cu} = 8 \dots 10^\circ\text{S}$ olur və belə halda soyutma dəfəliyi $m = 50 \dots 70$ olur. Kondensator bir yollu olduqda, soyuducu suyun temperatur artımı $\Delta t_{cu} = 4 \dots 6^\circ\text{S}$ götürülür və bu zaman soyutma dəfəliyi $90 \dots 120$ -yə qədər çatır. Məsələn, $K-300-240$ turbinində kondensatora daxil olan ~ 560 t/saat işlənmiş buxarı kondensat halına salmaq üçün ona $G_k = m \cdot D_k^{mak} = 60 \cdot 560 = 33600$ t/saat soyudulmuş su vermək lazımdır.

Dövran nasosunun valında tələb olunan gücü belə tapmaq olar:

$$N_{döv} = (G_{döv} \cdot V_{ort} \cdot \Delta P_{döv} \cdot 10^3) / \eta_{döv}, kW \quad (20.16)$$

burada $G_{döv}$ – dövran nasosun məhsuldarlığıdır, kg/s ;

$V_{ort} = 0,0011$ m^3/kg – soyuducu suyun xüsusi həcmi;

$\Delta P_{döv}$ – dövran nasosunun yaratdığı basqı, MPa ;

$\eta_{döv} = 0,75 \dots 0,85$ – dövran nasosunun f.i.ə.-dir.

Dövran nasosları bəsləyici nasoslardan sonra turbin sexinin ən böyük xüsusi ehtiyat köməkçi mexanizmidir.

Dövran nasosları mərkəzdənqaçma və pərli olurlar. Kondensasiyalı elektrik stansiyaları bloklarında bir qayda olaraq pərli dövran nasoslarından istifadə olunur. Pərli dövran nasosların yaratdığı basqı $\Delta P_{döv.} = 0,1 \dots 0,2$ MPa olur.

Kondensat nasosları. Bu nasoslar turbində işlənmiş buxarın kondensatını kondensatordan çıxartmaq üçün qoyulur, sonra isə nasosun vurduğu kondensat alçaq təzyiqli səthli regenerativ qızdırıcılardan keçərək devertora daxil olur. Bu nasoslar ehtiyata qoyulur. Turbin aqreqatının gücündən asılı olaraq iki, üç və hətta dörd kondensat nasoslarından istifadə edilir ki, bunlardan biri ehtiyatda saxlanılır. İşdə olan nasoslarla ümumi məhsuldarlığı, kondensatora və ya nasosdan qabaq yerləşdirilmiş qarışdırıcıya verilən

drenajları kimyəvi duzsuzlaşmış suyu və s. nəzərə almaqla, turbinin işlənmiş buxarının kondensatının maksimal sərfinə görə təyin edilir.

Kondensat nasosunun hesablama məhsuldarlığı aşağıdakı düsturla tapılır:

$$D_{kH} = (1,1 \dots 1,2) D_k^{mak}$$

burada D_k^{mak} – turbinin kondensasiyalı rejimində, nominal gücdə və yay mövsümündə kondensatora daxil olan işlənmiş buxarın maksimal miqdarı olub, turbinə verilən buxarın 0,60...0,70 hissəsini təşkil edir: 1,1...1,2 – vurğusu kondensatora daxil olan regenerativ sistemin drenajlarını, kimyəvi duzsuzlaşmış suyu və s. nəzərə alır.

Kondensat nasosuna tələb olunan güc belə hesablanır:

$$N_{kn} = (D_{kn} \cdot V \cdot \Delta P_{kn} \cdot 10^3) / \eta_{kn}, kW \quad (20.17)$$

burada D_{kn} – kondensat nasosun məhsuldarlığı, kg/san;

$V = 0,0011 \text{ m}^3/\text{kg}$ – kondensatın xüsusi həcmi;

ΔP_{kn} – kondensat nasosun yaratdığı basqı, MPa;

$\eta_{kn} = 0,65 \dots 0,75$ kondensat nasosun f.i.ə.-dir.

Kondensat nasosun yaratdığı basqı yüksək (8,8 MPa), artmış yüksək (12,7 MPa) və kritikdən artıq (25,5 MPa) təzyiqli buxarla işləyən İES-də uyğun olaraq ~1,2; 1,6 və 2,4 MPa qiymətlərinə bərabər götürülür.

§20.3. İstilik elektrik stansiyalarının tipləri

İstilik elektrik stansiyalarında üzvi yanacaqın kimyəvi (yanma) enerjisi buxar qazanlarında istilik enerjisinə (qızışmış buxarın istehsalına), sonra isə buxar turbinlərində mexaniki enerjiyə (valın fırlanmasına) çevrilir. Nəticədə

turbinin valı ilə mufta vasitəsi ilə sərt bağlanmış elektrik generatorunda elektrik enerjisinə çevrilir.

Üzvi yanacaqla işləyən istilik elektrik stansiyaları (İES) aşağıdakı tiplərə ayrılırlar:

1. İstehsal etdiyi enerjinin növünə (energetik vəzifəsinə) görə İES aşağıdakı tiplərdə olurlar: a) kondensasiyalı elektrik stansiyaları (KES), belə stansiyalarda yalnız elektrik enerjisi istehsal olunur. KES-də dərin vakkumla (95... 97%) işləyən kondensasiyalı turbinlər qoyulur; b) istilik elektrik mərkəzləri (İEM), belə stansiyalarda elektrik enerjisi ilə birlikdə istilik enerjisi də (buxar və isti su şəklində) istehsal olunur.

Buraxılan istiliyin növündən asılı olaraq İEM-i aşağıdakı növlərə ayırırlar:

a) sənaye növlü İEM. Belə istilik elektrik mərkəzlərindən sənayedə texnoloji prosesləri aparmaq üçün buxar verilir; b) istiləşdirmə (qızdıqda) növlü İEM. Belə stansiyalardan şəhər və qəsəbələrin binaları isti su (istilik) ilə də təchiz olunur; v) sənaye –qızdırma növlü İEM. Bu elektrik mərkəzlərindən elektrik enerji istehsalı ilə yanaşı xarici işlədiciyə həm buxar, həm də isti su verilir. Buna görə də İEM bir qayda olaraq sənaye mərkəzinə, şəhər və iri qəsəbəyə yaxın yerdə tikilir.

Ölkəmizdə rayon əhəmiyyətli KES-lər dövlət rayon elektrik stansiyaları (DRES) adlanır. KES – lər çox böyük güclü olub, adətən yerli yanacaq yataqlarının və eləcə də su mənbəyinin yaxınlığında tikilir. DRES-in hər birinin gücü 1,2; 2,4; 3,6; 4,0. Mln. kW-a çatdırılmış və gələcəkdə daha da artırılması (6,4 mln.kW) nəzərdə tutulmuşdur.

2. İstifadə olunan (yandırılan) yanacağa görə İES aşağıdakı növdə bərk, maye, qaz, iki (qaz-mazut, bərk yanacaq-mazut və s.) və ya hər üç yanacaq növü ilə (bərk, maye və qaz) işləyən istilik elektrik stansiyaları.

3. Elektrik generatorlarını fırlatmaq üçün qurulan əsas turbinlərin növünə görə *İES*-lər: a) buxar turbinli (*W*); b) qaz turbinli (*QT*); v) buxar-qaz turbinli (*BQT*) olurlar.

Hal-hazırda yalnız buxar turbinləri geniş yayılmışdır. Ölkəmizdə *İES*-də gücü 160, 200, 300, 500, 800 və 1200 *MW* olan buxar turbinləri ilə yaradılan enerji blokları işləyir.

Buxarın ilk parametrlərinə görə *İES*-ləri: a) kritik təzyiqə qədər (16...17 *MPa*-dan aşağı); b) kritik təzyiqdən yuxarı təzyiqli (22 *MPa* dan yuxarı) olurlar.

Bunlardan başqa *İES* aşağıdakı tiplərə ayrılırlar: texnoloji quruluşlarına, baş binanın komponovkasına, enerji sisteminə, işləməsinə, yüklənmə dərəcəsinə görə.

§20.3.1. Kondensasiyalı elektrik stansiyasında buxar, istilik və yanacaq sərfi

Kondensasiyalı elektrik stansiyasının (kondensasiyalı turbin aqreqatının) buxar sərfi (aralıq qızışdırılması olmadıqda) onun energetik balans tənliyindən təyin edilir.

$$D_i(i_0 - i_{ka})\eta_{H_i} \eta_M \eta_G = N_{el}$$

Buradan turbin qurğusunun buxar sərfi

$$D_i = \frac{N_{el}}{(i_0 - i_{ka})\eta_{H_i} \eta_M \eta_G} = \frac{N_{el}}{(i_0 - i_k)\eta_M \eta_G} = \frac{N_{el}}{H_i \eta_M \eta_G}, \frac{kg}{s} \quad (20.18)$$

burada N_{el} – turbogenerator qurğusunun elektrik gücü, *kW* ;

$i_0 - i_{ka} = H_a$ və $i_0 - i_k = H_i$ – uyğun olaraq, turbində buxarın nəzəri (adiabatik) və həqiqi istilik düşkünləridir, *kJ/kg*;

i_0 – turbinə daxil olan buxarın entalpiyası *kJ/kg*;

i_k, i_{ka} – turbinin sonunda buxarın adiabatik və həqiqi entalpiyalarıdır, *kJ/kg*.

Kondensasiyalı elektrik stansiyasının (turbin aqreqatının) texniki mükəmməlliyini göstərən kəmiyyət (ölçü) xüsusi buxar sərfidir, yəni:

$$d = \frac{D_i}{N_{el}} 10^3 = \frac{10^3}{(i_0 - i_{ka}) \eta_{H_i} \eta_M \eta_G} = \frac{10^3}{(i_0 - i_{ik}) \eta_M \eta_G} =$$

$$= \frac{10^3}{H_i \eta_M \eta_G}, \frac{g}{kJ} \quad (20.19)$$

Saatlıq buxar sərfinin D_i , $kg/saat$ və d , $kg/kVt.saat$ tapmaq üçün (20.18) və (20.19) düsturundan istifadə olunur. Yəni həmin düsturları 3600-ə vurmaq lazımdır:

$$D_i = 3600 \frac{N_{el}}{(i_0 - i_k) \eta_M \eta_G} = 3600 \frac{N_{el}}{H_i \eta_M \eta_G}, \frac{kg}{s} =$$

$$= 3,6 \frac{N_{el}}{H_i \eta_M \eta_G}, \frac{T}{saat} \quad (20.20)$$

və xüsusi buxar sərfi isə

$$d = \frac{3600}{(i_0 - i_{ka}) \eta_M \eta_G} = \frac{3600}{H_i \eta_M \eta_G}, \frac{kg}{kW.saat} \quad (20.21)$$

Müasir kondensasiyalı turbin aqreqatlarında $d = 0,8$ $g/kJ.saat$ və ya 3 $kg/kW.saat$ -a yaxın olur.

İstilik elektrik stansiyalarında istilik sərfi aşağıdakı kimi tapılır.

$$Q_{is} = B_s \cdot Q_a^i, \frac{kg}{saat},$$

burada B_s – buxar qazanının yanacaq sərfi, $kg/saat$;

Q_a^i – yanacağın aşağı işçi istilikayıma qabiliyyətidir, kJ/kg .

Kondensasiyalı elektrik stansiyalarının istilik faydalılığı şərti yanacaq sərfinə görə qiymətləndirilir. Şərti yanacağın istilikayırma qabiliyyəti $Q_a^i=29310kJ/g$ (əvvəlki ölçüdə $Q_a^i=7000kcal/kg$). Onda yazı bilərik ki,

$$B_s \cdot 29,31 \eta_s = N_{el}$$

Əgər B_s , $kg/saat$ - la ifadə olunarsa, onda

$$b_s = \frac{b_s}{N_{el}} = \frac{3600}{29,31} \approx \frac{123}{29,31}, \frac{g}{kW \cdot saat}$$

Göründüyü kimi, şərti yanacağın xüsusi sərfi elektrik stansiyasının f.i.ə. ilə tərs və istiliyin xüsusi sərfi ilə düz mütənasibdir.

$$\eta_s^H = 0,37 \dots 0,40, \text{ olduqda,}$$

$$b_s = \frac{123}{\eta_s^H} \approx \frac{123}{(0,37 \dots 0,40)} \approx 332 \dots 307, \frac{g}{kW \cdot saat}$$

Beləliklə, şərti yanacağın xüsusi sərfinin azaldılması İES-ləri layihə və istismar edənlərin əsas və gündəlik vəzifəsidir.

§20.3.2. İstilik elektrik mərkəzlərində (İEM) istilik və elektrik enerji istehsalı

Məlum olduğu kimi, istilik elektrik mərkəzlərindən elektrik enerjisi ilə yanaşı, xarici istilik tələbatçılarna istilik də, (buxar və isti su şəklində) verilir. İEM-də elektrik enerji istehsalı prosesi, yüksək istilik qənaətliliyi və kondensasiyalı elektrik stansiyaları ilə müqayisədə, daha yük-

Xarici istilik tələbəcilərinə əks-təzyiqli turbindən buraxılan istiliyin miqdarı

$$Q_i^o = Q_i \eta_i = D_i (i_i - \bar{t}_{qk}) \eta_i, (kW \cdot kJ / saat), \quad (20.22.)$$

burada $Q_i = D_i (i_i - \bar{t}_{qk})$ – xarici işlədicilərə sərf olunan (verilən)

istiliyin miqdarı, $kW \cdot kJ/saat$;

D_i – buxarın miqdarı, kg/s ($kg/saat$);

i_i – əks-təzyiqli turbindən çıxan (işlənmiş) və istilik işlədicilərinə verilən buxarın entalpiyası, kJ/kg ;

\bar{t}_{qk} – xarici işlədicilərdən İEM-ə qayıdan kondensatın entalpiyası, kJ/kg .

İstilik işlədicilərindən İEM-ə buxarın kondensatının hamısının qayıtması halı üçün 20.18 düsturu yazılmışdır, yəni

$$D_{qk} = D_i,$$

burada D_{qk} – İEM-ə qayıdan kondensatın miqdarıdır, $kg/saat$;

η_i – stansiya daxilində istilik buraxan qurğunun

(istilikdəyişdiriciləri, boru kəmərləri armaturları

ilə birlikdə) f.i.ə.-dir və $\eta_i = 0,98 \dots 0,99$ götürülür.

Sənayeyə texnoloji məqsəd üçün verilən buxarın miqdarı (D_i) və onun parametrləri qızıqdırma məqsədi ilə isti su verildikdə isə buraxılan istiliyin miqdarı (Q_i) və suyun parametrləri (məlum olmalıdır).

Əks-təzyiqli turbin qurğusunun elektrik gücü (N_i) istilik işlədicilərinə verilən istilik (buxar) ilə əlaqədar olaraq, ondan keçən buxarın miqdarı ilə müəyyən edilir.

Əks-təzyiqli turbin aqreqatının energetik balans tənliyi belə şəkildə yazılır:

$$N_{el} = D_i (i_0 - i_{ia}) \eta_{H_i} \eta_M \eta_G \quad (20.23)$$

burada N_{el} – elektrik gücü, kW;

i_0 və i_{ia} – uyğun olaraq turbinə daxil olanda və adiabatik genişləndikdən (izoentropiya) sonra çıxışda buxarın entalpiyasıdır, kJ/kg .

Əgər N_{el} -nin qiyməti və buxarın parametrləri məlum olarsa, onda (20.23) düsturundan əks-təzyiqli turbindən keçən buxarın miqdarını tapa bilərik:

$$D_i = N_{el} / [(i_0 - i_{ia}) \eta_{H_i} \eta_M \eta_G], \text{kg} / \text{s}$$

və ya

$$D_i = 3600 N_{el} / [(i_0 - i_{ia}) \eta_{H_i} \eta_M \eta_G], \text{kg} / \text{saat} \quad (20.24)$$

(20.23) düsturundan buxarın miqdarını, yəni D_i - nin qiymətini (20.18) tənliyində yerinə yazsaq

$$H_{el} = [(i_0 - i_{ia}) \eta_{H_i} \eta_M \eta_G / (i_0 - i_{rk})] Q_i \quad (20.25)$$

və ya

$$N_{el} = (H_a / Q_i) \eta_{H_i} \eta_M \eta_G Q_i \quad (20.26)$$

burada $H_a = i_0 - i_{ia}$ – turbində buxarın adiabatik istilik düşkü, kJ/kg ;

$Q_i = i_i - \bar{t}_{qk}$ – xarici istilik işlədicilərinə verilən istiliyin (1 kg buxar kütləsinə görə) miqdarıdır, kJ/kg .

1 saat üçün (20.26) düsturu belə şəkil alır:

$$N_{el} = (H_a / 3600 q_i) \eta_{H_i} \eta_M \eta_G Q_i \cdot 10^6, \quad (20.27)$$

burada Q_i , $kJ/saat$, D_i , $kg/saat$ və N_{el} , kW ilə ifadə olunmuşdur.

Əks təzyiqli turbogenerator qurğusuna tam istilik sərfi, (əgər xarici işlədicilərə buraxılan buxarın kondensatının hamısı qayıdarsa)

$$Q_{tq} = D_i (i_i - \bar{t}_{qk}) = D(i_0 - i_{ia}) + D_i (i_i - i_{qk}) = W_i + Q_i, kW.$$

Deməli turbogenerator qurğusuna sərf olunan istiliyin

$$W_i = D_i (i_0 - i_i) = D(i_0 - i_{ia}) \eta_{H_i}.$$

Hissəsi turbinin daxili gücünün alınmasına və $Q_i = D_i (i_i - \bar{t}_{qk})$ hissəsi isə xarici istilik işlədicilərinə verilir.

Yuxarıdakı düsturlardan aydın görünür ki, *İEM*-də əks-təzyiqli turbin qurğularının elektrik gücü (elektrik enerji istehsalı) istilik tələbedicilərinə verilən istiliyin miqdarından (Q_i) asılıdır. Odur ki, *İEM*-də əks-təzyiqli turbin qurğusu ilə paralel təmiz kondensasiyalı turbinlər də qoyulur.

İEM-də həm əks –təzyiqli, həm də kondensasiyalı turbin qurğularının qoyulması, onun sxemini və istismarını mürəkkəbləşdirir. Buna görə də belə müxtəlif növlü turbin qurğuları tənzimlənən ayırım buxarı olan kondensasiyalı turbin qurğuları ilə əvəz edilir. Bunlarda elektrik yükünün sabit qiymətində istilik yükün böyük hədudlarda dəyişmək (və əksinə) mümkündür. Belə turbin qurğularının digər üstünlüklərindən biri də istilik yükünün sıfır qiymətində ($D_i = 0$) tam elektrik gücü yarada bilməlidir. Şəkil 20.8-də bir tənzimlənən ayırımlı buxarı olan kondensasiyalı turbin qurğusu ilə olan *İEM*-in sadə prinsipial istilik sxemi və şəkil 20.9-da buxarın iş prosesi (i, s) göstərilmişdir.

