

მ. გრძელიშვილი, ო. გიორგობიანი

გ ა თ ბ ო ბ ა

„ტექნიკური უნივერსიტეტი“

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

მ. გრძელიშვილი, ო. გიორგობიანი

გ ა თ ბ ო ბ ა



დამტკიცებულია სახელმძღვანელოდ
სტუ-ის სარედაქციო-საგამომცემლო
საბჭოს მიერ. 02.11.2012, ოქმი N3

თბილისი
2013

რედაქტორი ლ. კვინიკაძე

გადაეცა წარმოებას 21.12.2012. ხელმოწერილია დასაბეჭდად
15.04.2013. ქარალდის ზომა 60X84 1/16. პირობითი ნაბეჭდი თაბახი 16.
ტირაჟი 100 ეგზ.

საგამომცემლო სახლი „ტექნიკური უნივერსიტეტი“, თბილისი,
კოსტავას 77



წინასიტყვაობა

თბოაირმომარაგების და ვენტილაციის დარგის სპეციალისტების მომზადების დროს ერთ-ერთი დისციპლინაა „გათბობა“. ეს საგანი იკითხება არქიტექტურულ-სამშენებლო დარგის სხვა სპეციალობებზეც. იგი ითვალისწინებს თანამედროვე გათბობის ტექნიკაში არსებული სხვადასხვა სახის გათბობის სისტემების, მათი მოქმედების პრინციპების და კონსტრუქციების შესწავლას, გაანგარიშებისა და რეგულირების სამეცნიერო-ტექნიკური მეთოდების, დაპროექტების ჩვენების, შენობათა გათბობის პერსპექტიული ხერხების დაუფლებას.

„გათბობის“ თეორიული, სამეცნიერო-ტექნიკური და პრაქტიკული ცოდნის დაუფლებისათვის საჭიროა შენობათა გათბობის სისტემებსა და მის ცალკეულ ელემენტებში მიმდინარე ისეთი ფიზიკური მოვლენების და პროცესების შესწავლა, როგორიცაა: წყლის, ორთქლის და ჰაერის მოძრაობა მილსადენებსა და არხებში, მათი გაცხელება და გაცივება, ტემპერატურის, სიმკვრივის და მოცულობის ცვლილება, ფიზიკური გარდაქმნები, შენობათა თბური რეჟიმების კონტროლისა და რეგულირების პროცესები. დისციპლინა დაფუძნებულია რიგ თეორიულ და გამოყენებით დისციპლინებზე, როგორიცაა: ფიზიკა, ქიმია, თბომასაგადაცემა და ტექნიკური თერმოდინამიკა, ჰიდრავლიკა და აეროდინამიკა, ელექტროტექნიკა და სხვ.

გათბობის სახელმძღვანელო [1], რომელიც 1988 წელს გამოიცა, შედგენილია იმდროინდელი სასწავლო გეგმის მიხედვით. მასში აღწერილია გასული საუკუნის 60-80-იან წლებში არსებული გათბობის სისტემები, კერძოდ კი, შენობათა გათბობა ცენტრალიზებული თბომომარაგების ბაზაზე. ცენტრალიზებული თბომომარაგება ხორციელდებოდა რაიონული თბოსადგურიდან (საქვებიდან), რომელიც გათბობისა და ცხელი წყლისათვის საჭირო თბური ენერგიით მთელ რაიონს ან დასახლებულ ადგილს ამარაგებდა. ამ მიზნით ქუჩებში გაყვანილი იყო დიდი დიამეტრის თბოქსელები და ირგვლივ მდებარე შენობები მასთან იყო მიერთებული. დღეისათვის ცენტრალიზებული თბომომარაგება, როგორც არაეკონომიური, ტექნიკურად არასრულყოფილი და არაენერგოეფექტური, აღარ გამოიყენება. არც გათბობის სისტემები კეთდება

ისე, როგორც ეს გასულ საუკუნეში იყო. თანამედროვე გათბობის სისტემებში ტრადიციულ თბურ ენერგოწყაროებთან ერთად (გაზი, ქვანახშირი, თხევადი სათბობი) ფართოდ გამოიყენება არატრადიციული, განახლებადი თბური ენერგოწყაროები, გრუნტის, გრუნტის წყლის, გარემო ჰაერის და სხვა დაბალპოტენციური წყაროების სახით.

ტრადიციულ საქვებზე დანადგარებთან ერთად ფართოდ გამოიყენება გაზის და თხევადი სათბობის საკონდენსაციო ქვებზე, ელექტრო და გაზის თბური ტუმბოები, კოგენერაციული დანადგარები (სითბოსა და ელექტროენერგიის კომბინირებული გამომუშავება), მყარი სათბობის პიროლიზური წვის (გაზგენერატორული) ქვებზე. შექმნილია ეკოლოგიურად სუფთა მყარი სათბობი ბრიკეტების და პელეტების სახით, ბიოდიზელი და ბიოგაზი. დამუშავებულია მათი წვის დანადგარები.

ყოველივე ამან მოითხოვა ისეთი სახელმძღვანელოს შექმნა, რომელიც სტუდენტებს შესაძლებლობას მისცემს, შეისწავლონ გათბობის თანამედროვე სისტემები.

გაზით, თხევადი და მყარი სათბობით და არატრადიციული თბური ენერგიით გათბობა ცალკე წიგნებად უკვე გამოიცა [2,3,4] და მათში ძირითადად განხილულია ცენტრალური და ადგილობრივი გათბობის სისტემების გაზზე, მყარ და თხევად სათბობზე მომუშავე თბოგენერატორები, თბური ტუმბოები და მზის დანადგარები.

ამ სახელმძღვანელოში განხილულია შენობათა თბური რეჟიმები და სათავსებში თბური კომფორტის უზრუნველყოფის გზები, თბოგადაცემა შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან, შენობათა თბოდანაკარგების და თბური დატვირთვის განსაზღვრა. მოცემულია წყლის, ორთქლის და ჰაერის ცენტრალური და ადგილობრივი სათბობი სისტემები, მათი კონსტრუქციები, ძირითადი სქემები, გაანგარიშების მეთოდები. განხილულია გათბობის სისტემების სათბობი ხელსაწყოები, თბოსადენები, ძირითადი და დამხმარე მოწყობილობები, მათი გაანგარიშება და შერჩევა. წარმოდგენილია პანელურ-სხივური გათბობის უახლესი სისტემები იატაკის და კედლის გათბობის სახით.

გათბობის სისტემების გაანგარიშების და მონტაჟის თავისებურებები განხილულია ევროპული ნორმების (EN, DIN) გათვალისწინებით.

I თავი.

გათბობის ზოგადი ცნებები

1. გათბობის ტექნიკის განვითარება

სითბო ყოველთვის იყო და დღესაც არის ადამიანის ძირითადი მოთხოვნილება. ადამიანის არსებობისათვის აუცილებელია არა მარტო ჰაერი, წყალი და საკვები, არამედ გარკვეული ტემპერატურული გარემო ირგვლივ, ე.ი. საჭიროა მისი სითბოთი უზრუნველყოფა.

ბუნებრივია, გათბობის და თბომომარაგების ეფექტური სისტემების შემოქმედნი უნდა ყოფილიყვნენ ცივ კლიმატურ პირობებში მცხოვრები ადამიანები, მაგრამ გათბობის შემქმნელებად ითვლებიან ძველი ბერძნები და რომაელები.

გასათბობად, საჭმლისა და საყოფაცხოვრებო იარაღების დასამზადებლად გამოიყენებოდა ცეცხლი. უფრო მოგვიანებით ადამიანმა დაიწყო ქვის და თიხის ღუმლების დამზადება. შენობაში სათბობის დაწვის შედეგად წარმოებულ გათბობას მოჰყვა წყლით და ჰაერით გათბობის ცენტრალური დანადგარები. ძვ. წ. X საუკუნეში დაარსებულ ქალაქ ეფესოში (დღევანდელი თურქეთის ტერიტორია) სათავსების გასათბობად გამოიყენებოდა მილსადენის სისტემა, რომელსაც ცხელი წყალი შენობის სარდაფში განლაგებული საქვებიდან მიეწოდებოდა.

პირველი ცენტრალური გათბობის სისტემა გაჩნდა ძველ რომში ძვ.წ. III-IV საუკუნეებში. შენობა თბებოდა იატაკსა და კედლებში გაყვანილი სპეციალური არხებით, რომლებშიც მიეწოდებოდა ღუმლიდან გამოსული ცხელი ნამწვი გაზები. გათბობის ასეთ სისტემას **ჰიპოკაუსტი** ეწოდებოდა, ლათინურად hypocaustum (ბერძნ. Hypo - ქვეშ, ქვემოთ; kaustos - ცხელი, გავარ-

ვარებული), ე.ი. ჰიპოკაუსტი ნიშნავს გათბობას ქვემოდან და მასში თბოშემცველია ჰაერი.

პირველად ეს სისტემა გამოყენებულ იქნა საზოგადოებრივ აბანოებში, რომლებიც ფართოდ იყო გავრცელებული ძველ რომსა და საბერძნეთში. მხოლოდ რომში IV საუკუნეში იყო 850-მდე საზოგადოებრივი აბანო და 11 თერმი (მდიდრულად მოწყობილი აბანოების კომპლექსი საცურაო აუზებით, დარბაზებით, გასართობი ადგილებით და ა.შ.).

ჰიპოკაუსტის სისტემა გამოყენებული იყო გიმნაზიებში, სასტუმროებში, საზოგადოებრივ შენობებში და სხვ.

ძველ რომსა და საბერძნეთში აბანოები თბებოდა არა ჰაერით, არამედ ცხელი წყლით, რომელიც მიეწოდებოდა იატაკსა და კედლებში ჩატანებულ სპილენძის მილებით. ეს უკვე წარმოადგენს ცენტრალური წყლით გათბობის სისტემას, რომელმაც განვითარება უფრო გვიან, სამრეწველო რევოლუციების ეპოქაში პოვა.

ისიც უნდა აღინიშნოს, რომ საქართველოში, მცხეთის რაიონში, ძალისის ნაქალაქარის (ძვ. წ. II - ახ. წ. VIII სს.), არმაზისხევის (ახ. წ. II-III სს.) გათბობის შედეგად აღმოჩენილი აბანოებსა და ტაძარ-სასახლეებში გათბობის მიზნით, გამოყენებული იყო გათბობის ჰიპოკაუსტური სისტემა.