Tənzimlənən ayırım buxarı olan kondensasiyalı istiləşdirmə turbin qurğularına sərf olan buxarın miqdarı D_0 , turbin qurğusunun energetik balans tənliyindən tapılır.

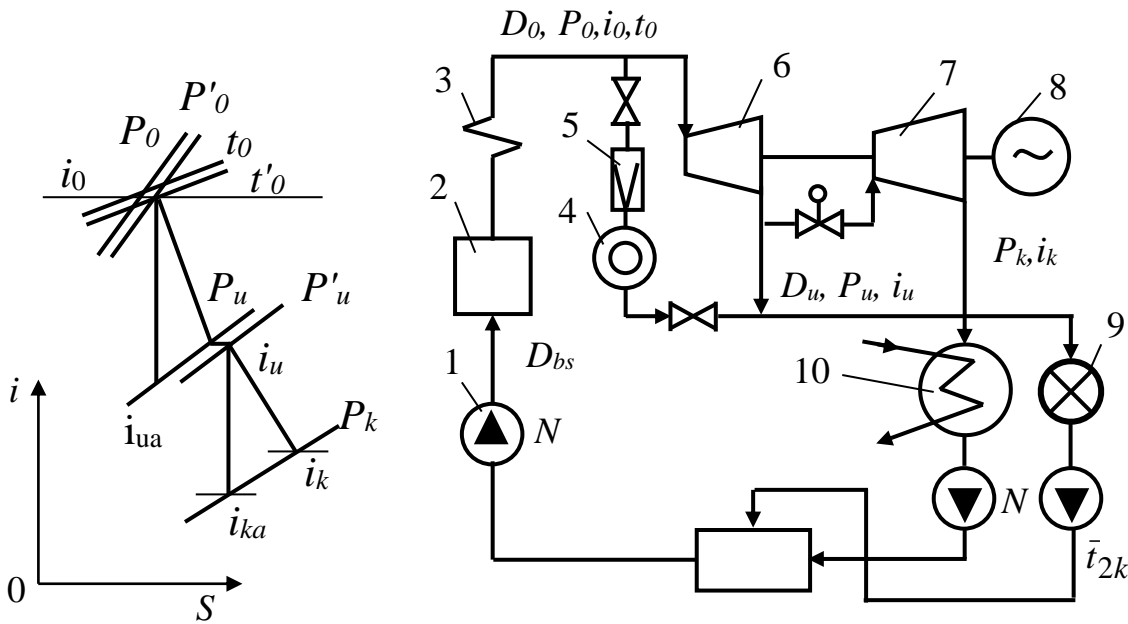
$$D_0 (i_0 - i_i) + D_k (i_i - i_k) = N_i, \quad (20.28)$$

burada i_k - turbindən çıxan buxarın entalpiyasıdır, kJ/kg .

Material balans tənliyi şərtindən yazıla bilər:

$$D_o = D_i + D_k \quad \text{və} \quad D_k = D_o - D_i$$

burada D_i – ayrılan buxarın miqdarı; D_k – kondensatora daxil olan işlənmiş buxarın miqdarıdır.



Şəkil 20.8. Buxarın iş prosesinin i, S – diaqramı

Şəkil 20.9. Tənzimlənən ayırım buxarı olan kondensasiyalı turbin qurğusu ilə işləyən İEM-in prinsipial istilik sxemi: 1-nasos; 2-buxar qazanı; 3-buxar qızdırıcısı; 4-işlədici; 5-reduksion soyuducu qurğu; 6-əks təzyiqli turbin; 7-buxar turbini; 8-generator; 9-kondensator; 10-isti su işlədici.

Bunları nəzərə alsaq, onda

$$D_o(i_0 - i_i) + (D_o - D_i)(i_i - i_k) = N_i$$

Buradan

$$D_o = N_i / (i_0 - i_k) + [(i_i - i_k) / (i_0 - i_k)] \cdot D_i, \quad (20.29)$$

Buradakı birinci hədd

$$N_i / (i_i - i_k) = N_{el} / (i_0 - i_k) \eta_M \eta_G = D_{k0} \quad (20.30)$$

kondensasiyalı turbinə daxil olan təzə (qızışmış) buxarın miqdarıdır; $y_i = (i_i - i_k) / (i_0 - i_k)$ işarə olunur və özü də hasil etməyən əmsal adlanır; y_i – əmsalının qiyməti 0 ... 1 arasında dəyişir. Bunu nəzərə alsaq (20.29) düsturu aşağıdakı şəkli alar

$$D_0 = D_{k0} + y_i D_i$$

Göründüyü kimi tənzimlənən ayırım buxarı olan kondensasiyalı turbogenerator qurğusuna eyni elektrik gücündə (N_{el}) buxar sərfi çox olur. Təmiz kondensasiyalı turbogenerator qurğularına nəzərən tənzimlənən ayırım buxarı olan turbogenerator qurğularının kondensatoruna az buxar daxil olur.

$D_k = D_0 - D_i$ – bu da onun bir qədər səmərəliliyinin artmasına səbəb olur.

Elektrik və istilik enerjisinin istehsalı və buraxılmasına görə \dot{IEM} -in f.i.ə. bir-birindən fərqlənir.

\dot{IEM} -in elektrik enerjisi istehsalına görə f.i.ə.

$$\eta_s^e = (N_{el} / Q_{tq}^{el}) \cdot (Q_{tq}^{el} / Q_{bg}^{el}) \cdot (Q_{bg}^{el} / Q_s^{el}) = \eta_{tq} \eta_{bk} \eta_{bq} = \eta_M \mu_G \eta_{bk} \eta_{bq}$$

Burada

$$\eta_{tq}^e = N_{el} / (Q_m - Q_i) = \eta_M \mu_G. \quad (20.31)$$

İstilik enerjisi istehsalına (buraxılmasına) görə \dot{IEM} -in f.i.ə.

$$\eta_s^i = \eta_i \eta_{bk} \eta_{bq}, \quad \eta_i = 0,98 \dots 0,99$$

olur.

İEM-də yanacaqın ümumi sərfi elektrik və istilik enerjiləri arasında bölüşdürülür.

$$B = B_e + B_i, \quad \text{kg/s.}$$

Yanacaqın ümumi sərfi B və B_i məlum olduqda, elektrik enerjisi istehsalı üçün lazım olan yanacaqın miqdarını tapmaq olar, yəni $B_e = B - B_i$.

Şərti yanacaqın yanma istiliyinin $Q_a^i = 29,31 \text{ kJ/q}$ olduğunu bilərək, 1 kW.saat elektrik enerjisi istehsalına düşən şərti yanacaqın xüsusi sərfini, $q/\text{kW.saat}$ tapa bilərik:

$$b_s^e = B_e / N_{el} = 3600 / 29,31 \eta_s^e \approx 123 / \eta_s^e, q / \text{kW.saat}$$

İEM kondensasiyalı rejimdə (xarici işlədicilərə istilik buraxılmadıqda) işlədikdə, onların f.i.ə. ən kiçik qiymət alır. Məsələn $\eta_c^e = 0,34$, belə olduqda

$$b_s^e \approx 362, q / \text{kW.saat}$$

olur.

İEM-də əks-təzyiqli turbinlər işlədikdə və kondensatorda istilik itkisi olmadıqda, onun f.i.ə. ən yüksək olur

Belə halda

$$\eta_s^e = \eta_{tq}^e \eta_{bk} \mu_{bq} \quad (20.32)$$

burada

$$\eta_{tq}^e = N_{el} / (Q_m - Q_i) = \eta_M \mu_G \quad (20.33)$$

onda

$$\eta_s^e = \eta_M \eta_G \eta_{bk} \mu_{bq} = 0,985 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,90 = 0,855$$

$$b_s^e \approx 123 / 0,855 \approx 144, \text{ q / kW.saat}$$

Elektrik enerji istehsalına görə *İEM*-in f.i.ə. və istiliyin xüsusi sərfi q_s^e , kJ/kW.saat , biri-digəri ilə əlaqədardır, yəni

$$\eta_s^e = 3600 N_{el} / Q_s^e = 3600 / g_s^e. \quad (20.34)$$

Əgər $g_s^e = 0,40 \dots 0,50$ olarsa, onda $\eta_s^e = 900 \dots 7200 \text{ kJ/kW.saat}$ olur.

İstilik işlədicilərinə buraxılan istiliyin vahid miqdarına düşən yanacağın şərti sərfi

$$b_s^i = B_i / Q_i^o \approx 1 / Q_i^o \eta_s^e \approx 1 / 29,3 \eta_s^e, \text{ q / kg} \approx 34,1 / \eta_s^e, \text{ kg / kJ}$$

Burada

$$\eta_s^e = \eta_{tq}^e \eta_{bk} \mu_{bq} = \eta_i \eta_{bk} \mu_{bq} \approx 0,9 \cdot 0,98 \cdot 0,90 = 0,87$$

Belə halda

$$b_s^i \approx 39,2 \text{ kg / qJ} \quad \text{olur.}$$

§20.3.3. Buxarın ilk və son parametrlərinin turbogenerator qurğusunun istilik faydalılığına təsiri

Buxarın ilk parametrləri dedikdə, turbinin qarşısında qızışmış buxarın təzyiq və temperaturu başa düşülür. Üzvü yanacaq ilə işləyən *İES*-də qızışmış buxardan, *AES*-də isə həm qızışmış, həm də doymuş buxardan istifadə edilir.

Buxarın ilk parametrlərinin artması, turbində onun iş görmə qabiliyyəti və istilik düşgüsü, hündürlüyü artır. Burada, öz növbəsində İES-də yanacağa qənaət olunmasına imkan verir.

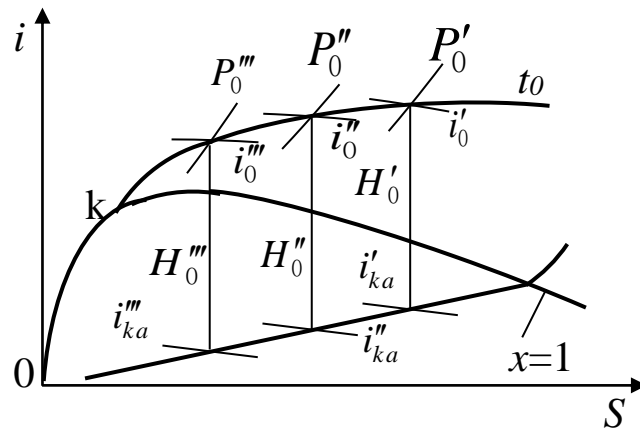
Turbinə daxil olan qızışmış buxarın parametrləri, yəni təzyiq P_0 və temperatur t_0 (bunlar buxarın ilk parametrləridir) yüksəldikcə və turbindən çıxan işlənmiş buxarın təzyiqi P_k (buna buxarın son parametri deyilir) azaldıqca, İES-in f.i.ə. artır. Turbinə daxil olan buxarın təzyiqi $P_0=3,4 MPa$ və $t_0 = 435^{\circ}S$ -dən $p_0 = 8,8 MPa$ və $t_0 = 500^{\circ}S$ -yə çatdırıldıqda stansiyanın f.i.ə. daha da yüksəlir.

Qızışmış su buxarı ilə işləyən turbin qurğusunun termiki f.i.ə.-na buxarın ilk parametrlərinin təsirini bilmək üçün, əvvəlcə parametrlərdən birini sabit saxlamaqla baxaq:

1. $t_0 = const$ olmaqla buxarın ilk təzyiqini, P_0 -i artıraraq, i, s – diaqramından (şək.20.10) göründüyü kimi buxarın ilk təzyiqi artdıqca, onun (buxarın) həm ilk ($i_0''' < i_0'' < i_0'$) və həm də son entalpiyaları ($i_{ka}''' < i_{ka}'' < i_{ka}'$) azalır. Lakin ilk halda i_0 -ın azalması, i_{ka} -nın azalmasından az olduğuna görə, termiki f.i.ə. artır. Burada da hər izotermiya uyğun təzyiqin bir qiymətində termiki f.i.ə. maksimum qiymət alacaqdır. Təzyiqin bundan sonrakı qiymətində η_t azalır. i, s –dən aydın görünür ki, qəbul etdiyimiz $t_0 = const$ ilk temperaturunda, P_0'' təzyiqində istilik düşgüsü $H_a'' = i_a'' - i_{ka}''$ ən böyük qiymət alır. Beləliklə $P_0''' > P_0'' > P_0'$ olduğuna baxmayaraq, $H_0''' < H_0'' > H_0'$ olur. Termiki f.i.ə.-nin qiyməti buxarın təzyiqi artdıqca, artır və ancaq termiki f.i.ə.-nin artımı getdikcə çox azalır. Buxarın təzyiqi daha böyük qiymətlərə ($\approx 25,0 MPa$ -dan çox) malik olarsa, termiki f.i.ə.-nin qiyməti daha da azalır və artım isə mənfi qiymət alır.

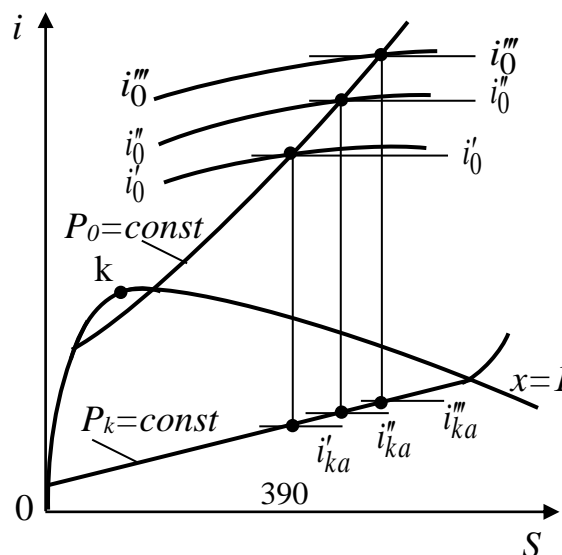
Diaqramından (şək.20.10) göründüyü kimi, buxarın ilk təzyiqi artdıqca onun həm başlanğıc və həm də son halı

(entalpiyaları, quruluş dərəcəsi) sola doğru çəkilir. Bunun nəticəsində turbindən çıxan işlənmiş buxarın nəmliyi artır (nəmlik 12...14%-dən çox olmamalıdır).



Şək. 20.10. $t_0 = \text{const}$ olanda, buxarın ilk temperaturundan asılı olaraq onun entalpiyalının dəyişməsi diaqramı

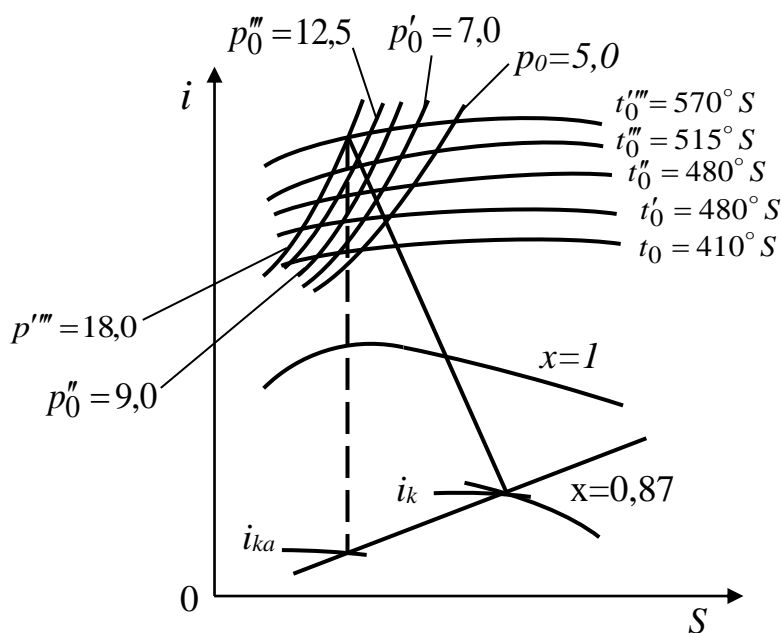
2. $P_0 = \text{const}$ olmaqla buxarın ilk temperaturu, t_{0-1} artıraraq. i, S – diaqramından görüldüyü kimi (şəkil 20.11) buxarın ilk təzyiqini $P_0 = \text{const}$ sabit saxlamaqla, onun temperaturu artdıqca, buxarın həm giriş və həm də çıxış entalpiyaları artır. P_k təzyiqi düz xətt və P_0 təzyiqi isə əyri xətt olduğundan i_0 -in artımı i_{ka} -nın artımına nisbətən daha sürətli olduğu üçün termiki f.i.ə. həmişə artır.



Şək. 20.11. $P_0 = \text{const}$ olanda, buxarın ilk temperaturundan asılı

3. Buxarın ilk parametrlərinin P_0 və t_0 -ın eyni zamanda (yəni birlikdə) artırılması, termiki f.i.ə.-ı artırır. Məsələn, $P_0=9,0 \text{ MPa}$ və $t_0=450^\circ\text{S}$ olduqda, $\eta_t = 41,6 \%$; $P_0 = 25,0 \text{ MPa}$ və $t_0=570^\circ\text{S}$ -ə çatdırıldıqda isə $\eta_t = 46,3\%$ olur.

Temperaturu sabit saxlayıb təzyiqi artırıqda turbinin son pilləsində nəmlik artır, əksinə isə nəmlik azalır. Bu nəmliyi buxarın müəyyən P_0 və t_0 parametrlərində turbinin pilləsində yol verilən qiymətlərdə saxlamaq olar. Belə parametrlərə *əlaqəli parametrlər* deyilir (şəkil 20.12).



Şək. 20.12. Əlaqəli parametrlərdən (P_0 və t_0) asılı olaraq buxarın nəmliyinin dəyişməsi diaqramı

Buxarın ilk parametrləri artdıqca turbinin son pilləsində buxarın nəmliyi çoxalır (real prosesdə turbinin son pilləsində buxarın nəmliyi 12...14%-dən çox olmamalıdır).

Müasir turbinlərdən çıxan işlənmiş buxarın təzyiqi (buxarın son parametri) istənilən qədər ($P_k=0,003\dots0,004$ MPa) aşağı salınmışdır.

§20.3.4. Regenerativ qızdırıcılar

§20.3.4.1. Buxarın aralıq qızıdırılması

Buxar turbininin yüksək təzyiq silindrindən çıxan buxarın yenidən qızıdırılmasına aralıq qızıdırma deyilir.

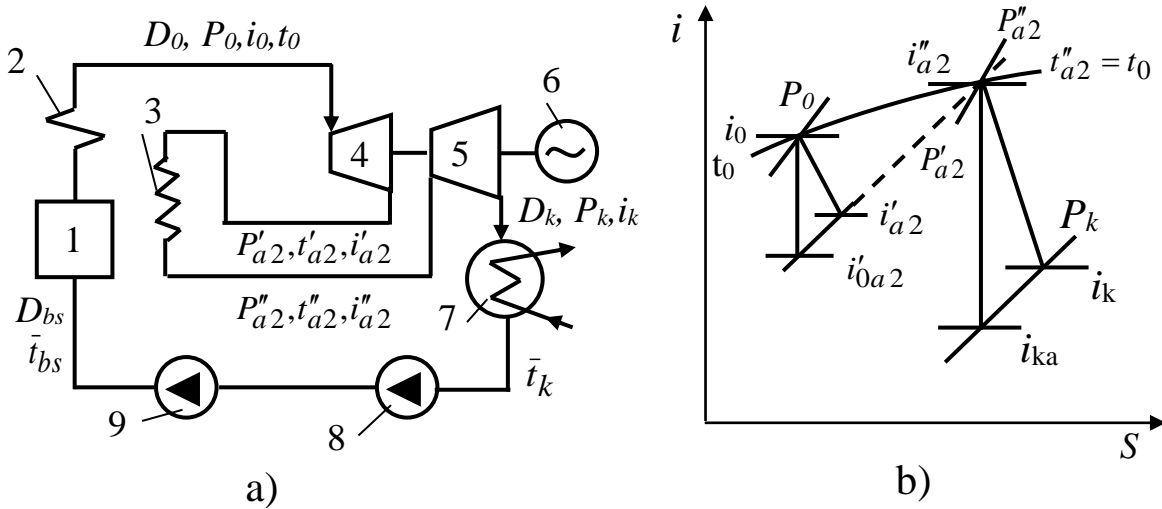
Müasir İES-də buxarın aralıq qızıdırılmasından ötrü buxar qazanının isti qaz yolunda qoyulmuş buxar qızdırıcısından istifadə edilir. Aralıq buxar qızdırıcısı yerləşən zonada tüstü qazlarının temperaturu $660\dots700^{\circ}\text{S}$ olur.

Buxarın aralıq qızıdırılmasında əsas məqsəd güclü blokların (160, 200, 300, 500, 800 və 1200 MW) turbinlərində genişlənən buxarın son nəmliyini lazımı həddə (12...14% -dən çox olmamalı) saxlamaq və stansiyanın istilik faydalılığını artırmaqdır.

Aralıq buxar qızıdırılması olan kondensasiyalı elektrik stansiyasının sadə sxemi şəkil 20.13,a-da göstərilir. Şəkildən görüldüyü kimi buxar qazanından istehsal olan qızıxmış (ilk) buxar P_0 və t_0 parametrlərlə buxar turbininin yüksək təzyiq silindrinə (hissəsinə) daxil olur, orada o bir qədər genişləndikdən sonra P_{aq}^1 , i_{aq} və t_{aq}^1 parametrlərlə aralıq qızdırıcısına verilir və orada onun temperaturu buxarın ilk temperaturuna qədər (50°S) yüksələrək turbinin orta təzyiq silindrinə (hissəsinə) daxil olur. Aralıq qızıdırılmanın tətbiqi zamanı elektrik stansiyaların ümumi faydalılığı 4...7% artır. *i,s* - diaqramından görüldüyü kimi istilik düşküsi **hündürlüyü** aralıq qızıdırılma olduqda çox olur (şək. 20.13 a,b).

Aralıq qızıdırma olduqda turbində genişlənən buxarın həqiqi istilik düşküsi H_i^{ar} olacaqdır.

İstər aralıq qızışdırma olduqda, istərsə də olmadıqda turbinin yüksək təzyiqli silindrində istilik düşküsi eyni olur. Lakin aralıq qızışdırılma olduqda, turbinin orta və alçaq təzyiqli silindrində istilik düşküsi $H_i^{ATS} = i''_{ar} - i_k$ çox olur.



Şək. 20.13. Aralıq buxar qızışdırılması olan kondensasiyalı elektrik stansiyasının sadə sxemi (a) və i, S diaqramı (b): 1- buxar qazanı; 2- buxar qızdırıcısı; 3- aralıq qızdırıcı; 4- aralıq buxar turbinini; 5- buxar turbinini; 6- generator; 7- kondensator; 8- kondensat nasosu; 9- buxar nasosu.

Aralıq qızışdırılma olduqda, kondensasiyalı turbogenerator qurğusunun buxar sərfi belə təyin edilir.

$$D_o^{ar} = N_{el} / H_i^{ar} \eta_m \eta_g = N_{el} / (i_0 - i_k + \Delta i_{ar}) \eta_m \eta_g, \text{ kg/s} \quad (20.35)$$

Buxarın xüsusi sərfi isə aşağıdakı formula ilə təyin edilir:

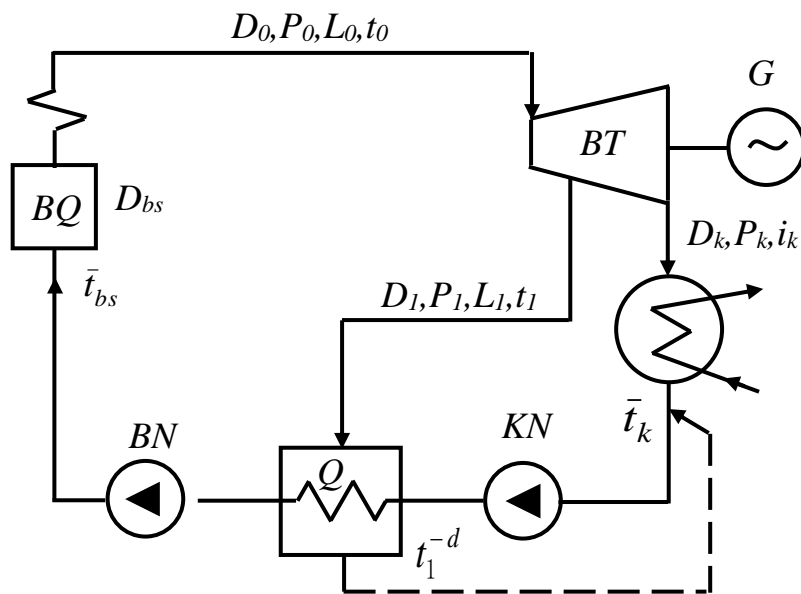
$$d_o^{ar} = \frac{3600}{H_i^{ar} \eta_m \eta_g} = \frac{3600}{(i_0 - i_k + \Delta i_{ar}) \eta_m \eta_g}, \frac{\text{kg}}{\text{kWsaat}} \quad (20.36)$$

Göründüyü kimi, aralıq buxar qızışdırılması olduqda turbində buxarın xüsusi sərfi azalır (4 ...7%).

§20.3.4.2. Bəsləyici suyun regenerativ qızdırılması

Buxar kondensatoru ilə buxar qazanı arasında kondensat və bəsləyici suyun turbində genişlənen, və onun müəyyən pillələrindən sonra götürülən (ayrılan) buxarla qızdırılması regenerativ qızdırılma adlanır.

Bəsləyici suyun regenerativ qızdırılması nəticəsində turbində müəyyən qədər iş görmüş buxarın bir hissəsi (ayrı buxarı) kondensatın və bəsləyici suyun qızdırılmasına verildiyindən (burada onun istiliyindən tam istifadə olunur), kondensatora daxil olan işlənmiş buxarın miqdarı azalır. Nəticədə kondensatorda itən istiliyin miqdarı da azalır. Bu da öz növbəsində *İES*-in istilik faydalılığının artmasına səbəb olur. Odur ki, *İES* -in bütün buxar turbin qurğularında bəsləyici suyun regenerativ qızdırılmasından istifadə olunur. Kondensasiyalı turbogenerator qurğusunda bəsləyici birpilləli regenerativ qızdırılması sxemi şəkil 20.14-da verilmişdir.



Şəkil 20.14. Bəsləyici suyun birpilləli regenerativ qızdırılması sxemi: D_o – turbinə daxil olan qızışmış buxarın miqdarı; P_o – onun təzyiqi; i_o – entalpiyası; D_1 – ayırım buxarın miqdarı; P_1 – onun təzyiqi; i_1 – entalpiyası; D_k – turbinin kondensatoruna daxil olan işlənmiş buxarın miqdarıdır

Ayrılan buxarının köməyi ilə regenerativ qızdırıcıda bəsləyici su qızdırılır. Şəkildən göründüyü kimi, kondensatora daxil olan (turbindən çıxan) buxar D_k turbinə daxil olan buxardan azdır.

$$D_k = D_0 - D_1 = D_0(1 - \alpha_1), \quad (20.37)$$

burada $\alpha_1 = D_1/D_0$ ayrılan buxarın hissəsi (miqdarı) adlanır.

Analoji olaraq yazıla bilər ki, $\alpha_k = D_k/D_0$
Onda

$$\alpha_k = 1 - \alpha_1$$

Turbindən ayrılan və regenerativ qızdırıcılara verilən buxarın təzyiqi və entalpiyası məlum olarsa, ondan ayrılan buxarın miqdarını regenerativ qızdırıcıların istilik balansını tənliyindən tapmaq olar.

Qızdırıcıların istilik balans tənliyi aşağıdakı kimi yazılır.

$$D_1(i_1 - t_1^{-d}) \cdot \eta_q = D_0(\bar{t}_{bs} - \bar{t}_k^d), \quad (20.38)$$

burada $D_0 = D_{bs}$ götürülür.

Buradan

$$\alpha_1 = D_1 / D_0 = (\bar{t}_{bs} - \bar{t}_k^d) / (i_1 - t_1^g) \eta_q, \quad (20.39)$$

burada t_1^{-d} – ayrılan buxarın kondensatının (drenajının) doyma entalpiyasıdır və P_1 – təzyiqinə görə su buxarı cədvəlindən tapılır; t_{bs} – regenerativ qızdırıcıdan sonra bəsləyici suyun entalpiyasıdır.

Qızdırıcının səthi elə seçilməlidir ki, $t_1^d - t_{bs} = \delta t = 2 \dots 5^\circ S$ olsun.

Regenerativ ayrılan buxarı olan kondensasiyalı turbo-generator qurğusunun saatlıq buxar sərfini aşağıdakı kimi tapmaq olar (bir regenerativ ayırım buxarı olduqda);

$$D_0 = D_{k0} + y_1 D_1$$

burada $y_1 = (i_1 - i_k) / (i_0 - i_k)$ – hasil etməyən əmsal adlanmır.

Regenerativ ayrılan buxarı olan turbinlər üçün $D_1 = \alpha_1 \cdot D_0$ olduğundan, saatlıq buxar sərfi aşağıdakı kimi olar:

$$D_0 = D_0 / (1 - \alpha_1 y_1) = Z D_0 \quad (20.40)$$

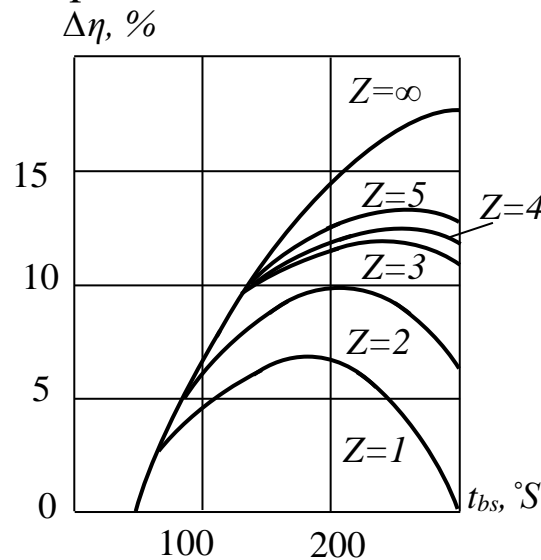
Yuxarıda qeyd etdiyimiz kimi, buxar ayrımlarının sayını artırırdıqda turbin qurğusunun (regenerasiyalı tsiklin) əlverişliliyi (f.i.ə.) artır.

Bəsləyici suyun qızdırılma pillələrinin sayından asılı olaraq turbin qurğusunun (regenerasiyalı tsikli) f.i.ə.-nin artımının ($\Delta\eta$), bəsləyici suyun regenerativ qızdırılması dərəcəsindən asılılığı şəkil 20.15-də göstərilir. Əyrilərdən görünür ki, bəsləyici suyun regenerativ qızdırılması zamanı turbin qurğusunun f.i.ə.-nin nisbi artımının qiyməti regenerativ ayrımlarının sayından (Z) və bəsləyici suyun temperaturundan asılıdır. Göründüyü kimi, buxar ayrımlarının sayı artdıqca bəsləyici suyun əlverişli qiyməti də artır. Məsələn, $Z = 1$ olduqda, $t_{bs} = 150 \dots 160^\circ S$, $Z = 2$ olduqda, $t_{bs} = 200^\circ S$ - dən çox olur.

Regenerativ buxar ayrımlarının (qızdırıcıların) sayı çox olarsa, (Z -qədər) bəsləyici suyun nəzəri (əlverişli) entalpiyası belə tapılır:

$$t_{\delta c}^{-n\theta z} = \bar{t}_k + Z(\bar{t}_0^d - \bar{t}_k)/(Z + 1) \quad (20.41)$$

Bu düsturdan görüldüyü kimi qızdırıcıların sayı iki olarsa ($Z = 2$), onda $\bar{t}_0^d - \bar{t}_k$ fərqinin $2/3$ hissəsi regenerativ qızdırıcılıqlarda, $1/3$ hissəsi isə buxar qazanının su ekonomayzerində qızdırılmalıdır.



Şək.20.15. Turbin qurğusunun (regenerasiyalı tsikli) f.i.ə.-nın artımının ($\Delta\eta$) bəsləyici suyun regenerativ qızdırılması dərəcəsindən asılılığı qrafiki

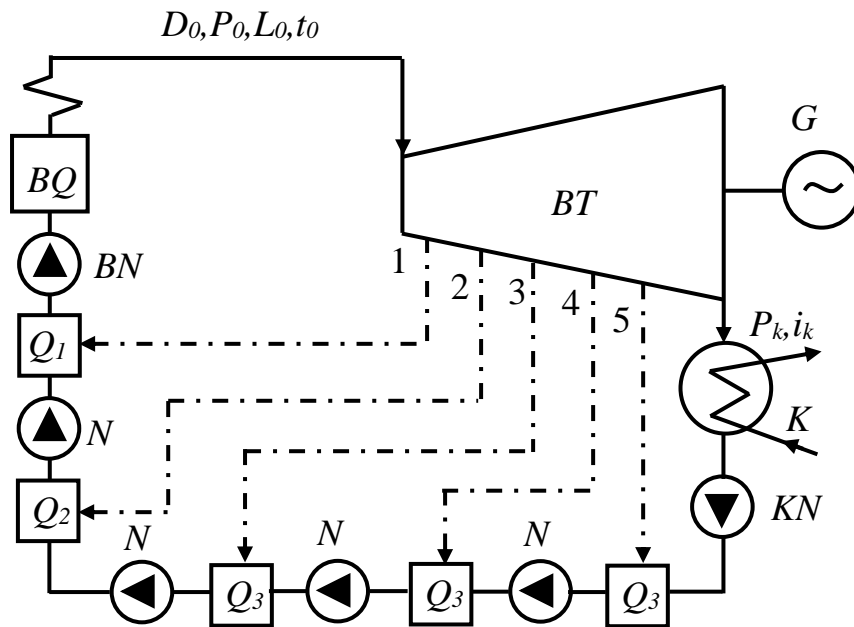
Şəkildən görüldüyü kimi, regenerativ ayrımların sayı bir ədəd olduqda, tsiklik f.i.ə.-nin nisbi artımı $5...7\%$, sayı iki ədəd olduqda 10% və sayı $6...8$ ədəd olduqda isə $14...15\%$ olur.

Regenerativ ayrımların sayı çox olduqda, bəsləyici suyun entalpiyası (və ya temperaturu) çox yüksəldiyindən buxar qazanının su ekonomayzerinin rolu azalır. Bu isə buxar qazanından çıxan tüstü qazlarının temperaturunun artmasına səbəb olur. Nəticədə, buxar qazanının f.i.ə. aşağı düşür.

Müasir güclü turbinlərdən 7...9-a qədər regenerativ buxar ayrımı götürülür və bəsləyici suyun temperaturu 230 ... 275° S olur.

Bəsləyici suyun regenerativ qızdırılması üçün səthli və qızdırıcı tipli regenerativ qızdırıcılardan istifadə olunur.

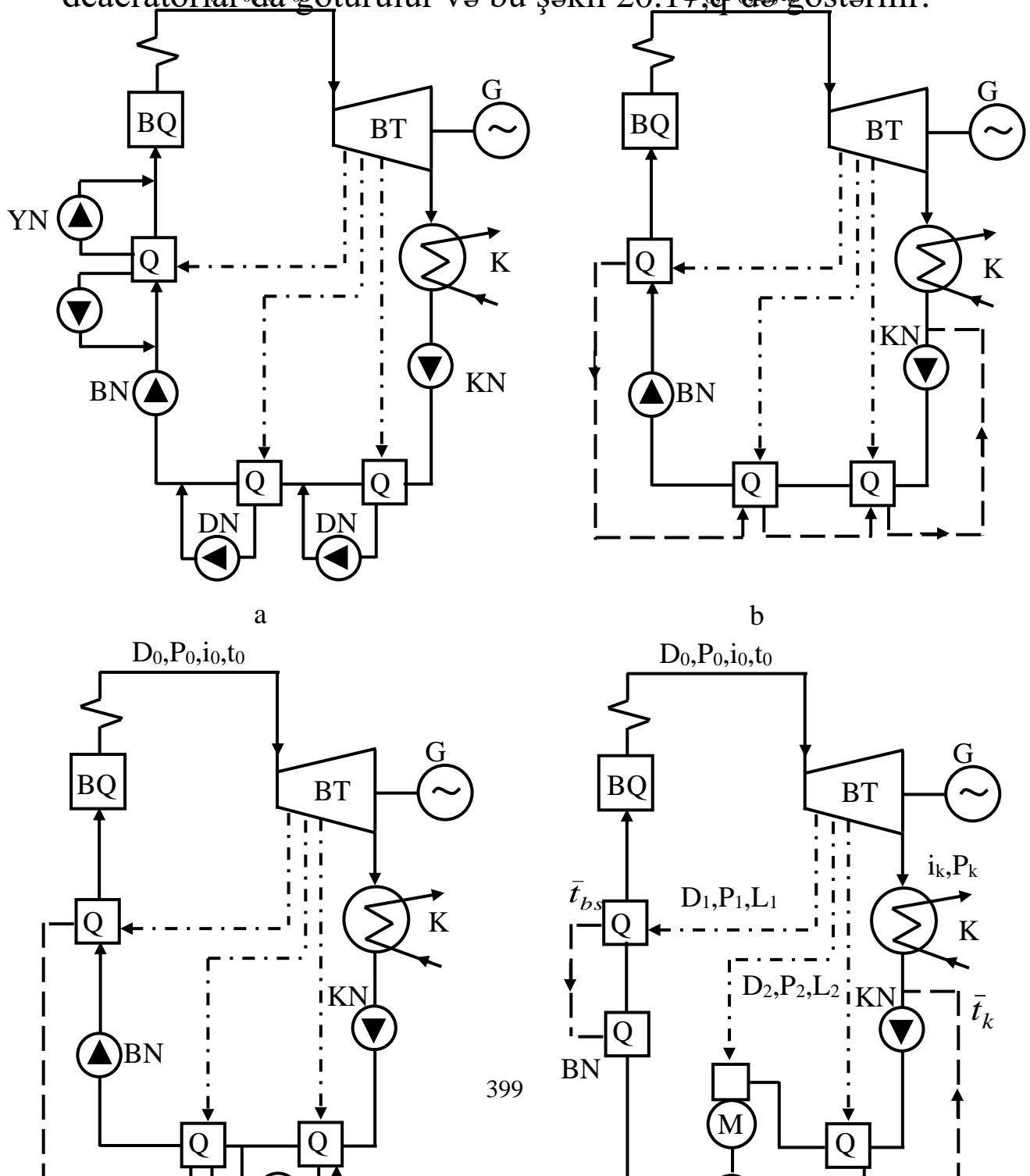
Qarışdırıcı qızdırıcılarda bəsləyici suyu ayırım buxarın doyma temperaturuna kimi qızdırmaq olur. Qarışdırıcı qızdırıcılarda təchiz olunmuş kondensasiyalı elektrik stansiyasının sadə prinsiplial istilik sxemi şəkil 20.16-də göstərilir.