რომაელების პარალელურად ცენტრალური გათბობის სისტემა, ე.წ. კანი (kang) დამუშავებულ იქნა ჩინეთში და ონდოლი - კორეაში. ეს სისტემები რომაული ჰიპოკაუსტის ანალოგიურია და დღესაც გამოიყენება ამ ქვეყნებში. შუა საუკუნეებში (VI-XV სს.) რომში დამუშავებული ცენტრალური გათბობის სისტემები თითქმის მივიწყებულ იქნა. შუა საუკუნეებში ცენტრალური გათბობის სისტემების განვითარებას ყურადღება აღარ ექცეოდა. ცენტრალური გათბობის სისტემები ძირითადად გამოიყენებოდა ციხესიმაგრეების, მონასტრების, ტაძრების და სხვა საზო-

გადოებრივი შენობების გასათბობად. ამ შენობებში ძირითადად გამოიყენებოდა ცენტრალური ჰაერით გათბობა ჰაერსადენების მეშვეობით.

ამ პერიოდში სითბოს წყაროდ, ძირითადად, გამოიყენებოდა ღუმლები და ბუხრები, თავიდან თიხის და აგურის, შემდგომ კი ლითონის. ღუმლებსა და ბუხრებს, ღია ცეცხლისგან განსხვავებით, დაემატა საკვამლე მილი, რამაც განაპირობა მათი სათავსებში დადგმა. ევროპაში ფართოდ გავრცელდა კერამიკისგან დამზადებული შორენკეცის (კაფელის) ღუმლები, რამაც მნიშვნელოვნად გააუმჯობესა მათი თბური გამოყენება. შორენკეცის ღუმლები დღეს ფართოდ გამოიყენება შენობათა ადგილობრივი გათბობის სისტემებში.

თუ ვისარგებლებთ თანამედროვე ტერმინებით, ღუმლები ამავე დროს ასრულებენ როგორც თბოგენერატორის (საცეცხლური-კამერა, სადაც ხდება სათბობის წვა), ასევე რადიატორის (ღუმლის კედლები ასხივებენ სითბოს და ათბობენ სათავსს) ფუნქციებს.

მხოლოდ მე-17 საუკუნეში ლითონის დამუშავების ტექნოლოგიის განვითარებამ გამიჯნა ეს ორი ფუნქცია. 1675 წელს ინგლისელი ინჟინრის - ეველინის მიერ, ორანჟერეს გათბობის მიზნით, დამუშავებულ იქნა წყლით გათბობის სისტემა, სადაც წყალი თბებოდა ქვაბში და ფოლადის მილებში, ცირკულირების შედეგად, გადასცემდა სითბოს.

1716 წელს შვედმა მარტინ ტრივალდმა გამოიგონა პირველი ცენტრალური წყლით გათბობის სისტემა.

მე-18 საუკუნეში ორთქლის ძრავების განვითარებასთან ერთად დაიწყო კვლევები ორთქლის, როგორც თბოშემცველის გამოსაყენებლად.

1770 წელს ჯეიმს ვატმა, ფაბრიკის შენობის გასათბობად, გამოიყენა ორთქლი, ხოლო თბოგადამცემ ზედაპირებად -

თუჯის რადიატორები. ამავე დროს, თუჯის ქვაბები გაჩნდა ინგლისში. 1791 და 1793 წწ. გაიცა ორთქლით გათბობის სისტემების პატენტი. ჰაერით გათბობის სისტემების პატენტი უკვე იყო გაცემული.

მიუხედავად გათბობის სისტემების ასეთი განვითარებისა, ჯერ კიდევ დომინირებდა ადგილობრივი გათბობა, როგორც უფრო მარტივი და იაფი.

1831 წელს ინგლისელმა პერკინსმა მიიღო ცხელი წყლით გათბობის პირველი პატენტი. მანვე ჩაატარა საფართოებელი ჭურჭლების ექსპერიმენტული გამოკვლევა, გათბობის შედეგად წყლის მოცულობის ნამატის საკომპენსაციოდ.

1833 წელს ინგლისელი პაალკოვის მიერ გაკეთდა ცენტრალური წყლით გათბობის სისტემა. 1860 წლიდან იწყება ცენტრალური გათბობის სისტემების განვითარება აშშ-ში. ამავე დროს იწყება თუჯის ქვაბების და რადიატორების გამოშვება.

1870 წლიდან ცენტრალური გათბობის ხანა დაიწყო გერმანიაში. 1871 წელს მიიღეს პირველი კანონი ორთქლის ქვაბების გამოყენების შესახებ.

პირველი გერმანული ქვაბი (კიორტინგის, ფირმა Koerting-ის) გამოშვებულ იქნა 1875 წელს.

1898 წლიდან ბუდერუსი (Buderus) იწყებს, საკუთარი პატენტების მიხედვით, თუჯის ქვაბების სერიულ გამოშვებას. მე-20 საუკუნის დაწყებისთანავე ცენტრალური გათბობა ფართოდ ინერგება მსოფლიოს მრავალ ქვეყანაში, მათ შორის, საქართველოშიც. თავდაპირველად კეთდებოდა ორთქლის ცენტრალური გათბობის სისტემები, ძირითადად, საზოგადოებრივ, სამრეწველო და მრავალსართულიან საცხოვრებელ სახლებში. თბური გენერატორები (ქვაბები) უშუალოდ გასათბობი შენობების სარდაფებში იდგმებოდა. ორთქლის სისტემები თანდათან გამოდევნა წყლით გათბობის სისტემებმა.

შეიქმნა წყლით და დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემების მეცნიერული გაანგარიშების აუცილებლობა. ამასთან დაკავშირებით პროფესორმა ჰერმან რიჩელმა (H.Rietschel, გერმანია) შეადგინა ვენტილაციისა და გათბობის სისტემების საანგარიშო სახელმძღვანელო.

1926 წელს გამოიცა გერმანული სტანდარტი DIN 4701, რომელიც განსაზღვრავს შენობათა თბურ დატვირთვებს.

1930 წლამდე წყლით სათბობი სისტემები, ძირითადად, ბუნებრივი ცირკულაციით კეთდებოდა.

1930 წლიდან ვილჰელმ ოპლანდერის (WILO) მიერ პირველი ტუმბოს დამზადებამ დასაბამი მისცა გათბობის ტექნიკაში ტუმბოვანი წყლით სათბობი სისტემების ფართო გამოყენებას.

1950 წელს ბაზარზე გამოჩნდა გათბობის სისტემის საცირკულაციო ტუმბო, რომელსაც არავითარი მომსახურება არ ესაჭიროებოდა.

ისევე, როგორც მთელ მსოფლიოში, საქართველოშიც დაიწყო ცენტრალური გათბობის სისტემების ფართო გამოყენება. თავდაპირველად ცენტრალური გათბობა კეთდებოდა ორთქლით, ხოლო 1950-იანი წლებიდან, მასიური ბინათმშენებლობის დაწყებასთან ერთად, დაიწყო შენობების წყლით სათბობი სისტემებით აღჭურვა.

1960-იანი წლებიდან საქართველოს ქალაქების და დასახლებული ადგილების გაზომიარაგების პარალელურად დაიწყო შენობათა ცენტრალიზებული თბომომარაგება – როდესაც რამდენიმე შენობა, შენობათა ჯგუფი ან მთელი რაიონი თბური ენერგიით ერთი თბოცენტრიდან მარაგდებოდა. გათბობის ასეთ სისტემებს რაიონული ან კვარტალური გათბობა ეწოდება.

1973 წელს მსოფლიოში პირველი ენერგეტიკული კრიზისის დროს აშშ-მ და ევროპის განვითარებულმა ქვეყნებმა დაიწყეს

ფიქრი წიაღისეული სათბობის დაზოგვის შესახებ. დაიწყო ალტერნატიული ენერგოწყაროების მოძიება და ენერგომომხმარებლის დაზოგვის ღონისძიებების დამუშავება.

1980-იანი წლებიდან იწყება გათბობის ტექნიკის მძლავრი აღმავლობა. შეიქმნა გაზის საკონდენსაციო თბოგენერატორები, რომელთა მქ კოეფიციენტი 108 %-ს აღწევს.

მიუხედავად პირველი მსოფლიო ენერგეტიკული კრიზისისა, შენობათა თბომომარაგება და გათბობა საქართველოში, ისევე, როგორც მთელ საბჭოთა კავშირში, აღმავალი გზით მიდიოდა. სავალდებულო გახდა ყველა სახლის გათბობა, მათ შორის, ინდივიდუალური და სოფლის სახლებისაც. საბჭოთა მრეწველობა მინიმალურადაც ვერ აკმაყოფილებდა მოსახლეობას და სხვა მომხმარებლებს საჭირო მოწყობილობებით, მასალით და არმატურით. 1980-იან წლებში გახშირდა ავარიები თბომომარაგების სისტემებში, ფერხდებოდა თბომომარაგების ობიექტების და მოსახლეობის გაზომომარაგება. თბომომარაგების ბაზარზე კონკურენტული გარემოს და საბაზრო ეკონომიკის არარსებობამ, კერძო საკუთრების უგულებელყოფამ დარგი სრულ გადაგვარებამდე მიიყვანა და 1990 წლიდან ცენტრალიზებულმა თბომომარაგებამ არსებობა შეწყვიტა, თუმცა ზოგიერთ პოსტსაბჭოთა ქვეყანაში ეს სისტემები კიდევ არსებობს.