Şək.20.16. Qarışdırıcı qızdırıcılarla olan kondensasiyalı elektrik stansiyasının sadə prinsiplial istilik sxemi

Şəkildən görüldüyü kimi, 5 qarışdırıcı regenerativ buxar ayrımı vardır və hər qarışdırıcı qızdırıcıdan sonra nasos qoyulmuşdur. Bu nasosların bəziləri yüksək temperatur və təzyiq şəraitində işləməli olur. Ona görə də, bu sxemdən az istifadə edilir. Qarışdırıcı qızdırıcı kimi stansiyanın sxemində deaeratorundan istifadə olunur. Səthli qızdırıcılarda olan kondensasiyalı istilik elektrik stansiyasının (enerji blokunun) sadə prinsiplial istilik sxemləri şəkil 20.17-da göstərilir.

Regenerativ qızdırıcılar 20.17,b şəklindəki kimi birləşdirildikdə sxem ən aşağı qənaətliliyə malik olur. 20.17,v şəklində drenaj nasoslarının çox olması sxemi mürəkkəbləşdirir və istismar zamanı onun etibarlılığını azaldır. Ona görə də, 20.17 a, b sxemləri öz inkişafını tapmamışdır. Şəkil 20.17, v-dəki sxemin tətbiqi səmərəlidir. Göründüyü kimi, buxarın drenajı kaskad şəklində, yəni yüksək təzyiqli qızdırıcıdan (YTQ) alçaq təzyiqli qızdırıcılara aparıldıqdan sonra kondensat xəttinə vurulur. Bizim stansiyalarda səthli regenerativ qızdırıcılarla yanaşı qarışdırıcı qızdırıcı olaraq deaeratorlar da götürülür və bu şəkil 20.17,q-də göstərilir.



YTQ-ə gələn və eləcə də, digər qızdırıcılara daxil olan buxarın miqdarı həmin qızdırıcının istilik balans tənliyindən tapılır.

1 №-li *YTQ* üçün istilik balans tənliyini belə yazmaq olar:

$$D_1(i_1 - \bar{t}_{1g})\eta_q = D_{\delta c}(\bar{t}_{2.1} - \bar{t}_{bs})$$

və ya hissə ilə

$$\alpha_1(i_1 - \bar{t}_{1g})\eta_q = \alpha_{\delta c}(\bar{t}_{2.1} - \bar{t}_{bs})$$

buradan turbinin ayrımından buxarın miqdarını (D_1) tapmaq olar.

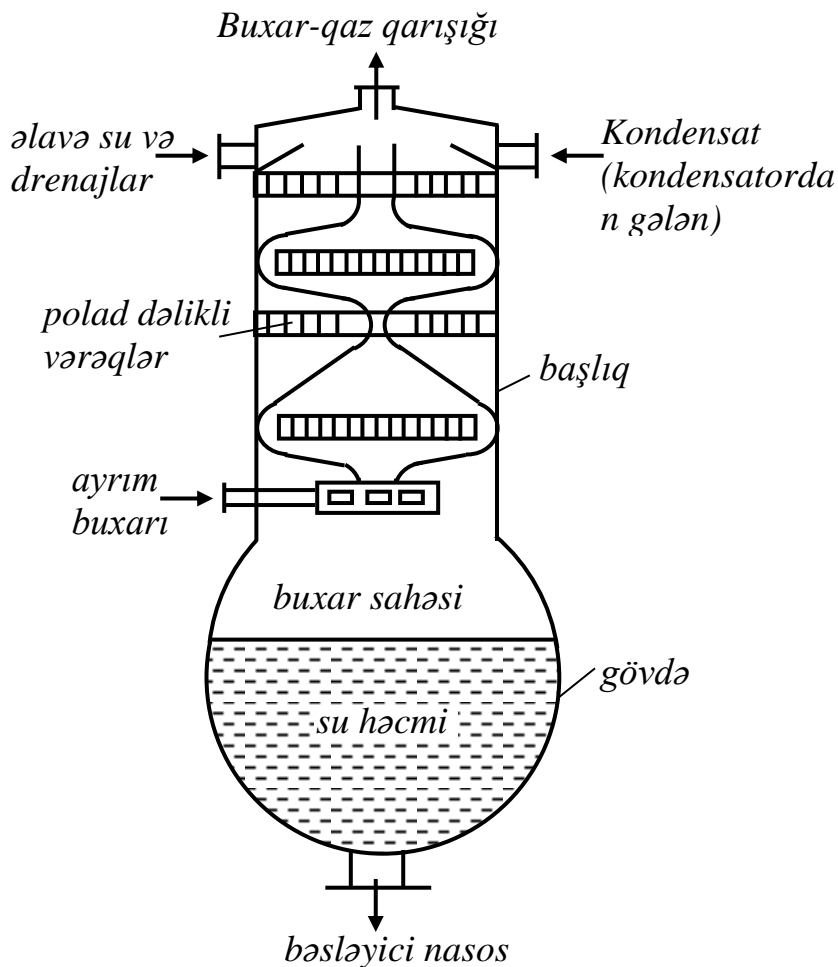
§20.3.4.3. Regenerativ qızdırıcıların tipləri və konstruksiyaları

Regenerativ qızdırıcılar qarışdırıcı və səthli olurlar.

Qarışdırıcı qızdırıcılar. Bu tip qızdırıcılarda kondensat turbinin ayrımından gələn buxarla görüşərək qızır. Şəkil

18.28-dən göründüyü kimi, qarışdırıcı qızdırıcı (deaerator) başlıq və gövdədən ibarətdir.

Deaeratorun başlıq hissəsində hündürlük boyu müxtəlif məsafələrdə, qalınlığı 5...8 mm və çoxlu deşiklər olan polad vərəqlər yerləşdirilir. Başlığın yuxarı hissəsinə müxtəlif su selləri, aşağı hissəsinə isə turbindən gələn buxar verilir. Başlığın yuxarisından tökülən su polad lövhələrdən keçərək yağış şəklinə düşür və aşağıdan verilən buxar isə bu yağış damcılarını perpendikulyar istiqamətdə kəsərək yuxarıya doğru ilanvarı hərəkət edir. Belə halda yuxarıdan aşağıya tökülən su damcıları deaeratora daxil olan ayırım buxarın təzyiqinə uyğun qaynama temperaturuna kimi qızır. Eyni zamanda sudan həll olmuş qazlar (O_2 , CO_2 , N_2) ayrılır. Ayrılmış qazlar başlığın yuxarı hissəsindən buxarla qarışıq halda çıxır. Qaynama temperaturuna çatdırılmış və qazlardan təmizlənmiş su deaeratorun gövdə hissəsinə (su həcminə) yığılır və buradan bəsləyici nasosa daxil olur.



Şək.20.18. Qarışdırıcı qızdırıcının sxemi.

Qarışdırıcı qızdırıcının (deaeratorun) aşağıdakı müsbət və mənfi cəhətləri vardır:

- daxil olan su sellərinin qaynama temperaturuna qədər qızması;

- onda suda həll olmuş qazların ayrılması;

- başlıq hissəyə müxtəlif su və buxar sellərinin verilməsinin mümkün olması;

Mənfi cəhətlər:

- gövdədə böyük su həcmnin tələb olunması;

- bu qızdırıcıdan sonra nasos tələb olunması və bu nasosun normal işləməsi üçün deaeratorla nasosun oxu arasında müəyyən səviyyə hündürlüyü olmalıdır.

Yüksək təzyiqli deaeratorlarda bu hündürlük 15...20 m, atmosfer tiplilərdə isə 8...9 m-dən az olmamalıdır. Deaeratorlar yüksək təzyiqli, atmosfer və vakuum tipli olurlar. İES-də yüksək təzyiqli (0,588 ... 0,686 MPa) deaeratorendən (buna bəsləyici su deaeratoru deyilir) istifadə olunur. Bundan başqa stansiyada əlavə suyun qızdırıcı və tsiklə vermək üçün atmosfer tipli deaeratorendən istifadə olunur (təzyiqi 0,1...0,11 MPa). Vakuum tipli deaeratorlardan şəbəkə suyunu əlavə su kimi verən zaman istifadə olunur.

Səthli qızdırıcılar. Regenerativ qızdırıcılara səthli qızdırıcılar aiddirlər.

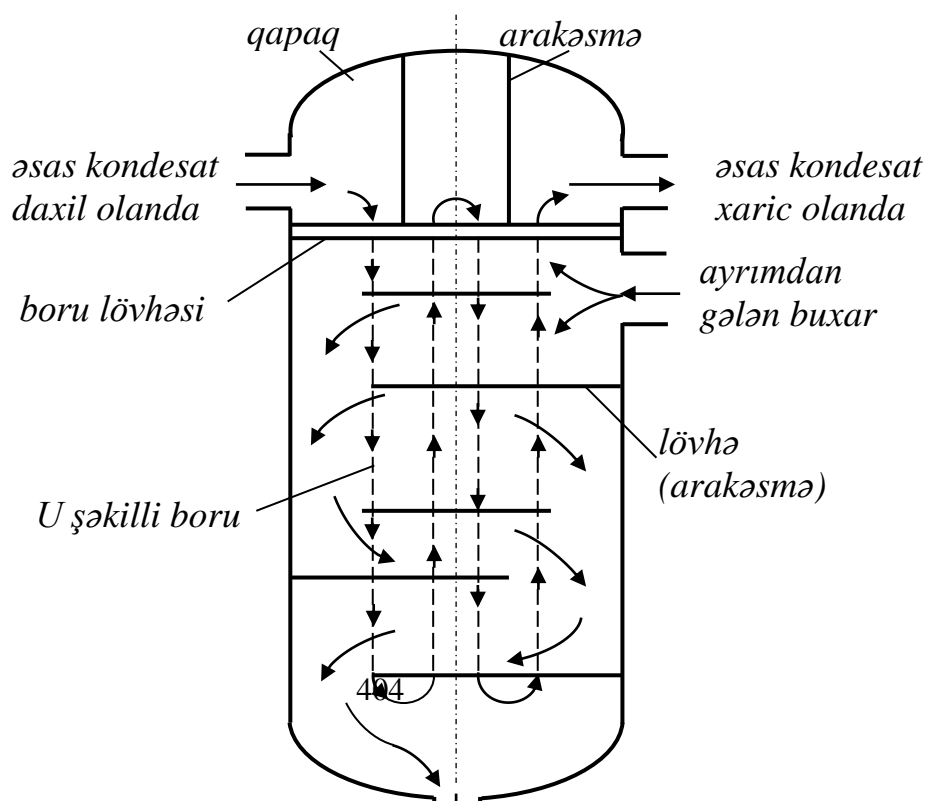
Səthli qızdırıcılarda qızdırılan bəsləyici su, kondensat, drenaj ayrım buxarı ilə bilavasitə görüşür. Bəsləyici su və kondensat boruların daxili ilə, buxar isə boruların xarici ilə hərəkət edir. Belə halda buxar öz istiliyini boruların divarı vasitəsi ilə bəsləyici suya (və ya kondensata) ötürərək boruların xarici səthi üzərində kondensatlaşır və qızdırıcının gövdəsinin aşağı hissəsindən xaric olur. Səthli qızdırıcılar alçaq və yüksək təzyiqli qızdırıcılara ayrılırlar.

İES-in prinsipial istilik sxemində alçaq təzyiqli səthli qızdırıcılar kondensat nasosu ilə deaerator arasında, yük-

sək təzyiqli səthi qızdırıcılar isə bəsləyici nasosla buxar qazanı arasında yerləşdirilirlər.

Alçaq təzyiqli səthli qızdırıcının sadə konstruktiv sxemi şəkil 20.19-də göstərilir. Qızdırıcı, gövdə və qapaq hissələrdən ibarətdir. Bunların arasında boru lövhəsi yerləşdirilmişdir. Boru lövhəsinə U-şəkilli borular bərkidilir.

Şəkildən göründüyü kimi, qızdırılan kondensat, qapağın sol hissəsindən sol su kamerasına daxil olur. Arakəsmə olduğundan, su boruların daxili ilə aşağı enir (yəni bir yol gedir), sonra isə su dönərək boruların daxili ilə yuxarıya doğru hərəkət edərək (yəni 2-ci yol gedir) orta su kamerasına daxil olur (yığılır) və oradan üçüncü, və sonra dördüncü dəfə yol getdikdən sonra qapağın sağ tərəfindən xaric olur. Turbindən götürülən ayırım buxarı gövdənin boruları arasında qalan sahəyə verilir və qoyulmuş arakəsmələrin hesabına aşağıya doğru ilanvarı şəkildə hərəkət edir. Belə hərəkət zamanı buxar boruların bütün səthi ilə görüşə bilir. Nəticədə, buxar öz istiliyini boruların divarı vasitəsi ilə suya ötürür. Nəticədə, su qızır, buxar isə kondensat halına keçərək gövdənin aşağı hissəsinə yığılır, buradan isə fasiləsiz olaraq xaric edilir. Kondensatın səviyyəsini daim eyni saxlamaq üçün kondensat tənzimlənir. Belə qızdırıcılar iki yolla hazırlanır.

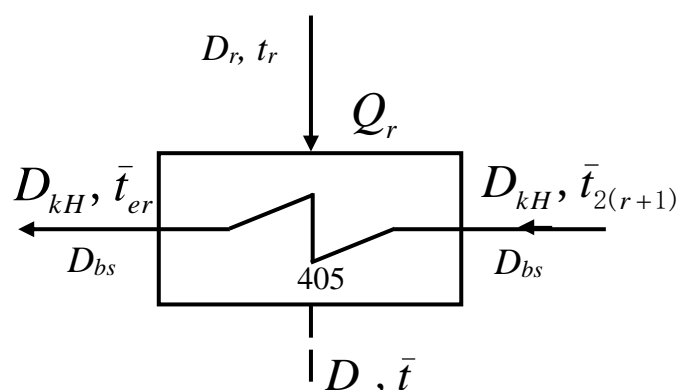


Yüksək təzyiqli qızdırıcılar su tərəfdən bəsləyici nasosun yaratdığı yüksək təzyiq altında işlədiklərindən onları boru lövhəli və yayma ilə hazırlamaq olmaz. Bu qızdırıcılarda borular spiral şəkilli hazırlanır və ucları gövdənin içərisində yerləşən vertikal kollektorlara qaynaq vasitəsi ilə birləşdirilir.

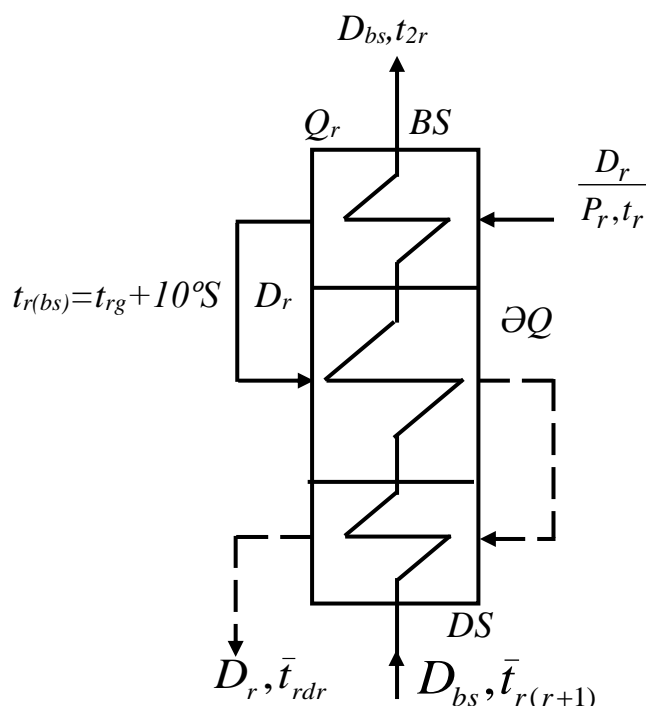
Səthli tipli qızdırıcılarda da müsbət və mənfi cəhətlər vardır. Müsbət cəhəti ondan ibarətdir ki, özlərindən sonra nasos tələb etmirlər, yəni bu qızdırıcılar bir-biri ilə nasosuz ardıcıl qoşula bilirlər. Bunların mənfi cəhətləri isə, qızdırılan suyu qızdırıcıya daxil olan ayırım buxarın doyma temperaturuna qədər qızdırılmasının mümkün olmamasıdır (qızması $2...5^{\circ}\text{S}$ olur); suda həll olmuş qazları sudan ayırmaq olmur; müxtəlif su və buxar sellərini birləşdirmək olmur; konstruksiyası mürəkkəbdir; suyu eyni temperatura qədər qızdırmaq üçün qarışdırıcı qızdırıcıya nisbətən daha çox buxar sərf olunur.

Səthli qızdırıcıların özündən sonra nasos tələb etməmələri ən vacib üstün cəhətlərindən biridir. Buna görə də İES-də belə qızdırıcılardan geniş istifadə edilir.

Səthli tipli qızdırıcılar sadə və mürəkkəb tipdə hazırlanır. Sadə səthli tipli qızdırıcılar prinsipial istilik sxeminə aşağıdakı kimi göstərilir (şəkil 20.20).



Müasir *İES*-in enerji bloklarında *YTQ* mürəkkəb səthli qızdırıcılardan ibarətdir. Bu tip qızdırıcıda buxar soyuducusu (*BS*) və əlavə qızdırıcı (*ƏQ*) ilə yanaşı, həm də drenaj soyuducusu (*DS*) olur (şəkil 20.21).