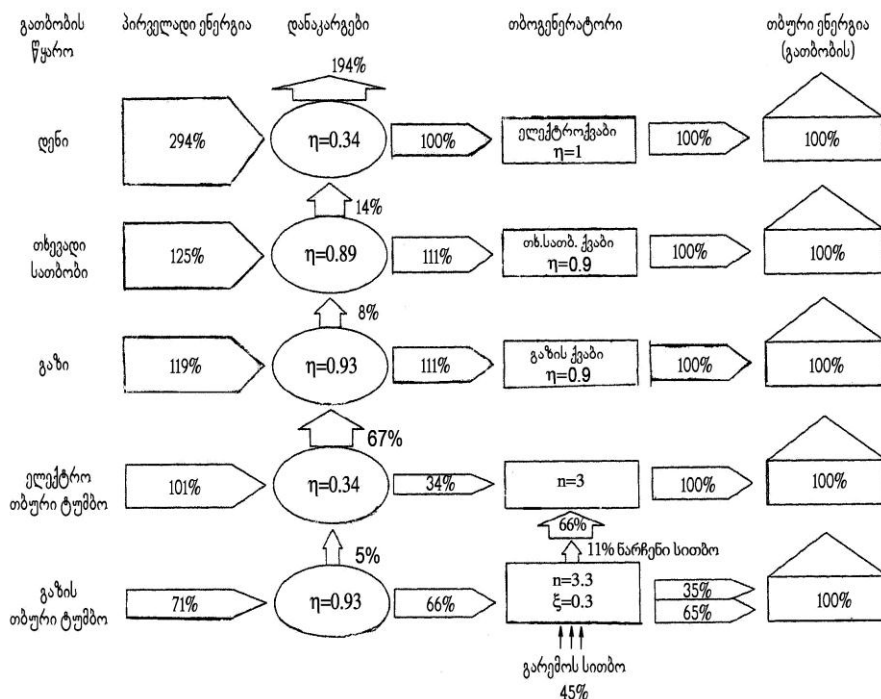
გასული საუკუნის 90-იან წლებში საქართველოში ცენტრალური გათბობა თითქმის აღარსად ფუნქციონირებდა. ამ პერიოდში ძირითადად გამოიყენებოდა კუსტარული წესით დამზადებული მყარი სათბობის თუნუქის ღუმლები და ნავთქურები. 1990-იანი წლების ბოლოს და XXI საუკუნის დასაწყისში საქართველოში გაზომომარაგების სისტემის აღდგენამ დასაბამი მისცა გათბობის ტექნიკის განვითარების ახალ ეტაპს. დაიწყო ცალკეული მსხვილი შენობების (სკოლები,

საავადმყოფოები, ადმინისტრაციული და საზოგადოებრივი შენობები) ავტონომიური გათბობის სისტემების მოწყობა. საცხოვრებელ (როგორც მრავალსართულიან, ასევე ინდივიდუალურ) სახლებში, ასევე, დაიწყო ბინის ავტონომიური გათბობის სისტემების მოწყობა. ენერგიის წყაროს გათბობის ყველა ამ სისტემაში წარმოადგენს ბუნებრივი გაზი.

როგორც ევროპის განვითარებულ ქვეყნებსა და აშშ-ში, ასევე მსოფლიოს მრავალ ქვეყანაში, გათბობის მიზნით, გამოიყენება როგორც წიაღისეული სათბობი (ბუნებრივი გაზი, თხევადი სათბობი, ქვანახშირი), ასევე განახლებადი ენერგია (შეშა, ბრიკეტი, პელეტი, ბიოგაზი და გარემოს ენერგია). გრუნტის, გრუნტის წყლის, გარემო ჰაერის და სხვა დაბალპოტენციური თბური ენერგიის გამოყენებამ განავითარა თბური ტუმბოების გამოშვება და მათი ფართო დანერგვა გათბობის სისტემებში.

დღეს ელექტროთბურ ტუმბოებთან ერთად გამოიყენება გაზის თბური ტუმბოები. თბური ტუმბოების, გაზის საკონდენსაციო ქვაბების, რეგენერაციული თბოგადამცემების და სხვა ენერგიადამზოგი ტექნიკის დანერგვა გათბობის სისტემებში მნიშვნელოვნად ამცირებს, ამ სისტემებში, პირველადი ენერგიის გამოყენებას და ზრდის მათ ენერგო და ეკოლოგიურ უსაფრთხოებას.

პირველ ნახაზზე ნაჩვენებია გათბობის სისტემებში პირველადი ენერგიის გამოყენების წილი თბური ენერგიის სხვადასხვა წყაროების გამოყენების დროს.



ნახ. 1. სხვადასხვა სახის გათბობის სისტემაში პირველადი ენერგიის გამოყენების ურთიერთ შედარება

როგორც ამ სქემიდან ჩანს, პირველადი ენერგიის ყველაზე დიდი ხარჯი (294%) მოდის ელექტროგათბობის იმ სისტემებზე, რომლებშიც თბოგენერატორებად გამოიყენება ელექტროქვაბები. გაზის ჩვეულებრივი თბოგენერატორების გამოყენების დროს პირველადი ენერგიის წილი 119%-მდეა. ყველაზე ნაკლები ენერგომოთხოვნილება (71%-მდე) აქვს გაზის თბურ ტუმბოებს, ამიტომაც, გაზის თბური ტუმბოები ჩვეულებრივ ელექტროთბურ ტუმბოებსა და გაზის საკონდენსაციო ტექნიკასთან შედარებით უფრო პერსპექტიულ თბომაგენერირებელ მოწყობილობად ითვლება გათბობის ტექნიკაში.

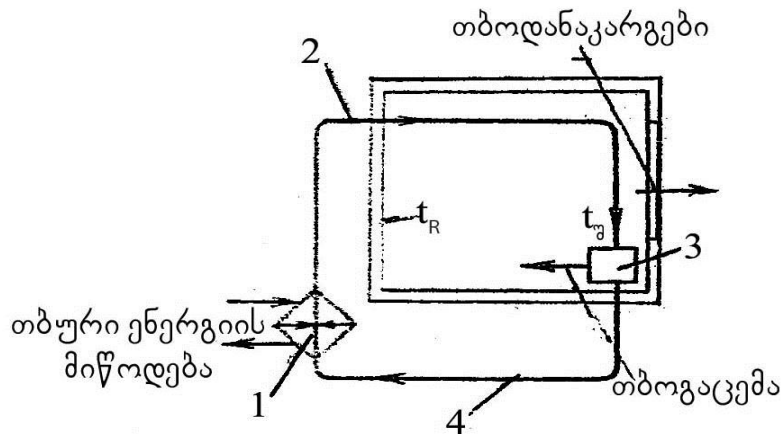
2. გათბობის სისტემა და მისდამი წაყენებული მოთხოვნები

წლის ცივ პერიოდში შენობათა სათავსების ტემპერატურა გარე ჰაერის ტემპერატურაზე მეტი უნდა იყოს. თერმოდინამიკის მეორე კანონის თანახმად, სითბო მაღალტემპერატურული წყაროდან (სათავსის ჰაერი) გადადის დაბალტემპერატურულ წყაროზე (გარე ჰაერი). სითბოს ეს გადასვლა მიმდინარეობს შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან - კედლები, ფანჯრები, იატაკი, ჭერი. სითბოს, რომელიც სათავსიდან გარემოს გადაეცემა, სათავსის თბოდანაკარგები ეწოდება. თუ ვერ შევძლებთ სათავსის თბოდანაკარგების კომპენსაციას (ანაზღაურებას), მაშინ სათავსის ტემპერატურა დაიწევს და გარე ჰაერის ტემპერატურას გაუტოლდება.

წლის განმავლობაში გარე ჰაერის ტემპერატურა იცვლება, როგორც გათბობის სეზონის, ასევე დღე-ღამის განმავლობაში. შიგა ჰაერის ტემპერატურა კი მთელი ამ ხნის მანძილზე მუდმივი რჩება. ასევე იცვლება შიგა და გარე ჰაერს შორის ტემპერატურათა სხვაობა, რაც იმას ნიშნავს, რომ იცვლება სათავსის თბოდანაკარგებიც. შენობათა შიგნით მუდმივი ტემპერატურის შესანარჩუნებლად, სათავსში მისაწოდებელი სითბოს რაოდენობა ამ შენობის თბოდანაკარგების ტოლი უნდა იყოს.

შენობათა შიგნით მუდმივი ტემპერატურის შესანარჩუნებლად ეწყობა გათბობის სისტემა.

გათბობის სისტემა კონსტრუქციული ელემენტების ერთობლიობაა, რომლის დანიშნულებაც არის თბური ენერგიის (სითბოს) გამომუშავება, ტრანსპორტირება და მისი გადაცემა გასათბობი სათავსების, შენობების ან ნაგებობებისათვის.



ნახ. 2. გათბობის სისტემის პრინციპული სქემა

1 – თბური გენერატორი; 2 – მიმწოდებელი თბოსადენი; 3 – სათბობი ხელსაწყო; 4 – უკუთბოსადენი

გათბობის სისტემა (ნახ. 2) სამი ძირითადი კონსტრუქციული ელემენტისაგან შედგება. ესენია:

- სითბოს წყარო, ანუ თბური გენერატორი, რომელშიც ხდება თბური ენერგიის გამომუშავება;
- თბოსადენები (მილები, არხები, ფასონური ნაწილები), რომელთა მეშვეობით წარმოებს თბური წყაროდან მიღებული თბური ენერგიის ტრანსპორტირება სათბობ ხელსაწყოებამდე;
- სათბობი ხელსაწყოები (რადიატორები, კონვექტორები და ა.შ.), რომლებიც უზრუნველყოფენ თბოშემცველიდან თბური ენერგიის გადაცემას გასათბობ სათავსებში.

გათბობის სისტემებს წაეყენება შემდეგი ძირითადი მოთხოვნები:

- სანიტარიულ-ჰიგიენური – გათბობის სისტემამ გათბობის მთელ პერიოდში უნდა უზრუნველყოს შენობის სათავსების თანაბარი გათბობა ჰაერის მდგომარეობის გაუ-

არესების გარეშე და სათბობი ხელსაწყოების ზედაპირების ტემპერატურის შემოფარგვლა;

- ეკონომიკური – გათბობის მოწყობის დაყვანილი ხარჯები იყოს მინიმალური;
- არქიტექტურულ-სამშენებლო – გათბობის სისტემა უნდა იყოს კომპაქტური და ერწყმოდეს სამშენებლო კონსტრუქციებს;
- სამონტაჟო – გათბობის სისტემების მოწყობა უნდა ხდებოდეს უნიფიცირებული ელემენტებით და შესაძლო მინიმალური ტიპური ზომებით ინდუსტრიული მეთოდების გამოყენებით.
- საექსპლუატაციო – გათბობის სისტემები უნდა იყოს მარტივი, მართვის და რემონტის თვალსაზრისით მოხერხებული, უხმაურო და უსაფრთხო.

3. გათბობის სისტემების კლასიფიკაცია

ზემოთ ხსენებული სამი ძირითადი კონსტრუქციული ელემენტის განლაგების მიხედვით გათბობის სისტემა შეიძლება იყოს **ადგილობრივი** და **ცენტრალური**.

ადგილობრივი ეწოდება გათბობის ისეთ სისტემას, რომელშიც სამივე ძირითადი ელემენტი – თბური გენერატორი, თბოსადენები და სათბობი ხელსაწყოები გაერთიანებულია ერთ დანადგარად. ადგილობრივი გათბობის სისტემებს მიეკუთვნება ღუმლები, გამომსხივებლები და სხვა მსგავსი ხელსაწყოები. ღუმლებში თბურ გენერატორს წარმოადგენს ღუმლის საცეცხლური, თბოსადენს – საკვამლე (კვამლსაბრუნე) არხები, რომლებშიც მოძრაობს თბოშემცველი, ცხელი ჰაერი, ხოლო სათბობ ხელსაწყოებს – ღუმლის კედლების ის ზედაპირები,

რომლებიც გამოდის უშუალოდ სათავსში და სითბოს სათავსის ჰაერს გადასცემს.

ასეთი სისტემების მოქმედების რადიუსი მცირეა, ემსახურება, ძირითადად, ერთ სათავსს, უკეთეს შემთხვევაში – ერთ პატარა ბინას.

ცენტრალური ეწოდება გათბობის ისეთ სისტემას, რომელშიც თბური გენერატორი გამოტანილია გასათბობი სათავსის გარეთ, ხოლო თბოშემცველი მილსადენების საშუალებით მიეწოდება უშუალოდ სათავსში განლაგებულ სათბობ ხელსაწყოებს. ცენტრალური გათბობის სისტემების მოქმედების რადიუსი გაცილებით დიდია, ვიდრე ადგილობრივი სისტემისა. ერთი სისტემა ემსახურება ერთ ბინას, ერთ სართულს, შენობის ნაწილს, მთელ შენობას, შენობათა ჯგუფს ან მთელ რაიონს. გათბობის სისტემას, რომელიც მთელ რაიონს ემსახურება, გათბობის **რაიონული სისტემა ეწოდება**. საქართველოში ასეთი სისტემები მრავლად იყო საბჭოთა პერიოდში. ასეთი სისტემები (რაიონული) სხვადასხვა უარყოფითი თვისებების გამო დღეისთვის აღარ გამოიყენება.

გათბობის, როგორც ცენტრალური, ასევე ადგილობრივი სისტემა შეიძლება იყოს **კონვექციური, რადიაციული** (გამოსხივებით) ან შერეული – **კონვექციურ-რადიაციული**.

კონვექციურია გათბობის ისეთი სისტემა, რომელიც სითბოს გადასცემს ცხელი და ცივი ჰაერის მოცულობების შერევის ხარჯზე. ასეთი სისტემების უარყოფითი მხარეა სათავსში მაღალი ტემპერატურული ვარდნილი (სათავსის ზემოთ ჰაერი ცხელია, ქვემოთ კი შედარებით ცივი).

რადიაციული (სხივური) გათბობის დროს სითბო ძირითადად გამოსხივებით გადაეცემა. ამ დროს სათბობი ხელსაწყოები ეწყოფა გასათბობი ზონის ზემოთ, – ჰერის ქვეშ ან უშუალოდ ჭერში.

შერეული გათბობის დროს სითბოს ნაწილი გადაეცემა კონვექციით, ნაწილი – გამოსხივებით. ასეთია, მაგალითად, იატაკის და კედლის გათბობა, რადიატორების უმრავლესობა (რადიატორებში დაახლოებით სითბოს 25% გადაეცემა გამოსხივებით) და სხვ.

ცენტრალური გათბობის სისტემები, თბოშემცველის სახეობის მიხედვით, ოთხი სახისაა:

- წყლის;
- ორთქლის;
- ჰაერის;
- კომბინირებული (მაგ., ორთქლ-წყლის).

წყლით სათბობი სისტემა ყველაზე უფრო გავრცელებული სახეა და გამოიყენება თანამედროვე საცხოვრებელ, საზოგადოებრივ და სამრეწველო შენობებში. წყლით გათბობის სისტემებში ცირკულირებული ცხელი წყალი ცივდება სათბობ ხელსაწყოებში და ბრუნდება თბოგენერატორში ხელახალი გაცხელების მიზნით. გათბობის სისტემა შედგება: თბური პუნქტის, მაგისტრალების, ცალკეული დგარების ან შტოებისაგან.

წყლით სათბობი სისტემა, მასში წყლის ცირკულაციის მიხედვით, არის ბუნებრივი, ანუ გრავიტაციული და იძულებითი, ანუ ტუმბოვანი ცირკულაციის. ამ ბოლო შემთხვევაში წყლის მოძრაობა წარმოებს საცირკულაციო ტუმბოს საშუალებით.

გრავიტაციულ (ლათ. Gravititas – სიმძიმე) სისტემებში გამოიყენება წყლის თვისება, შეიცვალოს სიმკვრივე ტემპერატურის ცვლილების დროს. ჩაკეტილ ვერტიკალურ სისტემაში სიმკვრივის არათანაბარი განაწილების შემთხვევაში დედამიწის გრავიტაციული ველის ზემოქმედებით, აღიძვრება წყლის ბუნებრივი მოძრაობა (ცირკულაცია).

თბოშემცველის ტემპერატურის მიხედვით არსებობს სისტემები:

- დაბალტემპერატურული - ცხელი წყლის ზღვრული ტემპერატურით $t < 70^{\circ}\text{C}$;
- საშუალოტემპერატურული, როდესაც $t = 70-100^{\circ}\text{C}$;
- მაღალტემპერატურული, როდესაც $t > 100^{\circ}\text{C}$.

წყლის მაქსიმალური ტემპერატურა 150°C -ს არ უნდა აღემატებოდეს.

სათბობი ხელსაწყოების ვერტიკალურად ან ჰორიზონტალურად გამაერთიანებელი მილები მათი განლაგების მიხედვით არის:

- ვერტიკალური;
- ჰორიზონტალური.

სისტემები სათბობი ხელსაწყოების მილებთან მიერთების სქემის მიხედვით არის:

- ერთმილოვანი, სათბობი ხელსაწყოების მიმდევრობითი მიერთებით;
- ორმილოვანი, სათბობი ხელსაწყოების პარალელური მიერთებით;
- ორმაფა – სისტემის ნახევარი ხელსაწყოები მიერთებულია მიმდევრობით აღმავალ დგარზე, ხოლო ნახევარი ხელსაწყოები – ასევე მიმდევრობით – უკუდგარზე.

სისტემები მაგისტრალების განლაგების მიხედვით არის:

- ზედა განაწილებით, როდესაც გამანაწილებელი მაგისტრალი გაყვანილია სათბობ ხელსაწყოებზე ზემოთ;
- ქვედა განაწილებით, როდესაც როგორც მიმწოდებელი, ასევე უკუმაგისტრალები გადაიყვანება სათბობ ხელსაწყოებზე დაბლა;
- „გადმოზრუნებული“ ცირკულაციით, როდესაც უკუმაგისტრალი გაყვანილია სათბობ ხელსაწყოებზე ზემოთ.

სისტემები მიმწოდებელ და უკუმაგისტრალეზში წყლის მოძრაობის მიმართულების მიხედვით არის:

- ჩიხური ანუ მაგისტრალეზში წყლის შემხვედრი მოძრაობით;
- თანამგზავრი, ანუ მაგისტრალეზში წყლის ერთი მიმართულებით მოძრაობით.

ორთქლით გათბობა ცენტრალური გათბობის ის სახეა, როდესაც თბოშემცველად გამოიყენება ორთქლი. ორთქლის მიღება ხდება ორთქლის თბოგენერატორში, ანუ ორთქლის, ქვაბში, რომელიც უშუალოდ შენობაში ან მის მახლობლადაა განლაგებული.

ორთქლის სისტემების გამოყენება, ორთქლის, როგორც თბოშემცველის, რიგი უარყოფითი თვისებების გამო თანამედროვე მშენებლობაში მნიშვნელოვნად არის შეზღუდული. ორთქლის სისტემები ორთქლის წნევის მიხედვით არის:

- სუბატმოსფერული ($<0,1$ მპა);
- ვაკუუმ-ორთქლოვანი ($<0,11$ მპა);
- დაბალი წნევის ($0,105-0,12$ მპა);
- გაზრდილი წნევის ($0,12-0,17$ მპა);
- მაღალი წნევის ($0,17-0,27$ მპა).

ორთქლის სისტემებში მაღალი წნევის მაქსიმალური სიდიდის მნიშვნელობა შეზღუდულია, სათბობი ხელსაწყოს ზედაპირის ტემპერატურით ($0,17$ მპა ორთქლის წნევას შეესაბამება 130°C ტემპერატურა).

ორთქლის სისტემები, მილსადენების კონსტრუქციულ თავისებურებების მიხედვით არსებობს:

- ორმილოვანი;
- ერთმილოვანი;
- ვერტიკალური;
- ჰორიზონტალური.

ქვაბში კონდენსატის დაბრუნების სქემის მიხედვით სისტემები არის:

- ჩაკეტილი, როდესაც კონდენსატი ქვაბში ბრუნდება ჰიდროსტატიკური წნევის ან სისტემაში წინასწარ გათვალისწინებული ორთქლის ნარჩენი წნევის ხარჯზე;
- განრთული, როდესაც კონდენსატი საკონდენსაციო ავზიდან ქვაბში გადაიტუმბება სპეციალური კონდენსატის ტუმბოს მეშვეობით.

ორთქლის სისტემებს, რომლებიც ჰაერის გამოშვების მიზნით დაკავშირებულია ატმოსფეროსთან, ეწოდება ღია, ხოლო რომლებიც არაა დაკავშირებული ატმოსფეროსთან – ჩაკეტილი.