Şək.20.21. Buxar soyuducusu (*BS*), əlavə qızdırıcısı (*ƏQ*) və drenaj soyuducusu (*DS*) olan mürəkkəb səthli qızdırıcının sxemi

§20.3.5. İstilik elektrik stansiyanın tam istilik sxemi

İstilik elektrik stansiyanın tam (ətraflı) istilik sxemi, işlək və ehtiyat avadanlıq daxil olmaqla onun bütün istilik avadanlığını və onları birləşdirən boru kəmərlərini lazımi armaturlarla birlikdə göstərən sxemə deyilir.

İES-in boru kəmərləri sisteminə buxar qazanlarını buxar turbinləri ilə birləşdirən boş boru kəmərləri aralıq qızıdırılmanın buxar kəmərləri, devertorla bəsləyici nasoslar, bəsləyici nasosların buxar qazanı arasındakı bəsləyici boru kəmərləri, eləcə də yığma – paylayıcı, dəyişdirici buxar və bəsləyici magistrallar daxildirlər. *İES*-də bunlara həmçinin xarici işlədicilərə verilən buxar ayrımlarının boru kəmərləri də aiddir.

İES-in etibarlı işləməsində boş boru kəmərlərin çox böyük əhəmiyyəti vardır. Bu kəmərlərin hər hansı bir hissəsində nasazlıq, gücün azalmasına və hətta sxem düzgün seçilmədikdə stansiyanın tamamilə dayanmasına səbəb ola bilər.

Boru kəmərlərin işdə etibarlılığı boru metallarının və armaturların xarakteristikasından, onların möhkəmliyindən və buraxılan gərginliyin qiymətindən, hissələrin qaynaq birləşməsinin keyfiyyətindən asılıdır.

Tam istilik sxeminin işlənməsi zamanı boş, köməkçi boru kəmərlərinin sxemi, blokların və elektrik stansiyasının istilik mexaniki avadanlıqlarının buraxılma və saxlanılmanı təmin edən sxemlər, boru kəmərlərinin *DÜİST* üzrə diametri və qalınlığı, eləcə də paralel xətlərin sayı seçilir, bağlayıcı və tənzimləyici armaturlar (siyirtmələr, ventillər, tənzimləyici klapanlar), həmçinin mühafizə armaturları (əks və qoruyucu klapanlar) yerləşdirilir.

İES-də üç növ-blok, mərkəzləşdirilmiş və seksiyalı baş buxar kəmərlərinin sxemlərinə rast gəlmək olar.

Müasir və başlıca olaraq kritikdən artıq parametrlərlə işləyən *İES*-də sadəliyi, ucuzluğu və etibarlılığına görə o biri sxemlərdən fərqlənən, blok sxemindən geniş istifadə olunur

Mərkəzləşdirilmiş sxemdə yığma – paylayıcı materialları bir və ya paralel iki buxar kəmərləri şəklində həyata keçirmək olar. Əsas aqreqatların sayından asılı olaraq, magistralların etibarlılığını artırmaq üçün onları cüt siyirtmə-

lərlə hissələrə ayırmaq lazımdır. Əks halda magistralın bir yerinin zədələnməsi bütün stansiyanın dayanmasına səbəb olar.

Seksiyalı sxemdə hər bir buxar qazanından uyğun turbinə buxar kəməri aparılır və bu kəmərdən dəyişdirici magistrala qol ayrılır. Lazım gəldikdə seksiyalı blok sxeminə çevrilə bilər. Bu halda dəyişdirici magistrala gedən qoldakı siyirtmə bağlanılır.

Seksiyalı və mərkəzləşdirilmiş sxemlərdən gücü böyük olmayan kondensasiyalı elektrik stansiyalarında, istilik elektrik mərkəzlərində istifadə edilir və ehtiyat buxar qazanı magistrallara birləşdirilir.

Baş bəsləyici boru kəmərlərinin sxemi əsasən *İES* quruluşundan asılıdır. Belə sxemlər baş buxar kəmərlərində olduğu kimi blok, mərkəzləşdirilmiş və seksiyalı sxemlərlə həyata keçirilir.

Boru kəmərlərindən axan maddənin temperaturu 450°S -yə qədər olduqda, karbonlu, $450\dots560^{\circ}\text{S}$ -də perlit sinfindən olan az legirlənmiş, $560\dots610^{\circ}\text{S}$ -də perlit-ferrit sinfindən olan xromlu və ya austenit paslanmayan poladlarından, $610\dots660^{\circ}\text{S}$ və yuxarı olduqda isə, çox legirlənmiş austenit sinfindən olan paslanmayan poladlardan istifadə olunur.

§20.3.6. İstilik elektrik stansiyalarının texniki su təchizatı

İstilik elektrik stansiyalarında su, əsasən müxtəlif buxar, hava və ya qaz sellərini, habelə yastıqlarındakı yağ soyutmaq üçün istifadə olunur. Bunlardan əlavə su, stansiyanın daxili (buxar və kondensat) və xarici (istilik işləyicilərində) itkilərin yerini doldurmaq, külü və şlakı nəql etmək, habelə digər texniki və təsərrüfat məqsədləri üçün sərf olunur.

Kondensasiyalı elektrik stansiyalarında kondensatorlara çoxlu miqdarda soyuducu su sərf olunur. Məsələn, gücü 1 mln.kW -a yaxın olan elektrik stansiyası üçün Moskva çayının sərfinə, bərabər (yəni $40 \text{ m}^3/\text{san-yə}$) soyuducu su tələb olunur.

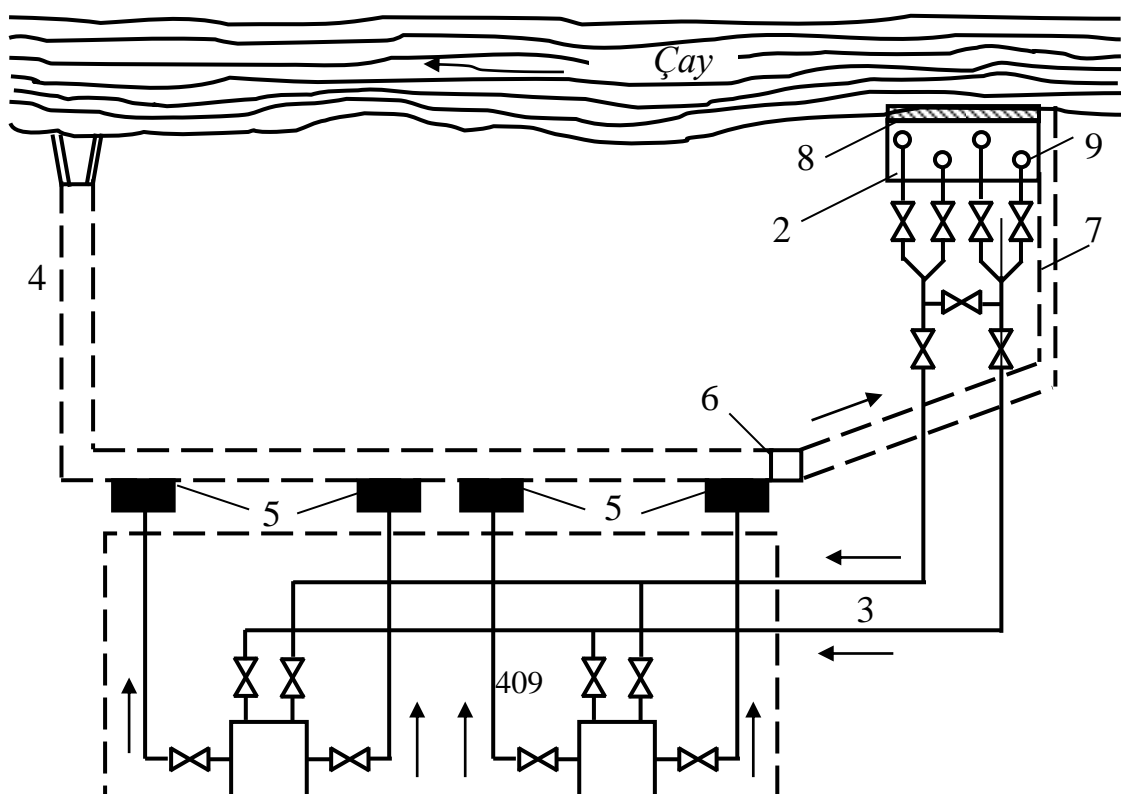
Elektrik stansiyasını su ilə təchiz etmək üçün adətən dənizlər, çaylar və ya göllərdən istifadə olunur.

İES-də iki cür su təchizatı sistemindən istifadə olunur. Bunlardan biri düzaxımlı, digəri isə dövran sistemi və ya dövri su təchizatı sistemidir.

Düzaxımlı su təchizatı sistemində çaydan, dənizdən və ya göldən götürülən su bir dəfə kondensatordan keçir, sonra isə götürüldüyü yerdən bir qədər uzaqda yerləşən sahəyə təkrar qaytarılır.

Stansiyaların çoxunda su təchizatı şəkil 20.22-də göstərilən düzaxımlı sxem ilə aparılır.

Dəniz və ya çay sahilindəki mərkəzi nasos stansiyasında qoyulan birpilləli dövran nasosları ilə götürülən su, basqı su kəmərləri vasitəsi ilə elektrik stansiyasının turbin se-xində olan kondensatorlara verilir. Kondensatorlardan çıxan soyuducu su sifon quyulara daxil olur, oradan isə öz-özünə axan kanal ilə dənizə və ya çayın axar istiqamətinə tökülür.



Ölkəmizdəki kondensasiyalı elektrik stansiyalarının, xüsusən də istilik işlədiciləri yaxınlığında tikilən istilik-elektrik mərkəzlərinin çoxunda su təchizatı, su sərfi il ərzində dəyişən kiçik çaylara əsaslandırılır. Belə hallarda müxtəlif tipli soyuducuları olan su təchizatının dövrü sistemlərindən istifadə edilir.

Dövrü su təchizatı sistemində kondensatordan çıxan su soyuduculara göndərilir, oradan isə soyudulmuş su dövrən nasosları ilə təkrar kondensatorlara vurulur.

Dövrü su təchizatı sistemində suyun buxarlanması, səpələnməsi, süzülməsi və s. nəticəsində bir qədər su itkisi əmələ gəlir. Bu itkinin yerini doldurmaq üçün kiçik çaylardan və ya artezian quyularından əlavə su götürülür. Dövrü su təchizatı sistemində itkiləri əvəz edən suyun miqdarı düzaxımlı sistemə sərf olunan bütün suya nisbətən 12...15 dəfə az olur ki, bu da dövrü su təchizatı sistemi ilə işləyən böyük elektrik stansiyalarını kiçik çayların yaxınlığında tikməyə imkan verir.

Dövrü su təchizatı sistemində suyu soyutmaq üçün gölməçə soyuducularından, səpələyici hovuzlardan və qradirni –soyuducularından istifadə olunur.

Bu soyuducularda, suyun bir hissəsinin buxarlanması və istiliyin bilavasitə soyuq havaya verilməsi nəticəsində soyuyur.

Gölməçə soyuducularını kiçik çayları bəndlə kəsmə yolu ilə və ya süni sürətdə yaratmaq olar.

İstiliyin gölməçə səthindən xaricə verilməsi meteoroloji şəraitdən, yəni havanın temperaturundan, onun sürətindən və s.-dən asılıdır. Təcrübədən tapılmışdır ki, gölməçənin hər kvadrat metr səthindən saatda $400...1200 \text{ kJ}$ istilik xaric edilir. Orta hesabla hər kW güc üçün kondensasiyalı stansiyalarda $7...10 \text{ m}^2$ gölməçə səthi lazımdır. Məsələn, stansiyanın müəyyən edilmiş gücü 100 min kW -a bərabər olarsa, gölməçənin soyutma səthi $7 \cdot 10^5...1 \cdot 10^6 \text{ m}^2$ olmalıdır.

Gölməçə soyuducularından istifadə etdikdə, yenə düzaxımlı su təchizatı sxemlərinin biri tətbiq oluna bilər. Kondensatorlardan çıxan soyuducu su kanal vasitəsilə gölməçənin sahil nasos stansiyası yerləşən yerin əks tərəfinə buraxılır.

Gölməçəni bir qədər uzunsov düzəltmək lazımdır. Gölməçə dairəvi və ya kvadrat şəkilli olduqda, onun su burulğan səthləri artır. Bu isə gölməçənin bütün səthindən səmərəli istifadə etmək imkanını azaldır.

Elektrik stansiyasının yaxınlığında lazımı qədər su mənbələri olmadıqda, səpələyici hovuzlardan və ya qradirni-soyuduculardan istifadə olunur. Bunların tutduğu sahə gölməçələrə nisbətən dəfələrlə az olur.

Səpələyici hovuzlar və xüsusən qradirni – soyuducular istilik-elektrik mərkəzlərində geniş yayılmışdır. Bunlar da soyuducuların tutduğu sahənin ölçülərinin kiçildilməsinin olduqca böyük əhəmiyyəti vardır, çünki belə stansiyalar çox hallarda istilik işlədicilərinin mərkəzində tikilir.

Kondensatorlardan çıxan soyuducu su səpələyici hovuz soyuducusunda yerləşən borularda qoyulmuş soplolardan təzyiqlə səpələnir. Səpələyici hovuzun hər 1 m^2 sahəsində saatda $1,2...1,5 \text{ m}^3$ suyu soyuda bilər. Gücü 100 min kW -a bərabər kondensasiyalı elektrik stansiyasında

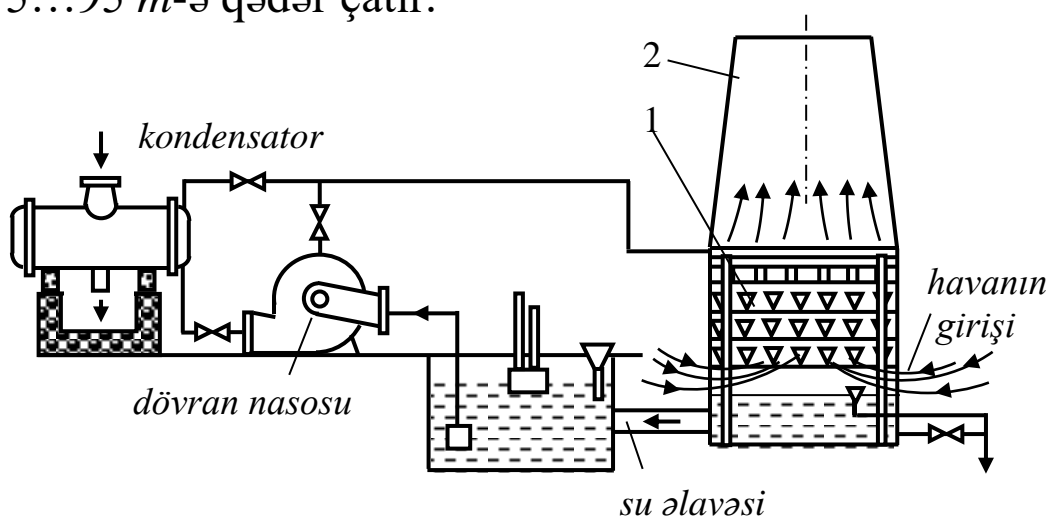
səpələyici hovuzda tələb olunan səth gölməçə soyuducusuna nisbətən 30...40 dəfə azdır.

Səpələyici hovuz düzbucaq şəklində hazırlanır. İstismar şəraitində səpələyici hovuzdan daha əlverişli istifadə etmək üçün, onun uzun tərəfi küləyin il ərzindəki əsas istiqamətinə perpendikulyar yerləşdirilməlidir. Küləyə olan müqaviməti artırmamaq üçün, hovuzun qısa tərəfi kiçik hovuzlarda 50 m-dən, böyük hovuzlarda isə 70 m-dən artıq olmamalıdır.

Əgər stansiyanın ərazisində səpələyici hovuzu qurmaq üçün lazımı sahə olmazsa, o zaman qradirni– soyuduculardan istifadə etmək olar. Bunların tutduğu sahə səpələyici hovuzla nisbətən 2...3 dəfə az olur.

Qradirni – soyuducuları iki hissədən ibarət olan qüllədir (şək 20.23). Hündürlüyü 8...10 m-ə bərabər olan aşağı hissədə suvarma su paylayıcı qurğu yerləşdirilir. En kəsiyi nisbətən kiçik və hündürlüyü 20...95 m olan yuxarı hissə isə suyu soyutmaq üçün lazımı təbii hava dartımı yaradan sovurucu qüllədir.

Qradirni – soyuducu qurğunun yuxarı hissəsi ya yuxarıya doğru getdikcə daralan piramida şəkilli metal karkasa alınmış ağacdan və ya səthi hiperbolik dəmir-betondan hazırlanır. Dəmir-beton hiperbolik qüllənin hündürlüyü 75...95 m-ə qədər çatır.



Şək. 20.23. Qradirni ilə dövrü su təchizatı:

1 – suvarma quruluşu; 2 – sorucu qüllə

Kondensatorlardan çıxan isti su dövrən nasoslarının basqısı ilə qradirni – soyuducu qurğunun aşağı hissəsinin yer səthindən 8...10 m hündürlükdə olan yuxarı səviyyəsinə daxil olur.

§20.3.7. Elektrik və istilik enerji tələbediciləri

İES-in xüsusiyyətləri ondan ibarətdir ki, bu stansiyalarda hər hansı anda istehsal olunan elektrik enerjisinin ümumi miqdarı tələb olunan elektrik enerjisinin miqdarına uyğun olur. Başqa sözlə, elektrik stansiyalarında ani vaxtda tələb olunan və ya işlədilən miqdarda elektrik enerjisi istehsal olunur.

Buna görə də istehsal olunan elektrik enerjisinin miqdarı (saatda, gün ərzində, ayda və ildə) dəyişən olur.

Hal-hazırda elektrik stansiyaları ümumi sistemdə işləyirlər. Lakin bəzən stansiyaların yerləşdiyi sahənin uzaqlığından asılı olaraq, onları ümumi enerji sisteminə birləşdirmək bir qədər çətinlik törədir. Ona görə də belə stansiyalar ətraf rayonu təkbaşına elektrik və istilik enerjiləri ilə təmin edirlər. Sonralar bu stansiyalarda ümumi enerji sistemə birləşdirilmələri nəzərdə tutulur.

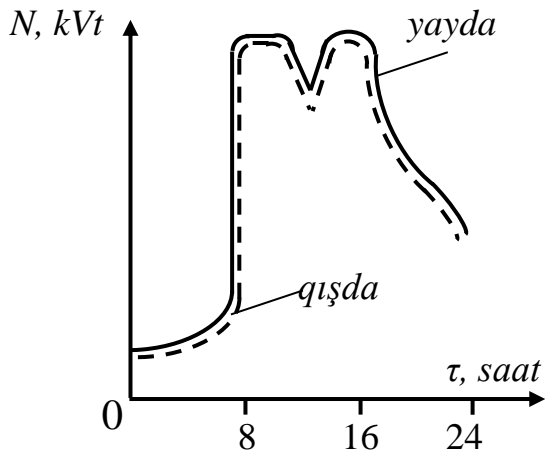
Əsas elektrik tələbedicilər aşağıdakılardır: 1- sənaye və tikinti; 2- kənd təsərrüfatı; 3- şəhər və şəhərlərarası nəqliyyat; 4- işıq məişət təsərrüfatı; 5- xüsusi sərfiyyat və xətlərdəki itkilər.

Aparılan tədqiqatlar nəticəsində müəyyən edilmişdir ki, 1980-ci ildə istehsal olunan elektrik enerjisinin 55,2% -i sənaye və tikintiyə, 8,4% -i kənd təsərrüfatına, 7,9% -i nəqliyyata, 12,0 % -i işıq, məişətə sərf olunur. Elektrik stansiyasının xüsusi sərfiyyatı və elektrik xətlərindəki itkilər 15,0% və xarici ölkələrə verilən elektrik enerjisinin miqdarı 1,5% olmuşdur.

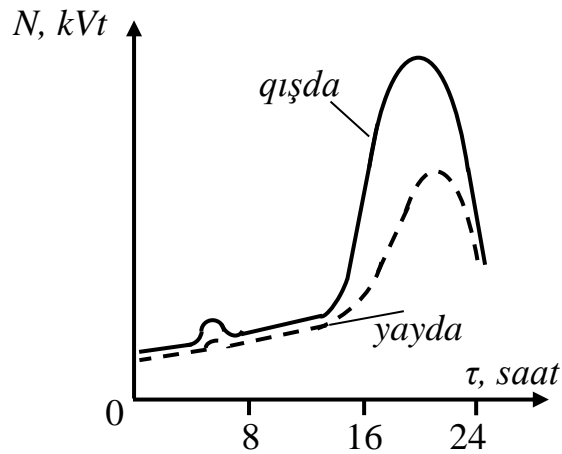
Son illər kənd təsərrüfatında suvarma və mexanikləşdirilmənin geniş tətbiq edilməsi nəticəsində elektrik enerji sərfi daha da çox artmışdır.

İES-in ani vaxtda yaratdığı gücə (istehsal etdiyi enerjiyə) onun yükü deyilir. Bu da vaxtdan asılı olaraq dəyişən olur.

İES-nin elektrik yükünün vaxtdan asılı olaraq dəyişməsinə göstərən qrafikə elektrik yük qrafiki deyilir. Enerji sistemindən və elektrik stansiyasından ötrü ən əhəmiyyətli qrafik gündəlik (sutkalıq) yük qrafikidir. Şək. 20.14. və 20.25-də gündəlik (sutkalıq) sənaye və işıq – məişət elektrik yüklərinin qrafikləri göstərilir.



Şək. 20.24. Sənaye elektrik yüklərinin yük qrafiki



Şək. 20.25. İşıq-məişət elektrik yüklərinin yük qrafiki

Şəkil 20.15-dən göründüyü kimi sənaye elektrik yükünün maksimum qiyməti gündüz vaxtına təsadüf edir. Ona görə ki, bu vaxt həm iki, həm də üç növbəli işləyən sənaye müəssisələrinin hamısı işləyir. Səhər vaxtı (saat 7... 8-də) sənaye elektrik yükü kəskin artır, nahar fasiləsi zamanı isə bir qədər düşür. Gecə vaxtı sənaye elektrik yükü daha çox azalır. Yay aylarında isə zavod və fabriklərin avadanlıqları əsaslı təmirə saxlanıldığından, elektrik yükü bir qədər də az olur.

Şəkil 20.25-dən göründüyü kimi, işıq – məişət elektrik yükü səhər bir qədər yüksəlir və qış aylarında (dekabr-

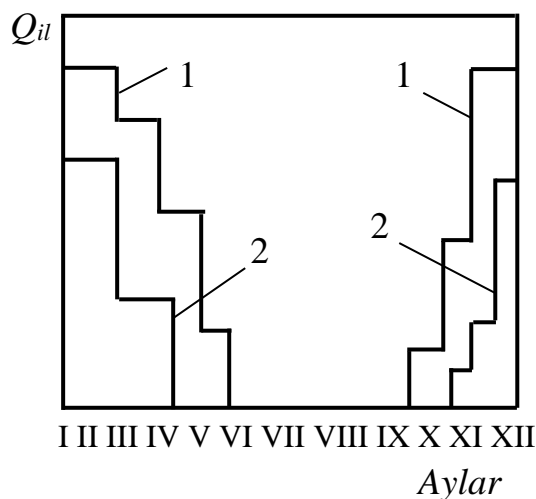
yanvar) *MDB*-nin orta qurşağında, saat 16-ya yaxın vaxtda, hava qaralan zaman getdikcə artıb maksimuma çatır.

İEM-in istilik yükü iki qrupa bölünür: 1- sənaye istilik yükü; 2- kommunal istilik yükü. Kommunal istilik yükü özü də iki yerə bölünür: a) istiləşdirmə və ventilyasiya istilik yükü; b) isti su təchizatı(məişət üçün) istilik yükü.

Sənaye istilik yükü il boyu müddətində olur və buxar şəklində ödənilir. Sənaye məqsədi üçün *İEM*-dən təzyiqli, adətən 0,7...1,6 *MPa* (bəzən 4 *MPa*) qədər olan buxar verilir. Buxar kameralarında istilik itkisini azaltmaq üçün *İEM*-dən verilən buxar qızışmış olur. *İEM*-dən istiləşdirmə ventilyasiya və məişət tələbatı üçün şəhər şəbəkələrində temperaturu 70⁰S-dən 180⁰S-yə qədər olan isti su verilir.

İEM-in istilik yükü, sənayeyə buraxılan buxar və məişət üçün verilən isti suyun temperaturu praktiki olaraq xarici havanın temperaturundan asılı deyildir. Lakin yay aylarında bu yük bir qədər az olur. Sənaye müəssisələrinin gündəlik istilik yük qrafiki elektrik yük qrafiki kimidir. İstiləşdirmə və ventilyasiyaya sərf olunan istilik yükü xarici havanın temperaturundan asılıdır və mövsüm xarakteri daşıyır. İstiləşdirmə və ventilyasiyaya sərf olunan istiliyin miqdarı qışda daha çox, yay aylarında isə sifira bərabər olur.

Şəkil 20.26-də illik istiləşdirmə yük qrafiki göstərilmişdir. 1 və 2 maksimum və minimum miqdarıdır.



Şək. 20.26. İllik istiləşdirmə yük qrafiki

§20.4. Atom elektrik stansiyaları və onun xüsusiyyətləri

Sülh məqsədləri üçün atom enerjisindən istifadə etməklə 1954-cü ildə ilk dəfə keçmiş Sovet İttifaqında elektrik enerjisi istehsal edən birinci atom elektrik stansiyası qurulmuşdur. Sonralar atom elektrik stansiyaları (AES) başqa ölkələrdə, o cümlədən, 1965-ci ildə İngiltərədə Kolder-Xollda, ABŞ-da Şippinq-Nortda işə buraxılmışdır. Hazırda bir çox yüksək sənaye ölkələrində atom energetikası intensiv sürətdə inkişaf etdirilir.

AES-in enerji mənbəyi nüvə yanacağıdır. Təbii uran 238 tərkibində 0,712 % olan uran 235 öz-özünə 10 mln. km/s. qədər böyük hərəkət sürəti olan “iti” neytronları ayırır. Təbii uranla parçalanan uranın miqdarı çox az olduğundan, “İnert” uran – 238 neytronların çox hissəsini udur, buna görə də zəncirvari reaksiya davam etmir. Təbii uranda parçalanan uranın xeyli (20...50% və hətta 900 qədər) hissəsini zənginləşdirmək yolu ilə, “iti” neytronların enerjisindən istifadə edərək, zəncirvari reaksiyanın davam etməsini yaratmaq olar. Zənginləşdirmə mürəkkəb və bahalı texnoloji proseslərin həyata keçirilməsini tələb edir. Alınan uran 235 ilə zənginləşdirilmiş uranın qiyməti təbii urandan 10, hətta 100 dəfələrlə artıqdır.

Uran 235 nüvəsinin parçalanma effektivliyini “istilik” neytronları adlanan və sürəti 22 m/s olan “yavaş” neytronlarla “bombardman” etməklə xeyli yüksəltmək mümkündür. Belə hallarda təbii uranı uran-235 ilə az (1,5...5 %) zənginləşdirməklə reaksiyanı davam etdirmək olar. Effektiv yavaşdırıcılar kimi kiçik atom çəkili olan: adi (H_2O) və ağır (D_2O) su, qrafit şəkilli karbon, berillium (yüngül metal) və s. cisimlərdən istifadə etmək olar.

Aktiv zonada zəncirvari reaksiyanın davam etməsi üçün bombardmançı neytronların əsas miqdarını saxlamaq lazımdır. Bunun üçün uran kütləsi səthinin həcminə olan nisbəti çox böyük olmamalıdır. Uran nüvəsinin parçalanması zamanı ayrılan enerjiden istifadəyə imkan verən qurğu nüvə reaktoru adlanır. 1 kg uran 235 parçalandıqda 20 milyon *kW saata* qədər ekvivalent enerji ayrılır. Bu da 1 kg üzvi (şərti) yanacağıın yanması zamanı alınan enerjiden 2,5 milyon dəfə çoxdur. Uran kütləsində bu enerji istilik enerjisi şəklində ayrılır. Bu enerjiden istifadə etmək, uranı soyutmaq və onu yolverilən temperaturda (660°S yuxarı olmamaq şərti ilə) saxlamaq üçün istilikdaşıyıcısı lazımdır. İstilikdaşıyıcısı kimi adi və ağır su, qazlar (karbon, helium və s.) ərimiş maye metallar (natrium, kalium, bunların xəlitələri: biomot, qurğuşun, bunların xəlitələri) ola bilər.

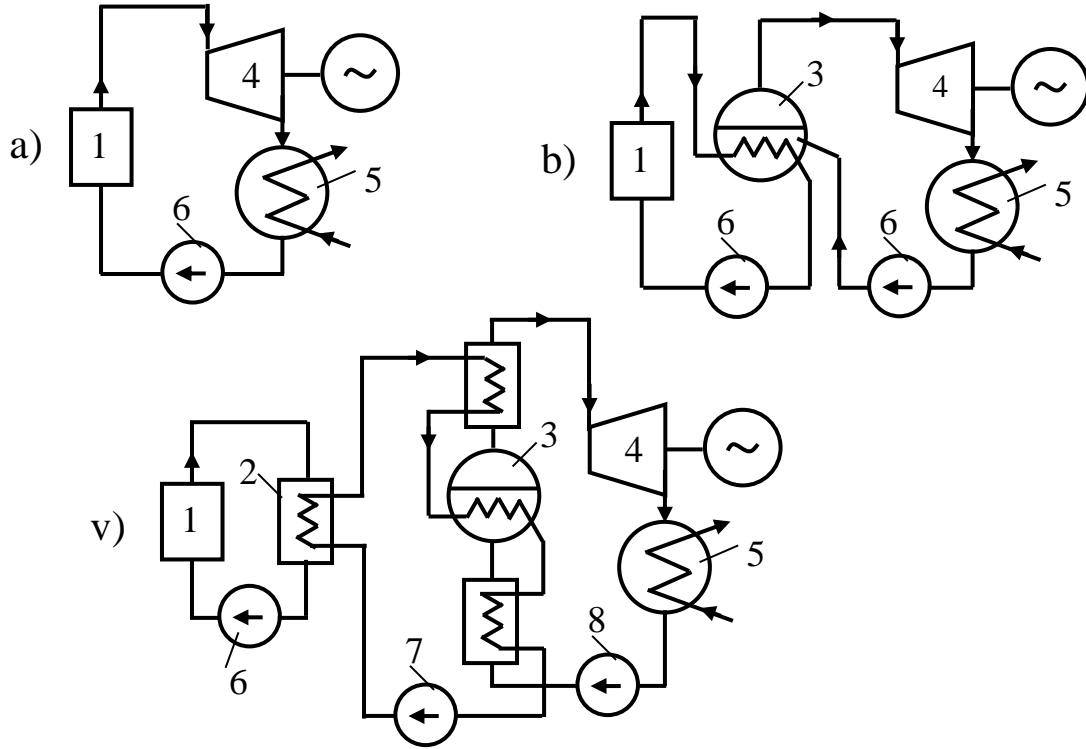
Beləliklə, yavaşlaşdırıcı və istilikdaşıyıcıların növünə görə nüvə reaktorları su və yaxud qrafit (bəzən berillium) yavaşlandırıcılara, su, qaz və yaxud maye metal istilikdaşıyıcılara ayrılır.

Nüvə reaktorlarında təbii uran 238 əvəzinə təbii ağır element torium 232 ilə hər hansı nüvə enerjisinin ilk mənbəyi qarışığından istifadə etmək olar. Nüvə enerjisinin ilk mənbəyi kimi süni izotoplar: məsələn, uran 238-dən alınan plutonium 239 və yaxud torium 232-dən alınan uran 235 ola bilər.

AES-in üç növ prinsipial sxemi şəkil 20.27-də verilmişdir. Birkonturlu sxemdə (a) nüvə reaktorunda su buxara çevrilərək turbinə verilir. İkikonturlu sxemdə (b) nüvə reaktoru birinci konturun su və yaxud qaz istilikdaşıyıcısı ilə soyudulur və öz istiliyini aralıq istilikdəyişdiricisində ikinci konturdakı sudan buxarın alınmasına sərf edir. Üçkonturlu sxemdə (v) reaktorun soyudulması üçün maye metallardan istifadə olunur ki, o da reaktorlarda aralıq radioaktivlik alır. Birkonturlu sxemlər ən sadədir və onların tətbiqinin perspektivi vardır.

Üçkonturlu sxemlər müəkkəb və bahadırlar, onların tətbiqi çox məhduddur.

Hal-hazırda ikikonturlu sxemlər geniş yayılmışdır. Bunlarda reaktorun aktiv zonasını soyudan istilikdaşıyıcı (su, qaz) birinci konturda, işlək cisim (su və su buxarı) isə ikinci konturda dövrən edir. İstilik istilikdaşıyıcıdan işlək cismə xüsusi istilik dəyişdiricidə - buxar generatoruna ötürülür. Buxar generatoru bir-birilə ardıcıl birləşən üç istilikdəyişdiricisindən ibarətdir. Bunlarda ikinci konturdakı işlək cisim əvvəl qızdırılır, sonra buxara çevrilir və daha sonra isə qızışdırılır.



Şək. 20.27. Konturların sayı müxtəlif olan AES sxemlərinin növləri: a – birkonturlu; b – ikikonturlu; v – üçkonturlu; 1 – nüvə reaktoru; 2 – aralıq istilikdəyişdirici; 3 – buxar generatoru; 4 – buxar turbini; 5 – kondensator; 6 – nasos; 7, 8 – birinci və ikinci konturun dövrən nasosları.

Birinci AES-in f.i.ə. 17...25 % bərabər idisə, hal-hazırda işləyən və layihə olunan iri güclü AES-lərin f.i.ə. 30 ... 40 %-ə çatır.

§20.4.1. AES-in buxar turbinləri

Atom elektrik stansiyaları üçün turbin qurğularının seçilməsi stansiyada qurulan reaktorlardan asılıdır. Reaktorun buxarı yüksək başlanğıc parametrlı olanda, bəzən buxar generatorlarında aralıq buxar qızdırılmadan istifadə olunanda, turbinə gələrəkən buxarın radioaktiv olmaması şərtilə AES-in turbinləri və turbin qurğuları adi istilik stansiyalarında istifadə olunanlardan seçilmir. AES-də reaktorlardan yüksək təzyiq altında su xüsusi qızdırıcıya (buxar generatoruna) veriləndə, elektrik stansiyasının sxemi iki konturlu olur. Turbinə radioaktiv olmayan, doymuş və yaxud zəif qızışmış buxar daxil olur.

Bu zaman buxarı separasiya etmək və aralıq qızdırmaq üçün turbinin müəyyən xüsusiyyətləri olur.

Nəhayət, elektrik stansiyalarda reaktorlar radioaktiv doymuş buxar hasil etdikdə (birkonturlu cəxem) turbinin yuxarıda göstərilən xüsusiyyətləri olur və turbin yüksək radioaktiv element təşkil edir.

§20.4.2 AES turbinin qarşısında buxarın başlanğıc təzyiqinin seçilməsi

Turbinə qızışmış və yaxud doymuş buxar verildikdə, başlanğıc temperatur sabit qalanda, buxarın başlanğıc təzyiqinin artması zamanı tsiklin termiki f.i.ə.-ni yalnız müəyyən qiymətə qədər artırır. Doymuş buxarla işləyən turbinlərdə bu təzyiq $P_0 \approx 17 \text{ MPa}$ olur. Lakin buxarın başlanğıc təzyiqi seçiləndə, nəzərə almaq lazımdır ki, doymuş buxarla işlədikdə ayrılıqda hər pillənin və bütün turbinin nisbi daxili f.i.ə. buxarın nəmlik dərəcəsiindən çox asılı olur. Başlanğıc təzyiq artdıqca buxarın nəmlik dərəcəsi, xüsusilə son pillələrdə artır, η_{oi} -da azalır. Bunu nəzərə alanda buxarın optimal başlanğıc təzyiqi $P_0 = 13 \text{ MPa}$

qədər enir. Qeyd etmək lazımdır ki, P_0 iki dəfə azalanda faydalılıq cəmişi 1,5... 2% azalır.

Turbini bilavasitə buxarla təmin edən, qaynayan reaktorlarda başlanğıc təzyiqin seçilməsinə bundan əlavə qaynama zamanı istilikayrıcı elementlərdən suya istilikvermə əmsalı da təsir göstərir. Bu istilikvermə əmsalı təzyiqdən asılıdır və onun maksimal qiyməti təxminən $P_0 \approx 7 \text{ MPa}$ olanda alınır. Turbinləri doymuş buxarla işləyən ikikonturlu sxemlərdə istilikdaşıyıcısının temperaturu doyma temperaturuna çatmamalıdır, çünki onun normal sirkulyasiyasını təmin etmək üçün qaynama bütünlüklə istisna olunmalıdır.