ჰაერით გათბობის დროს ცირკულირებული ცხელი ჰაერი, გასათბობი სათავსის, ჰაერთან შერევის შემდეგ ან შიგა შემომზღუდ კონსტრუქციებთან შეხებისას, ცივდება. გაცივებული ჰაერი კვლავ გასაცხელებლად ბრუნდება.

ჰაერით გათბობის სისტემები ჰაერის ცირკულაციის სქემის მიხედვით არის:

- ბუნებრივი ცირკულაციის (გრავიტაციული);
- მექანიკური, როდესაც ჰაერის მოძრაობა გამოწვეულია ვენტილატორით.

ჰაერის მიწოდების ხერხის მიხედვით სისტემები არის:

- ჰაერის დახრილი ჭავლებით ზევით ან მუშა ზონაში მიწოდებით;
- ჰაერის მუშა ზონის ზემოთ ჰორიზონტალური მიწოდებით.

ჰაერით გათბობის სისტემა არის ადგილობრივი ან ცენტრალური. ადგილობრივი ჰაერით გათბობის დროს ჰაერ-გამაცხელებელი დანადგარი უშუალოდ გასათბობ სათავსშია განლაგებული. ცენტრალური ჰაერით გათბობის დროს ჰაერგამაცხელებელი დანადგარი გატანილია გასათბობი შენობის გარეთ, ხოლო ცხელი ჰაერი სათავსებს ჰაერსადენების ან

საჰაერო არხების საშუალებით მიეწოდება. ცენტრალური ჰაერით გათბობის სისტემის, სხვა სახის ცენტრალური გათბობის სისტემებთან შედარებით, ძირითადი უპირატესობა ლითონის მცირე ხარჯია. ეს იმითაა გამოწვეული, რომ ჰაერით გათბობის სისტემებში არ კეთდება მილსადენი და სათბობი ხელსაწყოები ისე, როგორც ეს წყლით გათბობის სისტემებშია. ჰაერის სისტემების კიდევ ერთი მნიშვნელოვანი უპირატესობაა მათი ვენტილაციის და ჰაერის კონდიცირების მიზნით გამოყენების შესაძლებლობა. ჰაერით გათბობის სისტემები, უმთავრესად, საზოგადოებრივ და სამრეწველო შენობებში გამოიყენება.

4. გათბობის სისტემის თბოშემცველები

თბოშემცველი არის ნივთიერება, რომელიც თბური ენერგიის გადასაცემად გამოიყენება. იგი არის მოძრავი გარემო (არე), რომელიც ახდენს სითბოს აკუმულირებას და შემდგომ მის გადაცემას გასათბობ სათავსებში. გათბობის სისტემის თბოშემცველი შეიძლება იყოს თხევადი ან გაზისებრი გარემო, რომელიც ეთანადება გათბობის სისტემებისადმი წაყენებულ მოთხოვნებს. შენობებისა და ნაგებობების გასათბობად ამჟამად ფართოდ გამოიყენება წყალი ან ატმოსფერული ჰაერი, უფრო იშვიათად – წყლის ორთქლი ან ცხელი გაზები.

გაზებს, რომლებიც მყარი, თხევადი ან გაზისებრი ორგანული სათბობის წვის შედეგად მიიღება, აქვთ მაღალი ტემპერატურა და იყენებენ იმ შემთხვევაში, როდესაც სანჰიგიენური ნორმების შესაბამისად შესაძლებელია სათბობი ხელსაწყოების თბო-გაცემის ზედაპირების სათანადო ტემპერატურის დაცვა. ცხელი გაზების ტრანსპორტირების დროს მნიშვნელოვანია თანამ-

გზავრი თბოდანაკარგები, რომლებიც შენობის გასათბობად უსარგებლოა.

შესაძლებელია მაღალტემპერატურული წვის პროდუქტების სათავსებში გამოშვება, მაგრამ ამ დროს საჭირო გარემოს მდგომარეობა უარესდება, რაც ხშირ შემთხვევაში დაუშვებელია. არხების საშუალებით წვის პროდუქტების გარემოში გაყვანა ართულებს გათბობის სისტემის კონსტრუქციას და ამცირებს მის მქ კოეფიციენტს. ამ შემთხვევაში წარმოიქმნება ეკოლოგიური პრობლემები, რომლებიც დაკავშირებულია გასათბობი შენობის სიახლოვეს წვის პროდუქტებით ჰაერის დაბინძურებასთან.

ცხელი გაზების გამოყენების სფერო შემოიფარგლება სათბობი ღუმელებით, გაზის კალორიფერებით და სხვა მსგავსი ადგილობრივი გათბობის დანადგარებით.

ცხელი გაზებისგან განსხვავებით, წყალი, ორთქლი და ჰაერი, ცირკულაციის რეჟიმში, გამოიყენება მრავალჯერ, გარემოს დაბინძურების გარეშე.

წყალი წარმოადგენს თხევად, პრაქტიკულად უკუმშველ გარემოს, მნიშვნელოვანი სიმკვრივითა და თბოტევადობით. ტემპერატურის ცვლილებით წყალი იცვლის სიმკვრივეს, მოცულობას და სიბლანტეს, ხოლო წნევის მიხედვით – დუღილის ტემპერატურას. ტემპერატურისა და წნევის ცვლილებით მას შეუძლია შთანთქმას ან გამოყოფას მასში გახსნილი გაზები.

ორთქლი ადვილად მოძრავი გარემოა, შედარებით მცირე სიმკვრივით. ორთქლის ტემპერატურა და სიმკვრივე დამოკიდებულია წნევაზე. ფიზიკური გარდაქმნის დროს მნიშვნელოვნად იცვლება ორთქლის მოცულობა და ენთალპია (თბოშემცველობა).

ჰაერიც, აგრეთვე, ადვილად მოძრავი გარემოა მცირე სიბლანტით, სიმკვრივით და თბოტევადობით. ტემპერატურის ცვლილებით იცვლება მისი სიმკვრივე და მოცულობა.

შევადაროთ ეს თბოშემცველები ერთმანეთს, გათბობის სისტემებისადმი წაყენებული ძირითადი მოთხოვნილებების მიხედვით.

გათბობის სისტემებისადმი წაყენებული ერთ-ერთი ძირითადი სანიტარიულ-ჰიგიენური მოთხოვნაა სათავსებში თანაბარი ტემპერატურის შენარჩუნება. ამ მახასიათებლის მიხედვით, სხვა თბოშემცველებთან შედარებით, უპირატესობა აქვს ჰაერს. დაბალი თბოინერციულობის მქონე თბოშემცველის – ჰაერის გამოყენების დროს შეგვიძლია მუდმივად უზრუნველყოთ თანაბარი ტემპერატურის შენარჩუნება ცალკეულ სათავსებში, მისაწოდებელი ჰაერის ტემპერატურის სწრაფი ცვლილებით, ე.ი., ე.წ. საექსპლუატაციო რეგულირებით. ამ დროს გათბობასთან ერთად შეგვიძლია უზრუნველყოთ სათავსების ვენტილაციაც.

გათბობის სისტემებში თბოშემცველის - წყლის გამოყენების შემთხვევაში, ასევე შეგვიძლია უზრუნველყოთ სათავსებში თანაბარი ტემპერატურის შენარჩუნება, რომელიც მიიღწევა სათბობ ხელსაწყოებში მისაწოდებელი წყლის ტემპერატურის რეგულირებით. სათავსის ტემპერატურის ასეთი რეგულირების დროს მაინც მოსალოდნელია მისი მოცემული (საანგარიშო) მნიშვნელობიდან გადახრა ($1-2^{\circ}\text{C}$ -ით), რაც გამოწვეულია წყლის მასის, მიღების და სათბობი ხელსაწყოების თბური ინერციით.

ორთქლის გამოყენების დროს სათავსების ტემპერატურა არათანაბარია, რაც ჰიგიენურ მოთხოვნებს ეწინააღმდეგება. ტემპერატურის უთანაბრობა გამოწვეულია ორთქლის უცვლელი ტემპერატურის გამო სათბობი ხელსაწყოს თბოგაცემის შეუსაბამობით გათბობის სეზონში შენობის ცვალებად

თბოდანაკარგებთან. ამ მიზეზის გამო საჭირო ხდება ხელსაწყოში მიწოდებული ორთქლის ხარჯის შემცირება ან დროებით მათი გამორთვა თბოდანაკარგების შემცირების დროს, სათავსის გადახურების თავიდან ასაცილებლად.

მეორე სანიტარიულ-ჰიგიენური მოთხოვნაა სათბობი ხელსაწყოების გარე ზედაპირების ტემპერატურის შეზღუდვა. სათბობი ხელსაწყოს ზედაპირის მაღალი ტემპერატურის დროს, ამ ზედაპირზე ხდება ორგანული მტვრის მშრალი გამოხდა და გახრწნა (დაშლა), რის შედეგადაც გამოიყოფა მავნე ნივთიერებები, მათ შორის, მხუთავი გაზი CO. მტვრის გახრწნა (დაშლა) იწყება 65-70°C ტემპერატურაზე და ინტენსიურად მიმდინარეობს ზედაპირზე, რომლის ტემპერატურაც 80°C-ზე მეტია.

თბოშემცველად ორთქლის გამოყენების დროს, სათბობი ხელსაწყოების ზედაპირების ტემპერატურა მუდმივია და იგი 100°C-ის ფარგლებშია, რაც ჰიგიენურ ზღვარს აჭარბებს. წყლით გათბობის დროს სათბობი ხელსაწყოების საშუალო ტემპერატურა გაცილებით ნაკლებია, ვიდრე ორთქლის შემთხვევაში. გარდა ამისა, ხელსაწყოების თბოგაცემის რეგულირების მიზნით შესაძლებელია წყლის ტემპერატურის შემცირება, თბოდანაკარგების შემცირების შესაბამისად. ამიტომ წყლის, როგორც თბოშემცველის გამოყენების დროს სათბობი ხელსაწყოების ზედაპირების ტემპერატურა, გათბობის სეზონის განმავლობაში, პრაქტიკულად ჰიგიენურ ზღვარს არ აჭარბებს.

სხვადასხვა სახის თბოშემცველის გამოყენების დროს, გათბობის სისტემის მნიშვნელოვან ეკონომიკურ მახასიათებელს წარმოადგენს თბოსადენებისა და სათბობი ხელსაწყოების ლითონის ხარჯი. ლითონის ხარჯი თბოსადენების კვეთის ზრდასთან ერთად იზრდება.

გამოვთვალეთ ერთი და იმავე სითბოს რაოდენობისათვის თბოსადენების განიკვეთის ფართობების თანაფარდობა სხვადასხვა სახის თბოშემცველის გამოყენების შემთხვევაში.

მაგალითად გათბობის სისტემაში გამოყენებულია წყალი, რომლის ტემპერატურული ვარდნილია $150-70^{\circ}\text{C}$, ორთქლი ჭარბი წნევით $0,17$ მპა (ტემპერატურა 130°C) და ჰაერი, რომელიც 60°C -დან ცივდება სათავსის ჰაერის ტემპერატურამდე (მაგ., 15°C -მდე). გაანგარიშების შედეგები და თბოშემცველების მახასიათებელი პარამეტრები წარმოდგენილი გვაქვს 1-ლი ცხრილის სახით.

როგორც ამ ცხრილიდან ჩანს, ცხელი წყლის მილსადენის და ორთქლსადენის განიკვეთის ფართობები ერთმანეთთან შედარებით ახლოსაა, ხოლო ჰაერსადენის კვეთი 100 -ჯერ მეტია. ერთი მხრივ, ეს აიხსნება წყლის თბოაკუმულაციის დიდი უნარით და ორთქლის მიერ კონდენსაციის დროს სითბოს დიდი რაოდენობით გამოყოფით, მეორე მხრივ, – ჰაერის დაბალი სიმკვრივით და თბოტევადობით.

ლითონის ხარჯის შედარების დროს, უნდა აღინიშნოს აგრეთვე, რომ მილსადენის კვეთი, კონდენსატის გასაყვანად ორთქლის სისტემის სათბობი ხელსაწყოებიდან, შედარებით მცირეა, ვიდრე ორთქლსადენების კვეთი, რადგანაც კონდენსატის მოცულობა 1000 -ჯერ მცირეა იმავე მასის ორთქლის მოცულობაზე. აქედან დასკვნა: ლითონის ხარჯი წყლისა და ორთქლის გათბობის სისტემის მილსადენზე გაცილებით მცირეა, ვიდრე ჰაერსადენზე, თუნდაც ეს უკანასკნელი ძალიან მცირე კედლის სისქისა დავამზადოთ. გარდა ამისა, დიდი სიგრძის ჰაერსადენის მთელ სიგრძეზე, მცირე თბოტევადობის თბოშემცველი (ჰაერი) ძალიან ცივდება. სწორედ ამით არის განპირობებული შორ მანძილზე თბომომარაგების მიზნით წყლის ან ორთქლის გამოყენება.

გათბობის სისტემების ძირითადი თბოშემცველების შედარება

პარამეტრი	თბოშემცველი		
	წყალი	ორთქლი	ჰაერი
ტემპერატურა, ტემპერატურათა სხვაობა, °C	150-70=80°C	100	60-15=45
სიმკვრივე, კგ/მ³	917	1,5	1,0
ხვ. მასური თბოტევადობა, კჯ/(კგ°C)	4, 31	1,84	1,0
კონდენსაციის ხვ.სითბო, კჯ/კგ 1მ³ თბოშემცველის	-	2175	-
გასათბობად საჭირო სითბოს რაოდ., კჯ	316370	3263	46,4
სიჩქარე, მ/წმ	1,5	80	15
თბოსადენების განივი კვეთების ფართობთა თანაფარდობა	1	1,8	680

სათბობი ხელსაწყოების ლითონის ხარჯი ორთქლის სისტემებში გაცილებით ნაკლებია, ვიდრე წყლის სისტემებში, რაც ორთქლის სისტემებში სათბობი ხელსაწყოების გახურების ფართობის ნაკლებობით აიხსნება. ეს კი გამოწვეულია ორთქლის სისტემებში სათბობი ხელსაწყოების მაღალი ტემპერატურით. ორთქლის სისტემების სათბობ ხელსაწყოებში ორთქლის კონდენსაცია ნაჯერი ორთქლის ტემპერატურის შეუცვლელად მიმდინარეობს, მაშინ, როდესაც წყლის სისტემების სათბობ ხელსაწყოებში წყალი მნიშვნელოვნად ცივდება (როდესაც სათბობ ხელსაწყოში წყლის პარამეტრებია 150-70°C, სათბობი ხელსაწყო საშუალო ტემპერატურა იქნება $\frac{(150+70)}{2} = 110^{\circ}\text{C}$).

რადგანაც სათბობი ხელსაწყოების გახურების ფართობი ტემპერატურული დაწნევის (Δt) უკუპროპორციულია, ორთქლის

სისტემებში სათბობი ხელსაწყოების გახურების ფართობი (როდესაც ხელსაწყოს თბოგადაცემების კოეფიციენტები ტოლია და სათავსის ჰაერის ტემპერატურა 20°C) შეადგენს (ცხრ.1) წყლის სისტემების ხელსაწყოების ფართობის $\frac{(110-20)}{(130-20)} = 0,82$ -ს.

დამატებით კიდევ შეგვიძლია აღვნიშნოთ, რომ წყლის დიდი სიმკვრივის გამო (წყლის სიმკვრივე მეტია ორთქლის სიმკვრივეზე 600-1500-ჯერ, ხოლო ჰაერის სიმკვრივეზე – 900-ჯერ) მრავალსართულიანი შენობების წყლით სათბობ სისტემებში შეიძლება წარმოიქმნას დამანგრეველი ჰიდროსტატიკური წნევა. ამის გამო აშშ-ში მაღლივ შენობებში გამოყენებულია ორთქლით გათბობა.

გათბობის სისტემებში, გარდა ზემოთ ნახსენები სამი ძირითადი თბოშემცველისა (წყალი, ორთქლი, ჰაერი), შეიძლება გამოყენებულ იქნეს სპეციალური უყინი თბოშემცველი – ანტიფრიზი. ანტიფრიზები ეთილენგლიკოლის, პროპილენგლიკოლის და სხვა გლიკოლების წყალხსნარები და არაორგანული მარილების ხსნარებია.

ნებისმიერი ანტიფრიზი საკმაოდ ტოქსიკური ნივთიერებაა, რომელიც მის მიმართ განსაკუთრებულ მოპყრობას მოითხოვს. მისმა გამოყენებამ გათბობის სისტემებში შეიძლება ნეგატიურ შედეგებამდე მიგვიყვანოს (კოროზიული პროცესების დაჩქარება, თბოგაცემის შემცირება, ჰიდრაულიკური მახასიათებლების შეცვლა და სხვ.). ამის გამო ცალკეულ კონკრეტულ შემთხვევაში თბოშემცველად ანტიფრიზის გამოყენება უნდა იქნეს დასაბუთებული.

დაბოლოს, შეგვიძლია ჩამოვთვალოთ გათბობის სისტემების თბოშემცველების დადებითი და უარყოფითი მხარეები.

წყლის გამოყენების დროს მიიღწევა სათავსის საკმაოდ თანაბარი ტემპერატურა. სხვა თბოშემცველებთან შედარებით

თბოსადენის კვეთი გამოდის ნაკლები, თბოშემცველი მილებში უხმაუროდ მოძრაობს, შესაძლებელია სათბობი ხელსაწყოების ტემპერატურის შეზღუდვა.

წყლის, როგორც თბოშემცველის უარყოფითი მხარეებია ლითონის მნიშვნელოვანი ხარჯი და სისტემაში მაღალი ჰიდროსტატიკური წნევები. წყლის თბური ინერცია აძნელებს ხელსაწყოების თბოგაცემის რეგულირებას.

ორთქლის გამოყენებისას სათბობ ხელსაწყოებში მცირდება მილსადენის და სათბობი ხელსაწყოების მოსაწყობად საჭირო ლითონის ხარჯი. შესაძლებელია სათბობი ხელსაწყოების სწრაფი გახურება. წყლის სისტემებთან შედარებით ორთქლის სისტემებში დაბალია ჰიდროსტატიკური წნევა.

ამასთანავე, ორთქლი, როგორც თბოშემცველი, ვერ აკმაყოფილებს სანიტარიულ-ჰიგიენურ მოთხოვნებს, მისი ტემპერატურა მოცემული წნევის დროს მაღალია და მუდმივი, რაც ართულებს სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის რეგულირებას, ორთქლის მოძრაობას მილსადენში თან სდევს ხმაური.

ჰაერის, როგორც თბოშემცველის გამოყენების დროს შესაძლებელია სათავსის ჰაერის სწრაფი ცვლილების და თანაბარი განაწილების უზრუნველყოფა, არ გვჭირდება სათბობი ხელსაწყოები, გათბობის სისტემა შეიძლება შევუთავსოთ ვენტილაციას, შესაძლებელია ჰაერსადენებსა და არხებში ჰაერის უხმაურო მოძრაობის მიღწევა.

უარყოფითი მხარეა მისი მცირე თბომაკუმულირებელი უნარი, ჰაერსადენების დიდი კვეთები და ლითონის ხარჯი, ტემპერატურის მნიშვნელოვანი შემცირება ჰაერსადენის სიგრძეზე.

II თავი.

შენობის თბური რეჟიმი

შენობის თბური რეჟიმი არის ყველა იმ ფაქტორის და პროცესის ერთობლიობა, რომელიც მის სათავსებში თბურ მდგომარეობას განსაზღვრავს. შენობის სათავსები გარემოდან იზოლირებულია შემომზღუდი კონსტრუქციებით, რაც მათში გარკვეული მიკროკლიმატის შექმნის საშუალებას იძლევა. გარე შემომზღუდი კონსტრუქციები სათავსებს უშუალოდ ატმოსფერული ზემოქმედებისაგან იცავენ, ხოლო სპეციალური მიკროკლიმატის კონდიცირების სისტემები უზრუნველყოფენ სათავსში განსაზღვრული პარამეტრების შენარჩუნებას. ყველა საინჟინრო სისტემის მოწყობილობების და საშუალების ერთობლიობას (შემომზღუდი კონსტრუქციები, მზისგან დაცვის მოწყობილობა, კონსტრუქციულ-გეგმარებითი საშუალებები, გათბობის, გაცივების, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიცირების სისტემები), რომლებიც შენობის სათავსებში მიკროკლიმატის მოცემულ პირობებს უზრუნველყოფენ, ეწოდება **მიკროკლიმატის კონდიცირების** სისტემები.