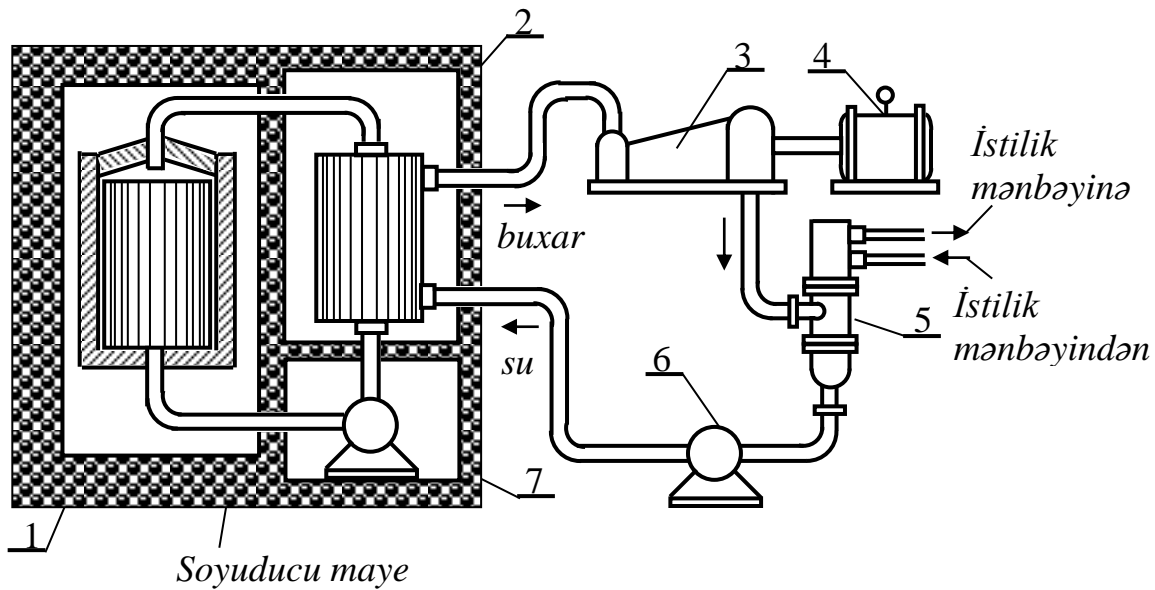
Buna görə də birinci konturda nisbətən yüksək təzyiq saxlanılanda da belə, reaktorun çıxışında temperatur 330°S -dən yüksək olmamalıdır.

İstilikdaşıyıcısının belə temperaturlarında buxar generatorunda, təzyiqi 7 MPa -a qədər olan doymuş buxar və yaxud az qızdırılma ilə nisbətən kiçik təzyiqdə qızışmış buxar almaq mümkündür.

İkinci halda təzyiq az olduğuna görə f.i.ə. bir qədər az alınır.

Yuxarıda yazılanlarla əlaqədar olaraq qeyd etmək olar ki, reaktorlar radioaktiv doymuş buxar hasil edəndə, AES-in turbininin girişindəki təzyiq $P_0 = 6,0...7,3 \text{ MPa}$ -dan yüksək olmur. Reaktorları qızışmış su hasil edən ikikonturlu AES-də $P_0 = 4,2...7,2 \text{ MPa}$ olur.

Atom elektrik stansiyasının prinsipal sxemi şəkil 20.28-da göstərilmişdir.



Şək.20.28. Atom elektrik stansiyasının prinsipal sxemi: 1 – nüvə reaktoru; 2 – istilik mübadilə qurğusu; 3 – turbin; 4 – elektrik generator; 5 – kondensator; 6 – təkrar istilik daşıyıcının nasosu; 7 – ilkin istilik daşıyıcının nasosu

§20.5. Maqnit-qazodinamik generatorlu elektrik stansiyaları

Statistika təsdiq edir ki, hal-hazırda insanlara elektrik enerjisinin 80%-ə qədərini istilik elektrik stansiyaları verir, bunların da ən yaxşılarının f.i.ə. 40...42 %-dən yuxarı deyildir.

60-cı illərin əvvəllərindən başlayaraq bir sıra ölkələrdə, xüsusilə, SSRİ və ABŞ-da maqnit qazodinamik (MQD) generatorlara (bu ideya hələ 100 il bundan qabaq Faradey tərəfindən təklif edilmişdir) maraq xeyli artmışdır. Bununla da elektrik stansiyaların f.i.ə.-nin yüksəldilməsinə cəhd edilir. Bundan başqa istilik enerjisini mexaniki enerjiyə çevirən avadanlıq tətbiq edilmədən, elektrik enerjisi qismən birbaşa alınmış olur. İstilik enerjisinin elektrik enerjisinə çevrilməsində istifadə olunan MQD üsulunun mahiyyəti ondan ibarətdir ki, maqnit sahəsində hərəkət edən yüksək temperaturlu korlanmış qazlar selində elektrik hərəkətedici qüvvələr və elektrik cərəyanı yaranır.

Qaz seli maqnit kanalında maqnit qüvvə xətlərini kəsməsi nəticəsində elektrodalarda – kollektorlarda daimi elektrik cərəyanı yaranır ki, onu da dəyişən cərəyana çevirmək olar. Qaz seli kanala adətən soplo vasitəsilə daxil edilir. Soplodə qazın istilik enerjisi istiqamətlənmiş hərəkətli kinetik enerjiyə çevrilir. Kanala diffuzor şəkilli forma verilir. Elektrik keçirici xassəli ionlaşmış qazın alınması ancaq çox yüksək temperaturda (2000...3000°S və yuxarı) mümkündür. Kanaldan qaz seli 1500...2000°S temperaturda çıxır. Beləliklə, *MQD* generatorundan çıxan qazların istiliyindən qaz turbinli və ya buxar turbinli qurğularda istifadə etməklə, elektrik stansiyasının bütövlükdə f.i.ə. müasir texnologiyaya əsasən 50 %-ə, sonralar isə 60 %-ə çatdırmaq mümkün olacaqdır ki, bu da yanacağa xeyli qənaət etməyə imkan verir.

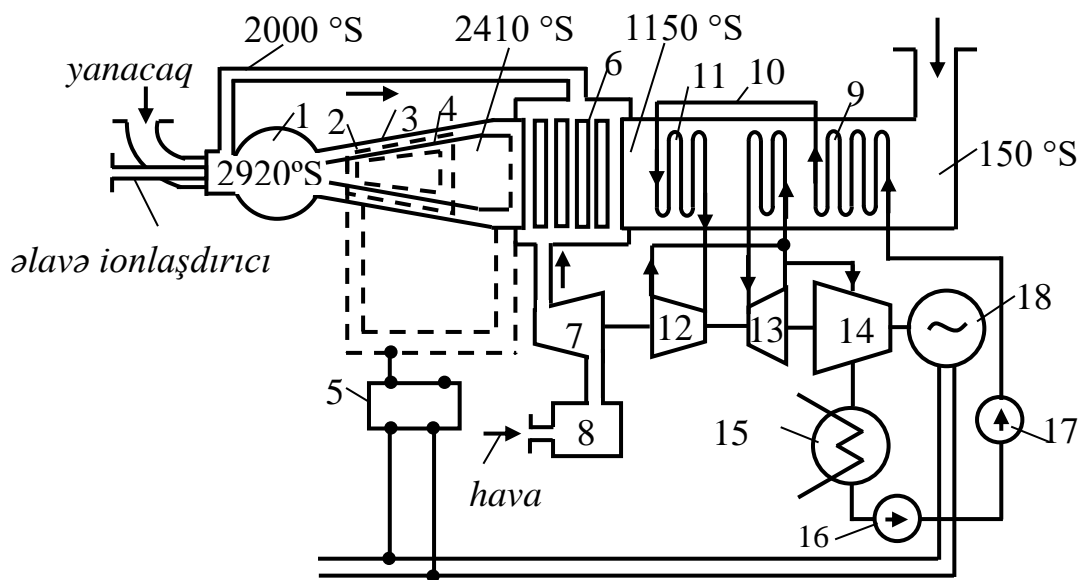
MQD generatorlu stansiyalar açıq və qapalı tsikl üzrə işləyə bilər. Yanacaq tsikldə işlək cisim kimi üzvi yanacaqların məhsullarından, qapalı tsikldə isə bir sıra maddələr (helium, arqon) və ionlaşdırıcı əlavələrdən istifadə edilir. Üzvi yanacaqların yanma məhsulu selinə qələvi metallar, inert qazlara (helium, arqon) isə daha da bahalı maddə, sezium əlavə etməklə ionlaşmış qazların keçiriciliyini artırmaq, selin temperaturunu isə müəyyən qədər azaltmaq olar.

MQD generatorlu qurğuların tətbiq edilməsi ilə əlaqədar olan problemlərdən biri oda və istiliyə davamlı materiallardan (metal oksidləri, keramika, bəzi təmiz metallar: volfram, molibden və s.) istifadə edilməsidir.

Şəkil 20.29-də üzvi yanacaqdan istifadə edən açıq tsikli *MQD* generatorlu elektrik stansiyasının istilik sxemi göstərilmişdir. Burada yanma kamerası və *MQD* generatorunun kanalı əsas elementlərə daxildir. İstilik faydalılığını yüksəltmək üçün *MQD* kanalından sonra qazların istiliyindən buxar turbinli qurğuda istifadə edilir.

Maqnit– qazodinamikasının əsas qanunlarını yoxlamaq və bu üsulu ilə elektrik enerjisinin alınma mümkünlüyünü göstərmək məqsədilə *ABŞ*-da ona qədər gücü 100 kW -dan $20\dots30\text{ MW}$ -a qədər *MQD* generatorlu iri təcrübi qurğular qurulmuşdur. Bu qurğular təmiz oksigendə və raket yanacağında işləmişlər və əslində ancaq yanma kamerasından və *MQD* generatorundan ibarət olub, fasiləsiz iş vaxtı saniyələrlə ölçülmüşdür.

Dünya alimləri həyatın tələbinə uyğun olaraq *MQD* enerji çevrilmə problemini tədqiq etməyə başlamışlar. Bu məqsədlə *Y-02* adlanan kiçik *MQD* generatorlu elektrik stansiyası tikilmişdir. Bu kompleks təcrübi *MQD* generatorlu istilik elektrik stansiyasının bütün əsas elementlərini özündə cəmləşdirir və onların işini dəqiq modelləşdirməyə imkan verir. Lakin *Y-02* qurğusu energetikada *MQD* üsulunun tətbiq edilməsi qarşısında duran bütün suallara cavab vermir və bu sahədə gələcək üçün atılmış mühüm bir addımdır. Hal-hazırda *Y-25* *MQD* generatorlu təcrübi – sənaye qurğusu işləyir.



Şək. 20.29. Üzvi yanacaq ilə işləyən açıq tsikilli *MQD* qurğusunun sxemi: 1-yanma kamerası; 2-elektrik maqnit; 3-diffuzor – kanal; 4-elektrod; 5-daimi cərəyanı dəyişən cərəyanə keçirən çevirici; 6-regenerator; 7-kompressor; 8-havanı oksigenlə zənginləşdirən qurğu; 9-buxar qazanının ekonomayzer və buxarlandırıcı qazma səthləri; 10, 11-aralıq və əsas buxar qızışdırıcıları; 12, 13, 14-turbinin yüksək, orta və alçaq təzyiqli silindrləri; 15-kondensator; 16-kondensat nasosu; 17-bəsləyici nasos;

ƏDƏBİYYAT

1. Məmmədov Ə., Hüseynzadə Ə. – Ümumi istilik texnikası. Bakı – “Maarif”, 1973.
2. Bədəlov Y.A., Bəşirov M.M. və b. Termodinamikadan mühazirə mətnləri. Bakı, AzTU, 1988.
3. Yusibov F.M. və b. İstilik enerjisinin aqrar istehsalatda tətbiq. Gəncə, AKTA – 1999.
4. Yusibov F.M. Ümumi istilik texnikasından praktikum. Gəncə, AKTA – 2002.
5. Bədəlov Y.A., Nazıyev Ə.M. İstilik ötürmə. Bakı, “Maarif”, 1999, 452 s.
6. Nazıyev Ə.M., Allahverdiyev A.M. Texniki termodinamika. Bakı, “Maarif”, 1999, 304 s.
7. Е.Ф. Быстрицкий. Основы энергетики. Москва, ИНФРА-М, 2007., 278 с.
8. Е.М. Росляков, И.П. Кравчук, В.В. Гладкевич, А.А. Дружинин «Энергосиловые оборудование систем жизнеобеспечения». Санкт-Петербург, Издательство «Политехника» 2004, 350 с.

Ə L A V Ə L Ə R

Quru doymuş su buxarı (temperatur üzrə)

Cədvəl 1

t	p	v'	v''	i'	i''	r	s'	s''
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0,006228	0,0010002	206,3	0	597,3	597,3	0	2,1865
1	0,006695	0,0010001	192,6	1,01	597,7	596,7	0,0037	2,1802
2	0,007193	0,0010001	172,9	2,01	598,2	596,2	0,0073	2,1739
3	0,007724	0,0010001	168,2	3,02	598,6	595,6	0,0109	2,1677
4	0,008289	0,0010001	157,3	4,02	599,1	595,1	0,0146	2,1615
5	0,008891	0,0010001	147,2	5,03	599,5	594,5	0,0182	2,1554
6	0,009532	0,0010001	137,8	6,03	599,9	593,9	0,0218	2,1493
7	0,010210	0,0010001	129,1	7,03	600,4	593,4	0,0254	2,1433
8	0,010932	0,0010002	121,0	8,04	600,8	592,8	0,0290	2,1373
9	0,011699	0,0010003	113,4	9,04	601,3	592,3	0,0326	2,1314
10	0,012513	0,0010004	106,42	10,04	601,7	591,7	0,0361	2,1256
15	0,017377	0,0010010	77,97	15,04	603,9	588,9	0,0536	2,0972
20	0,02383	0,0010018	57,84	20,04	606,0	586,0	0,0708	2,0699
25	0,03229	0,0010030	43,40	25,03	608,2	583,2	0,0877	2,0438
30	0,04325	0,0010044	32,93	30,02	610,4	580,4	0,1043	2,0188
35	0,05733	0,0010061	25,24	35,01	612,6	577,6	0,1206	1,9948
40	0,07520	0,0010079	19,55	40,01	614,7	574,7	0,1367	1,9719
45	0,09771	0,0010099	15,28	45,00	616,8	571,8	0,1525	1,9499
50	0,12578	0,0010121	12,04	49,99	619,0	569,0	0,1681	1,9287
55	0,16050	0,0010145	9,578	54,98	621,1	566,1	0,1834	1,9084
60	0,2031	0,0010171	7,678	59,98	623,2	563,2	0,1985	1,8889
65	0,2550	0,0010199	6,201	64,98	625,2	560,2	0,2134	1,8701
70	0,3178	0,0010228	5,045	69,98	627,3	557,3	0,2281	1,8521
75	0,3931	0,0010258	4,133	74,99	629,3	554,3	0,2426	1,8347
80	0,4829	0,0010290	3,408	80,00	631,3	551,3	0,2568	1,8180
85	0,5894	0,0010324	2,828	85,02	633,3	548,3	0,2709	1,8018
90	0,7149	0,0010359	2,361	90,04	635,2	545,2	0,2848	1,7862
95	0,8619	0,0010396	1,982	95,07	637,2	542,1	0,2986	1,7712
100	1,0332	0,0010435	1,673	100,10	639,1	539,0	0,3122	1,7566
105	1,2318	0,0010474	1,419	105,14	640,9	535,8	0,3256	1,7426
110	1,4609	0,0010515	1,210	110,19	642,8	532,6	0,3388	1,7289
115	1,7239	0,0010558	1,036	115,25	644,6	529,4	0,3519	1,7157
120	2,0245	0,0010603	0,8917	120,3	646,4	526,1	0,3649	1,7029
125	2,3666	0,0010649	0,7704	125,4	648,1	522,7	0,3777	1,6905
130	2,7544	0,0010697	0,6683	130,5	649,8	519,3	0,3904	1,6784
135	3,192	0,0010747	0,5820	135,6	651,4	515,8	0,4029	1,6667
140	3,685	0,0010798	0,5087	140,7	653,0	512,3	0,4154	1,6553
145	4,237	0,0010851	0,4461	145,8	654,5	508,7	0,4277	1,6442
150	4,854	0,0010906	0,3926	151,0	656,0	505,0	0,4399	1,6333
155	5,540	0,0010969	0,3466	156,2	657,5	501,3	0,4520	1,6227
160	6,302	0,0011091	0,3068	161,3	658,7	497,4	0,4640	1,6124
165	7,146	0,0011081	0,2725	166,5	666,0	493,5	0,4759	1,6022
170	8,076	0,0011144	0,2426	171,8	661,3	489,5	0,4877	1,5923
175	9,101	0,0011208	0,2166	177,0	662,4	485,4	0,4994	1,5825
180	10,225	0,0011275	0,1939	182,3	663,6	481,3	0,5110	1,5730

1	2	3	4	5	6	7	8	9
185	11,456	0,0011344	0,1739	187,6	664,6	477,0	0,5225	1,5636
190	12,800	0,0011415	0,1564	192,9	665,5	472,6	0,5340	1,5543
195	14,265	0,0011489	0,1409	198,2	666,3	468,1	0,5454	1,5452
200	15,857	0,0011565	0,1272	203,6	667,1	463,5	0,5567	1,5362
205	17,585	0,0011644	0,1151	209,0	667,7	458,7	0,5679	1,5273
210	19,456	0,0011726	0,1043	214,4	668,3	453,9	0,5791	1,5185
215	21,477	0,0011812	0,09465	219,9	668,8	448,9	0,5903	1,5098
220	23,659	0,0011900	0,08606	225,4	669,1	443,7	0,6014	1,5011
225	26,007	0,0011992	0,07837	230,9	669,3	438,4	0,6124	1,4925
230	28,531	0,0012087	0,07147	236,5	669,5	433,0	0,6234	1,4840
235	31,239	0,0012187	0,06527	242,2	669,7	427,5	0,6344	1,4756
240	34,140	0,0012291	0,05967	247,8	669,5	421,7	0,6454	1,4671
245	37,244	0,0012399	0,05462	253,0	669,4	415,8	0,6563	1,4587
250	40,56	0,0012512	0,05006	259,3	669,0	409,7	0,6672	1,4503
255	44,10	0,0012631	0,04591	265,2	668,5	403,3	0,6782	1,4418
260	47,87	0,0012755	0,04215	271,1	667,9	396,8	0,6891	1,4334
265	51,87	0,0012886	0,03872	277,1	667,3	390,2	0,7000	1,4249
270	56,14	0,0013023	0,03560	283,1	666,3	383,2	0,7109	1,4163
275	60,66	0,0013168	0,03274	289,2	665,2	376,0	0,7219	1,4077
280	65,46	0,0013321	0,03013	295,4	663,9	368,5	0,7328	1,3990
285	70,54	0,0013483	0,02774	301,7	662,4	360,7	0,7439	1,3902
290	75,92	0,0013655	0,02554	308,1	660,7	252,6	0,7550	1,3812
295	81,60	0,0013839	0,02351	314,6	658,8	344,2	0,7662	1,3720
300	87,61	0,0014036	0,02164	321,2	656,6	335,4	0,7774	1,3626
305	93,95	0,001425	0,01992	328,0	654,2	326,2	0,7888	1,3530
310	100,64	0,001447	0,01832	334,9	651,4	316,5	0,8003	1,3431
315	107,69	0,001472	0,01683	342,0	648,3	306,3	0,8120	1,3328