შიგა და გარე ჰაერს შორის ტემპერატურული სხვაობა, მზის რადიაცია, ქარი იწვევს სათავსის შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან სითბოს კარგვას ზამთარში და გაცხელებას ზაფხულში. გრავიტაციული ძალები, ქარის ზემოქმედება და ვენტილაცია ქმნიან წნევათა სხვაობებს (დაწნევებს), რაც სათავსებს შორის ჰაერის გადადინებებს და მასალაში მის ფილტრაციას იწვევს. ატმოსფერული ნალექები, სათავსებში ტენის გამოყოფა, შიგა და გარე ჰაერს შორის ტენიანობათა სხვაობები იწვევს შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან ტენგადაცემას, რასაც შემომზღუდი კონსტრუქციების დატენიანება, თბური დაცვის თვი-

სებების და მათი ხანგრძლივმდებლობის შემცირება მოსდევს. პროცესები, რომლებიც სათავსებში თბური მდგომარეობის ჩამოყალიბებას იწვევს, უნდა განვიხილოთ ერთმანეთთან კავშირში. მათი ერთობლივი მოქმედება მნიშვნელოვანია მიკროკლიმატის პარამეტრების უზრუნველსაყოფად.

შემომზადებული კონსტრუქციების დატენიანება და ფილტრაცია ზრდის სათავსის თბოდანაკარგებს, ამასთანავე, სასურველი საჭაერო გარემოს შექმნა მოითხოვს სათავსში ჰაერცვლის ორგანიზაციას და გარემოსთან ტენცვლას.

ამრიგად, შენობის თბური რეჟიმის უზრუნველყოფა რთულ ფიზიკურ-ტექნიკურ პროცესებთანაა დაკავშირებული. სათავსში თბური რეჟიმის ფორმირება ადამიანის თანდასწრებით მიმდინარეობს, ამიტომ, ბუნებრივია, იგი ფიზიოლოგიურ ზემოქმედებას ახდენს ადამიანის ორგანიზმზე.

ადამიანის ნორმალური სიცოცხლისუნარიანობის აუცილებელი პირობაა სათავსებში ნორმალური მეტეოროლოგიური პირობების შექმნა, რომელიც ადამიანის ნორმალურ თბურ შეგრძნებაზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს. მეტეოროლოგიური პირობები, ანუ მიკროკლიმატი დამოკიდებულია ტექნოლოგიური პროცესების თბოფიზიკურ თავისებურებებზე, კლიმატზე, წლის პერიოდზე, გათბობისა და ვენტილაციის პირობებზე.

ნორმალური თბური შეგრძნება გვაქვს მაშინ, როდესაც ადამიანის მიერ გამოყოფილი სითბოს მთლიანად შეთვისება ხდება გარემოს მიერ. თუ ადამიანის მიერ გამოყოფილი სითბო მთლიანად არ გადაეცემა გარემოს, მაშინ ხდება ადამიანის შინაგანი ორგანოების ტემპერატურის გაზრდა. ასეთი თბური თვითშეგრძნება გამოიხატება სიცხის ცნებით, საპირისპირო შემთხვევაში კი – სიცივის ცნებით.

ადამიანსა და გარემოს შორის თბოგადაცემა მიმდინარეობს კონვექციით, თბოგამტარობით და გამოსხივებით, აგრეთვე ადა-

მიანის კანის ზედაპირზე გამოყოფილი ტენის აორთქლებით და სუნთქვით.

ადამიანის მიერ გარემოში კონვექციით გაცემული თბური ნაკადის სიდიდე და მიმართულება დამოკიდებულია გარემოს ტემპერატურაზე, ატმოსფერულ წნევაზე, ჰაერის მოძრაობასა და ტენშემცველობაზე.

ადამიანის ქსოვილების თბოგამტარობა მცირეა, ამიტომ სითბოს გადაცემის პროცესში მნიშვნელოვანია სისხლის ნაკადით კონვექციური თბოგაცემა (თბოგადატანა).

გამოსხივებით თბოგაცემა მით მეტია, რაც ნაკლებია ადამიანის ირგვლივ არსებული ზედაპირების ტემპერატურა.

ადამიანის სხეულის ზედაპირიდან აორთქლებით (იგულისხმება ოფლის აორთქლება) გაცემული სითბოს რაოდენობა დამოკიდებულია არა მარტო გარემოს ტემპერატურასა და ადამიანის მიერ შესრულებული სამუშაოს ინტენსიურობაზე, არამედ გარემომცველი ჰაერის სიჩქარესა და ფარდობით ტენიანობაზე.

სითბოს რაოდენობა, რომელიც ადამიანის მიერ ჰაერის ამოსუნთქვის დროს გამოიყოფა, დამოკიდებულია ფიზიკურ დატვირთვაზე და ამოსუნთქული ჰაერის ტენიანობასა და ტემპერატურაზე.

ამრიგად, ადამიანის თბური თვითშეგრძნება, ანუ თბური ბალანსი „ადამიანი-გარემოს“ სისტემაში დამოკიდებულია გარემოს ტემპერატურაზე, ჰაერის ძვრადობასა და ფარდობით ტენიანობაზე, ატმოსფერულ წნევაზე, გარემომცველი საგნების ტემპერატურაზე და ფიზიკური დატვირთვის ინტენსიურობაზე.

პარამეტრებს – ტემპერატურა, ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე, ფარდობითი ტენიანობა და გარემო ჰაერის ატმოსფერული წნევა – ეწოდება **მიკროკლიმატის პარამეტრები**.

1. მიკროკლიმატის პარამეტრების ფიზიოლოგიური ზემოქმედება ადამიანის ორგანიზმზე

მიკროკლიმატის პარამეტრები უშუალო გავლენას ახდენენ ადამიანის მდგომარეობაზე. მაგალითად, ტემპერატურის შემცირება და ჰაერის მოძრაობის სიჩქარის გაზრდა ზრდის კონვექციით და ოფლის აორთქლებით თბოგაცემას, რაც ადამიანის ორგანიზმის გადაცივებას იწვევს. ჰაერის მოძრაობის სიჩქარის გაზრდა აუარესებს გუნება-განწყობილებას, რაც ზრდის კონვექციით თბოგაცემას და თბოგაცემის პროცესს ოფლის აორთქლების დროს. ტემპერატურის გაზრდის დროს კი ზემოაღნიშნულის უკუმოვლენები წარმოიქმნება.

ადამიანის მიერ ტემპერატურის ატანა, როგორც მისი თბური შეგრძნება, მნიშვნელოვანწილად დამოკიდებულია გარემო ჰაერის ტენიანობასა და მისი მოძრაობის სიჩქარეზე.

რაც უფრო მაღალია ფარდობითი ტენიანობა, მით ნაკლები ოფლი აორთქლდება დროის ერთეულში და მით უფრო სწრაფად იწყება სხეულის გადახურება. ადამიანის თბურ გუნება-განწყობილებაზე განსაკუთრებით არასასურველ ზემოქმედებას ახდენს მაღალი ტენიანობა, თუ გარემო ჰაერის ტემპერატურა 30°C-ზე მეტია, რადგან ამ დროს გამოყოფილი სითბოს მთელი რაოდენობა გარემოს ოფლის საშუალებით გადაეცემა. ტენიანობის გაზრდით ოფლი კი არ აორთქლდება, არამედ წვეთებად ჩამოედინება ადამიანის კანის ზედაპირიდან, ღვარის სახით, რომელიც აუძლურებს ორგანიზმს და არ უზრუნველყოფს სათანადო თბოგაცემას.

ტენიანობის უკმარისობა იწვევს ლორწოვანი გარსიდან ტენის ინტენსიურ აორთქლებას, მის გადაშრობას და დასკდომას, შემდგომ კი – დაავადების გამომწვევი მიკრობებით დაბინ-

ძურებას. ამიტომ ადამიანების სათავსებში დიდი ხნით ყოფნის დროს ჰაერის ტენიანობა უნდა იყოს 30-70%-ის ფარგლებში.

ოფლის ინტენსიური გამოყოფის დროს ადამიანის მასა მცირდება. ამ დროს დასაშვებია ადამიანის მასის (წონის) 2-3%-ით შემცირება.

ოფლთან ერთად ორგანიზმი კარგავს მინერალურ მარილებს. წყლის ბალანსის აღდგენის მიზნით ცხელ საამქროებში მომუშავეთათვის აწყობენ კვების პუნქტებს, რომლებიც მომარაგებულია გაზიანი წყლით.

ადამიანის ორგანიზმზე მაღალი ტემპერატურის ზემოქმედებისას, მაღალი ტენიანობის დროს ორგანიზმში ხდება სითბოს დაგროვება და მისი გადახურება დასაშვებ დონეზე უფრო მეტად, ანუ ჰიპერთერმია.

დაბალ ტემპერატურაზე მიმდინარე საწარმოო პროცესები ჰაერის მაღალი ძვრადობით და ტენიანობით შეიძლება გახდეს ადამიანის გაცივების და უფრო მეტიც, გადაცივების, ანუ ჰიპოთერმიის მიზეზი.

მიკროკლიმატის პარამეტრები მნიშვნელოვან გავლენას ახდენენ შრომის ნაყოფიერებაზე.

სამრეწველო საწარმოების ცხელ საამქროებში მთელი რიგი ტექნოლოგიური პროცესებისა მიმდინარეობს სათავსის ჰაერის ტემპერატურაზე უფრო მაღალი ტემპერატურის პირობებში. ცხელი ზედაპირები გარემოში გამოყოფენ სხივურ ენერგიას, რაც უარყოფით ზეგავლენას ახდენს. 500°C-მდე ტემპერატურის დროს ცხელი ზედაპირები გამოყოფენ თბურ, ანუ ინფრაწითელ სხივებს. უფრო მაღალი ტემპერატურის დროს ინფრაწითელ გამოსხივებასთან ერთად წარმოიქმნება ხილული სინათლის, ანუ ულტრაიისფერი სხივები.