Kritik parametrlər

Temperatur 374,15 °S
Təzyiq 225,65 kg/sm²
Həcm 0,0031 m³/kg

Quru doymuş su buxarı (təzyiq üzrə)

Cədvəl 2

p	t	v'	v''	i'	i''	r	s'	s''
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,010	6,698	0,0010001	31,6	6,73	600,2	593,5	0,0243	2,1451
0,020	17,204	0,0010013	68,25	17,25	604,9	587,6	0,0612	2,0851
0,030	23,772	0,0010027	46,52	23,81	607,8	584,0	0,0835	2,0501
0,040	28,641	0,0010040	35,46	28,67	609,8	581,1	0,0998	2,0255
0,050	32,55	0,0010052	28,72	32,57	611,5	578,9	0,1126	2,0065
0,060	35,82	0,0010063	24,19	35,83	612,9	577,1	0,1232	1,9909
0,070	38,66	0,0010074	20,91	38,67	614,1	575,4	0,1324	1,9779
0,080	41,16	0,0010084	18,45	41,16	615,2	574,0	0,1404	1,9667
0,090	43,41	0,0010093	16,50	43,41	616,1	572,7	0,1475	1,9568
0,10	45,45	0,0010101	14,95	45,45	617,0	571,6	0,1539	1,9480
0,20	69,67	0,0010169	7,789	59,65	623,1	563,4	0,1975	1,8902

1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,30	68,68	0,0010220	5,324	68,66	626,8	558,1	0,2242	1,8568
0,40	75,42	0,0010261	4,066	75,41	629,5	554,1	0,2438	1,8333
0,50	80,86	0,0010296	3,299	80,86	631,6	550,7	0,2592	1,8152
0,60	85,45	0,0010327	2,782	85,47	633,5	548,0	0,2722	1,8004
0,70	89,45	0,0010355	2,408	89,49	635,1	545,6	0,2833	1,7879
0,80	92,99	0,0010381	2,125	93,05	636,4	543,3	0,2931	1,7772
0,90	96,18	0,0010405	1,903	96,26	637,6	541,3	0,3018	1,7677
1,0	99,09	0,0010428	1,725	99,19	638,8	539,6	0,3097	1,7593
1,5	110,79	0,0010522	1,181	110,99	643,1	532,1	0,3409	1,7268
2,0	119,62	0,0010600	0,9018	119,94	646,3	526,4	0,3639	1,7039
3,0	132,88	0,0010726	0,6169	133,4	650,7	517,3	0,3976	1,6717
4,0	142,92	0,0010829	0,4709	143,7	653,9	510,2	0,4226	1,6488
5,0	151,11	0,0010918	0,3817	152,1	656,3	504,2	0,4426	1,6309
6,0	158,08	0,0010998	0,3214	159,3	658,3	498,9	0,4594	1,6164
7,0	164,17	0,0011071	0,2778	165,7	659,9	494,2	0,4738	1,6039
8,0	169,61	0,0011139	0,2448	171,4	661,2	489,8	0,4868	1,5931
9,0	174,53	0,0011202	0,2189	176,5	662,3	485,8	0,4983	1,5834
10,0	179,04	0,0011262	0,1980	181,3	663,3	482,1	0,5088	1,5748
12,0	187,08	0,0011373	0,1663	189,8	664,9	475,1	0,5273	1,5597
14,0	194,13	0,0011476	0,1434	197,3	666,2	468,9	0,5434	1,5468
16,0	200,43	0,0011572	0,1261	204,0	667,1	463,1	0,5577	1,5354
18,0	206,14	0,0011662	9,1125	210,2	667,8	457,6	0,5705	1,5253
20,0	211,38	0,0011749	0,1015	215,9	668,5	452,6	0,5822	1,5161
24,0	220,75	0,0011914	0,08486	226,2	669,2	443,0	0,6031	1,4998
26,0	224,99	0,0011992	0,07838	230,9	669,4	438,5	0,6124	1,4925
28,0	228,98	0,0012067	0,07282	235,4	669,5	434,1	0,6212	1,4857
30	232,76	0,0012142	0,06797	239,6	669,6	430,0	0,6295	1,4794
35	241,42	0,0012321	0,05819	249,5	669,5	420,0	0,6485	1,4647
40	249,18	0,0012493	0,05077	258,4	669,0	410,6	0,6654	1,4517
50	262,70	0,0012825	0,04026	274,3	667,5	393,2	0,6950	1,4288
60	274,29	0,0013147	0,03313	288,3	665,4	377,1	0,7203	1,4089
70	284,48	0,0013466	0,02798	301,0	662,6	361,6	0,7428	1,3911
80	293,62	0,0013787	0,02405	312,8	659,3	346,5	0,7631	1,3745
90	301,92	0,0014115	0,02096	323,8	655,7	331,9	0,7818	1,3587
100	309,53	0,0014453	0,01846	334,2	651,7	317,5	0,7992	1,3440
110	316,58	0,001480	0,01638	344,2	647,2	303,0	0,8158	1,3294
120	323,16	0,001517	0,01463	353,9	642,5	288,6	0,8315	1,3161
130	329,30	0,001557	0,01313	363,4	637,2	273,8	0,8467	1,3012
140	335,09	0,001600	0,01182	372,7	631,7	259,0	0,8614	1,2873
150	340,56	0,001644	0,01066	381,9	625,6	243,7	0,8758	1,2728
160	345,74	0,001693	0,00962	391,1	618,9	227,8	0,8901	1,2580
170	350,66	0,001748	0,008681	400,4	611,5	211,1	0,9045	1,2422
180	355,35	0,001812	0,007803	410,1	602,8	192,7	0,9192	1,2257
190	359,82	0,001890	0,00697	420,4	593,0	172,6	0,9347	1,2074
200	364,08	0,001987	0,00618	431,3	581,4	150,1	0,9514	1,1848
210	368,16	0,00213	0,00535	444,5	565,9	121,4	0,9713	1,1606
220	372,1	0,00238	0,00436	463	542,3	79,3	0,9993	1,1214
222	372,8	0,00247	0,00412	468	535,4	67,3	1,0070	1,1095
224	373,6	0,00267	0,00373	479	524,7	45,7	1,0240	1,0880

M Ü N D Ə R İ C A T

GİRİŞ. Azərbaycanca enerji təminatının inkişafı.....	3
Birinci bölmə. Enerji mənbələri və enerji alınmasının fiziki mahiyyəti.....	9
İkinci bölmə. Texniki termodinamika.....	14
Birinci fəsil	14
§ 1.1. Termodinamika elmi və onun metodu.....	14
§ 1.2. Temperatur anlayışı və termometr.....	17
§ 1.3. Termometrlərin növləri.....	20
İkinci fəsil. İdeal və real qazlar. Hal tənlikləri.....	26
§ 2.1. Təzyiq.....	26
§ 2.2. Temperatur.....	29
§ 2.3. Xüsusi həcm.....	31
§ 2.4. İdeal qazlar üçün hal tənliyi.....	33
§ 2.5. İdeal qaz qanunları.....	34
§ 2.6. Qaz qarışıqları.....	40
§ 2.7. Real qazlar.....	46
Üçüncü fəsil. Proseslər haqqında, proseslərin işinin hesablanması.....	47
§ 3.1. Proseslər haqqında ümumi məlumat.....	47
§ 3.2. Qazın işinin hesablanması.....	48
Dördüncü fəsil. Termodinamikanın birinci qanunu.....	53
§ 4.1. İstilik və işin ekvivalentliyi.....	53
§ 4.2. Termodinamikanın birinci qanununun riyazi ifadəsi.....	54
§ 4.3. Dönən və dönməyən proseslər.....	57
§ 4.4. İşlək cismin daxili enerjisi və xarici işi.....	59
§ 4.5. Qazların istilik tutumu.....	62
Beşinci fəsil. Qaz halının dəyişməsi prosesləri.....	69
§ 5.1. Qaz halının dəyişməsi prosesləri haqqında məlumat.....	69
§ 5.2. Mayer düsturu.....	73

§ 5.3. Entalpiya və ya istilik funksiyası.....	76
§ 5.4. İzotermik proses.....	79
§ 5.5. Adiyabatik proses.....	82
§ 5.6. Politropik proses.....	87
Altıncı fəsil. Termodinamikanın ikinci qanunu.....	92
§ 6.1. Dairəvi proses və ya tsikl.....	92
§ 6.2. Karno tsikli	94
§ 6.3. İdeal dairəvi prosesin termik f.i.ə. –nın təyini.....	95
§ 6.4. Tərs dairəvi Karno tsikli	99
§ 6.5. Termodinamikanın ikinci qanunu.....	100
§ 6.6. Entropiya.....	103
Yeddinci fəsil. İstilik mühərriklərinin tsiklləri.....	107
§ 7.1. Daxili yanma mühərriklərinin tsiklləri.....	107
§ 7.2. Yanma prosesi sabit həcmdə aparılan daxili yanma mühərriklərinin (DYM) tsiklləri.....	108
§ 7.3. Yanma prosesi sabit təzyiqdə aparılan daxili yanma mühərriklərinin tsiklləri.....	115
§ 7.4. Kombinə edilmiş tsikl.....	121
§ 7.5. Daxili yanma mühərriklərində (DYM) həqiqi proseslər.....	127
Üçüncü bölmə. Su buxarı və nəm hava.....	129
Səkkizinci fəsil. Buxarlar.....	129
§ 8.1. Buxarlar haqqında ümumi məlumatlar.....	129
§ 8.2. Van-der-Vaals tənliyinin buxarlara tətbiqi.....	130
§8.3. Doymuş mayenin halını təyin edən əsas parametrlər.....	134
§8.4. Quru doymuş buxarın halını təyin edən əsas parametrlər.....	138
§8.5. Nəm buxarın halını təyin edən əsas parametrlər...	143
Doqquzuncu fəsil. Nəm hava.....	151
§ 9.1. Nəm hava haqqında əsas məlumat.....	151
§ 9.2. Nəm tutum.....	153
§ 9.3. Mütləq nəmlik, nisbi nəmlik və doyma dərəcəsi..	155
Dördüncü bölmə. İstilikötürmə.....	164
Onuncu fəsil. Stasionar rejimdə istilik keçirmə.....	164

§ 10.1. Ümumi anlayışlar və əsas qanun.....	164
§ 10.2. Yastı divarın istilikkeçirməsi.....	174
§ 10.3. Silindrik divarın istilik keçirməsi.....	182
On birinci fəsil. Konvektiv istilik mübadiləsi.....	187
§ 11.1. İstilikvermənin əsas tənliyi – Nyuton qanunu istilikvermə əmsalı.....	188
§ 11.2. İstilikvermə prosesinə təsir göstərən amillər.....	189
§ 11.3. Oxşarlıq nəzəriyyəsi haqqında qısa məlumat	194
§ 11.4. Oxşarlıq kriteriləri.....	197
§ 11.5. Yastı divarın istilikverməsi.....	199
§ 11.6. Silindrik divarın istilikverməsi.....	201
On ikinci fəsil. Aqreqat halının dəyişməsi ilə gedən istilikvermə.....	202
§ 12.1. Maye qaynadıqda istilikvermə.....	202
§ 12.2. Buxar kondensatlaşdıqda istilikvermə.....	206
On üçüncü fəsil. Şüalanma vasitəsilə istilik mübadiləsi.....	212
§ 13.1. Ümumi anlayışlar və təriflər.....	212
§ 13.2. İstilik şüalanmasının əsas qanunları.....	217
§ 13.3. Qazların şüalanması.....	223
On dördüncü fəsil. İstilik və kütlə ötürmə nəzəriyyəsi.....	231
§ 14.1. Yastı divar vasitəsi ilə istilikötürmə.....	232
§ 14.2. Silindrik divar vasitəsi ilə istilikötürmə.....	236
§ 14.3. İstilikötürmənin intensivləşdirilməsi	240
§ 14.4. İstilikötürmənin zəiflədilməsi.....	243
On beşinci fəsil. İstilik mübadilə edici aparatlar.....	246
§ 15.1. İstilik dəyişdirici aparatların növləri.....	246
§ 15.2. İstilik dəyişdiricilərin hesablanması.....	249
§ 15.4. İstilik ötürmə əmsalının təyini.....	251
§ 15.5. İstilikdəyişdiricinin yoxlama hesabı.....	253
Beşinci bölmə. Yanacaq və yanma prosesləri.....	259
On altıncı fəsil. Yanacaq və yanma prosesinin əsas nəzəriyyəsi.....	259

§ 16.1. Yanacaq haqında ümumi məlumat və onun təsnifatı.....	259
§16.2. Yanacağın elementar tərkibi.....	260
§16.3. Yanma nəzəriyyəsinin əsasları və yanmanın kimyəvi reaksiyasının kinetikasi.....	264
§16.4. Qaz şəkilli yanacağın yanma xüsusiyyətləri.....	267
Altıncı bölmə. Qazanxana və ocaq qurğuları.....	269
On yeddinci fəsil.....	269
§17.1. Qazanxana qurğuları.....	269
§17.2. Bərk, maye və qaz yanacağı məşəl şəklində yandırmaq üçün kameralı ocaq.....	272
§17.3. Qazanxana aqreqatlarının əsas növləri.....	274
§17.4. İstehsalat qazanxanalarının buxar qazanları.....	277
§17.5. Su qızdırıcı qazanlar.....	282
Yeddinci bölmə. Turbinlər.....	285
On səkkizinci fəsil. Buxar, su və qaz turbinləri.....	285
§18.1. Buxar turbinlərinin quruluşu və iş prinsipi.....	285
§18.2. Coplolarda buxarın axması.....	288
§18.3. Aktiv və reaktiv pillələr. Sürət üçbucaqları.....	292
§18.4. Turbinin sürəti və təzyiq pillələri.....	295
§18.5. Turbinlərin f.i.ə. və gücü. Turbinin saatlıq və xüsusi buxar sərfələri.....	299
§18.6. Buxar turbinlərinin kondensatorları və kondensasion qurğuları.....	302
§18.7. Ejektorlar.....	306
§18.8. Buxar turbinlərinin buxar paylama sistemi.....	309
§18.9. İstiləşdirmə turbinləri.....	313
§18.10. Qaz turbinlərinin qurğusunun və işinin xüsusiyyətləri.....	315
§18.11. Qaz turbin qurğusunun tsikli.....	318
§18.12. Su turbinlərinin tipi və təsnifatı.....	325
§18.13. Su turbinlərinin əsas elementləri.....	327
Səkkizinci bölmə. Elektrik stansiyalarının basqı maşınları.....	330
On doqquz fəsil. Kompresorlar, ventilyatorlar və	

nasoslar.....	330
§19.1. Porşenli kompressorların tsiklləri.....	330
§19.2. Porşenli ideal kompressorların işi.....	331
§19.3. Çoxpilləli kompressorlar.....	337
§19.4. Turbokompressorlar.....	338
§19.5. Buxar axınlı kompressorlar.....	341
§19.6. Mərkəzdənqaçma ventilyatoru.....	343
§19.6.1. Əsas anlayışlar və parametrlər.....	343
§19.6.2. Mərkəzdənqaçma ventilyatorlarının xarakte- ristikaları və verimlərinin tənzimlə.....	347
§19.6.3. Ventilyatorların konstruktiv yerinə yetirilməsi.....	349
§19.7. Nasoslar.....	351
§19.7.1. Nasosların əsas işçi xarakteristikaları.....	356
§19.7.2. Mərkəzdənqaçma nasosunun sistemdə işləməsi.....	364
§19.7.3. Nasosun işinin tənzimlənməsi.....	366
§19.7.4. Nasosların ümumi şəbəkəyə birgə işi.....	369
Doqquzuncu bölmə. Elektrik stansiyaları.....	372
İyirminci fəsil. Elektrik stansiyaları.....	372
§20.1. Su elektrik stansiyaları, onların tipi və energetik avadanlığı.....	372
§20.1.1. Su elektrik qurğularının basqısı, sərfi və gücü.....	374
§20.2. Buxar turbinli elektrik stansiyaları.....	377
§20.2.1. İstilik elektrik stansiyalarında buxar, kon- densat itkiləri və onların ödənilmə üsulları.....	377
§20.2.2. Stansiyadan işlədicilərə istilik enerjisinin verilməsi.....	381
§20.2.3. Stansiyanın prinsipial istilik sxemi, onun hesablanma üsulu və ümumələri.....	383
§20.2.4. Buxar turbinli elektrik stansiyanın əsas avadanlığının və köməkçi mexanizmlərinin seçilməsi.....	385
§20.3. İstilik elektrik stansiyalarının tipləri.....	391

§20.3.1. Kondensasiyalı elektrik stansiyasında buxar, istilik və yanacaq sərfi.....	393
§20.3.2. İstilik elektrik mərkəzlərində (İEM) istilik və elektrik enerji istehsalı.....	395
§20.3.3. Buxarın ilk və son parametrlərinin turbogenerator qurğusunun istilik faydalılığına təsiri.....	403
§20.3.4. Regenerativ qızdırıcılar.....	407
§20.3.4.1. Buxarın aralıq qızışdırılması.....	407
§20.3.4.2. Bəsləyici suyun regenerativ qızdırılması.....	408
§20.3.4.3. Regenerativ qızdırıcıların tipləri və konstruksiyaları.....	415
§20.3.5. İstilik elektrik stansiyanın tam istilik sxemi...	420
§20.3.6. İstilik elektrik stansiyalarının texniki su təchizatı.....	422
§20.3.7. Elektrik və istilik enerji tələbəcilləri.....	426
§20.4. Atom elektrik stansiyaları və onun xüsusiyyətləri.....	429
§20.4.1. AES-in buxar turbinləri.....	432
§20.4.2. AES turbinin qarşısında buxarın başlanğıc təzyiqinin seçilməsi.....	433
§20.5. Maqneto-qazodiamik generatorlu elektriklik stansiyaları.....	435
Ədəbiyyat.....	438
Ə L A V Ə L Ə R.....	439

İSTİLİK TEXNİKASI VƏ ENERGETİK QURĞULAR

Dərslik

Yusibov Faxrəddin Murad oğlu
Abbasov Qiyas İmran oğlu
Musayev Tariyel Nadir oğlu
Orucova Nabat Qiyas qızı

Nəşriyyatın redaktoru:

Korrektor:

Yığılmağa verilmişdir _____ 2013 ci il

Çapa imzalanmışdır _____ 2013 ci il

Kağız formatı 210 x 297 1/4 . Uçot nəşr vərəqi 27,5.

Kağız № 1 Tiraj _____ Sifariş – _____ .

Qiyməti müqavilə yolu ilə.

Azərbaycan Dövlət Aqrar Universitetinin mətbəsi.

Gəncə şəhəri.