თბური გამოსხივების დროს ორგანიზმში მიმდინარეობს ბიოქიმიური ძვრები, რაც სისხლის ჟანგბადით გაჯერებას

ამცირებს, მცირდება ვენური წნევა, ნელდება სისხლის მიმოქცევა და როგორც შედეგი, იწყება გულ-სისხლძარღვთა და ნერვული სისტემის მოქმედების დარღვევა.

ადამიანის ორგანიზმზე ზემოქმედების მიხედვით ინფრაწითელი სხივები იყოფა მოკლეტალღიან და გრძელტალღიან სხივებად. მოკლეტალღიანი თბური სხივები ღრმად იჭრება ადამიანის ქსოვილებში და ათბობს მას. იგი იწვევს სწრაფ დაღლას, ყურადღების დაქვეითებას, ოფლის მლიერ გამოყოფას, ხოლო ხანგრძლივი გამოსხივების დროს – თბურ დარტყმას.

გრძელტალღიანი სხივები ქსოვილებში ღრმად არ აღწევს და ძირითადად კანის ეპიდერმისში (კანის დამცავი გარე შრე) ჩაიხშობა. მათ შეუძლიათ კანის და თვალის დამწვრობის (თვალის კატარაქტა) გამოწვევა.

2. კომფორტის პირობები

როგორც ზემოთ უკვე აღვნიშნეთ, ადამიანისთვის კომფორტული პირობები შემდეგი ოთხი ძირითადი პარამეტრით განისაზღვრება: ტემპერატურა, ტენიანობა, ჰაერის შედგენილობა და მისი მოძრაობის სიჩქარე.

თოთოეული ამ პარამეტრის ცვალებადობა უნდა მოხდეს არა ნებისმიერად, არამედ გარკვეულ ზღვრებში, რომელიც კომფორტის პირობებს დააკმაყოფილებს.

ზემოთ ჩამოთვლილი პარამეტრების რხევის დასაშვები ზღვრების ცოდნა გვაძლევს საშუალებას შევარჩიოთ მიკროკლიმატის უზრუნველყოფის ისეთი სისტემა, რომელიც ადამიანისთვის კომფორტულ გარემოს უზრუნველყოფს.

თუ ადამიანი არ გრძნობს სიცხეს, სიცხეს ან ჰაერის მოძრაობის სიჩქარეს თავის სხეულთან, იგი სუნთქავს თავი-

სუფლად და გარემო მეტეოროლოგიური პირობები ითვლება კომფორტულად. სხვანაირად რომ ვთქვათ, ადამიანი კომფორტულად გრძნობს თავს, როდესაც იგი გასცემს იმდენ სითბოს, რამდენსაც გამოიმუშავებს, ე.ი. ადამიანის კომფორტული თბური შეგრძნება დამოკიდებულია თბოგენერაციასა და გარემოში თბოდანაკარგებს შორის ბალანსზე. თბოგენერაციისა და თბოდანაკარგების გამო ადამიანის სხეულის შიგა ტემპერატურა $36,6-36,8^{\circ}\text{C}$ -ის ფარგლებშია და მისი შენარჩუნება ორგანიზმის საკმაოდ რთული ავტომატური თერმორეგულაციით მიიღწევა: კანის საფარში სისხლის ნაკადის შემცირებით ან გაზრდით, აგრეთვე გაძლიერებული ან შენელებული ნივთიერებათა ცვლით (ენერგიის ხარჯი). ადამიანის კანის საფარის ტემპერატურა დამოკიდებულია გარემო ჰაერის ტემპერატურაზე, საშუალოდ იგი 33°C -ის ფარგლებშია. ტრადიციულად საშუალო ტემპერატურად ითვლება შუბლის ტემპერატურა, რომელიც 32°C -ის ტოლია, როდესაც გარემოს ტემპერატურაა $20-21^{\circ}\text{C}$.

ბუნებრივი თერმორეგულაციის ხარჯზე ადამიანის ორგანიზმი ეგუება გარემო ჰაერის პარამეტრების ცვლილებას. ამასთანავე, ეს თერმორეგულაცია ეფექტურია მხოლოდ პარამეტრების ნელი და მცირე გადახრების დროს, ნორმალური ადამიანის კარგი გუნება-განწყობილებისათვის საჭირო პარამეტრებისაგან. საჰაერო გარემოს დიდი და სწრაფი გადახრების დროს ირღვევა ადამიანის ორგანიზმის ფიზიოლოგიური ფუნქციები: თერმორეგულაცია, ნივთიერებათა ცვლა, გულ-სისხლძარღვთა და ნერვული სისტემის მუშაობა და ა.შ.

ჰაერის ტემპერატურის 26°C -ზე ზემოთ გაზრდით მკვეთრად ეცემა ადამიანის შრომისუნარიანობა.

ჰაერის მიკროკლიმატის სისტემების ამოცანაა, უზრუნველყოს გარემო ჰაერის ისეთი პარამეტრებით, რომლის დროსაც

ადამიანი, თავისი ორგანიზმის ავტომატური თერმორეგულაციის სისტემის საშუალებით, თავს იგრძნობს კომფორტულად, ანუ არ განიცდის ამ გარემოს გავლენას.

ჰიგიენური თვალსაზრისით, საცხოვრებელ სახლებში, სასარგებლოა 22°C ტემპერატურა, ხოლო დასაშვები გადახრები – 21-დან 23°C -მდე.

საჭაერო გარემოს კომფორტულ კონდიციას შეიძლება სხვადასხვა მნიშვნელობა ჰქონდეს, რაც უმთავრესად ადამიანის მიერ შესრულებული სამუშაოს სახეზეა დამოკიდებული.

ორგანიზმის მდომარეობის (ძილი, დასვენება, გონებრივი მუშაობა, სხვადასხვა დატვირთვის ფიზიკური შრომა) და გარემო ჰაერის პარამეტრების მიხედვით, ადამიანი საათში გამოყოფს 330-1050 კჯ სითბოს, 4-415 გ ტენს და 18-36 ლ ნახშირორჟანგს.

თუ ადამიანი ასრულებს ფიზიკურ სამუშაოს, იგი გამოყოფს ოფლს. ის, ვინც ხილულ ოფლს არ გამოყოფს, გამოყოფს წყლის ორთქლს, რომლის საშუალო სიდიდეა 900 გ დღე-ღამეში. ამ რაოდენობის 2/3 ამოისუნთქება ფილტვებით, ხოლო დანარჩენი ნაწილი გამოიყოფა კანიდან. მეორე მხრივ, ადამიანის ორგანიზმი თხოულობს, რომ გამოყოფილი ტენის ანაზღაურება მოხდეს არა მარტო სასმელი წყლის და საკვების ხარჯზე, არამედ ფილტვების მეშვეობითაც, სუნთქვის დროს. ამიტომ მნიშვნელოვანია ის გარემოება, რომ სათავსის ჰაერმა შეძლოს შემდგომი გაჯერება ადამიანების მიერ გამოყოფილი წყლის ორთქლით და მხოლოდ ამ დროს იგრძნობს ადამიანი თავს კომფორტულად.

სათავსის ჰაერი გამოყოფილ წყლის ორთქლს შთანთქავს, ვიდრე არ მოხდება მისი სრული გაჯერება, რის შედეგადაც ნებისმიერი დამატებითი წყლის ორთქლი დაიწყებს კონდენსატის სახით გამოყოფას. ჰაერს, რომელიც შეიცავს დიდი

რაოდენობით წყლის ორთქლს, არ შეუძლია ადამიანის მიერ გამოყოფილი წყლის ორთქლის ჭარბი რაოდენობით შთანთქმა. ეს გარემოება იწვევს ძლიერ გაოფლიანებას და გადაღლას, სუნთქვა სულ უფრო ძნელდება, ორგანიზმი, ცდილობს რა ოფლის სახით დაკარგული ტენის კომპენსაციას, იღებს სულ უფრო მეტ სითხეს. ჰაერის ასეთი მდგომარეობა, უმთავრესად, ზაფხულის ცხელ დღეებშია.

ადამიანის მიერ თბოგაცემაზე ჰაერის ტენიანობის გავლენა დამოკიდებულია მიკროკლიმატის ძირითად პარამეტრებზე: ჰაერის ტემპერატურასა და თბურ გამოსხივებაზე.

მაღალი ტენიანობა მაღალ ტემპერატურასთან ერთად აუარესებს ადამიანის თბოგაცემას გარემოში, რაც ადამიანის ორგანიზმის გადახურებას იწვევს. აქედან გამომდინარე, სათავსებში ოპტიმალურად ითვლება 30-60% ფარდობითი ტენიანობა. ტენიანობის ზემო ზღვარი 70%-ია. ამ პარამეტრებზე უფრო მაღალი ტენიანობა, როგორც მაღალი, ისე დაბალი ტემპერატურების დროს, უკიდურესად არასასურველია.

სათავსში ადამიანისათვის საჰაერო კომფორტი განისაზღვრება ოთახის ჰაერის ხარისხით, რომელიც განისაზღვრება მიწოდებული სუფთა ატმოსფერული ჰაერის რაოდენობით და მისი სისუფთავით. სათავსში მისაწოდებელი სუფთა ჰაერის მოცულობა განისაზღვრება ადამიანის მიერ სუნთქვის დროს გამოყოფილი ნახშირორჟანგის რაოდენობით. ეს სიდიდე დამოკიდებულია სათავსის ჰაერის ტემპერატურაზე, ადამიანის ასაკზე და მის მიერ; შესრულებული სამუშაოს ხასიათზე.

კომფორტული მიკროკლიმატის პირობებში, როდესაც სათავსში ჰაერის (გაზის) შედგენილობა ძირითადად ადამიანის ყოფნით განისაზღვრება, ჰაერის სანიტარიული მდგომარეობის კრიტერიუმად გამოიყენება მასში ნახშირორჟანგის (CO_2) შემცველობა.

სათავსებში, სადაც ადამიანებს ხანგრძლივად უხდებათ ყოფნა, CO₂-ის დასაშვები კონცენტრაციაა 1,86გ/მ³ წონის მიხედვით, ან 0,1% მოცულობის მიხედვით (ბავშვებისა და ავადმყოფებისათვის, შესაბამისად, 1,3 გ/მ³ და 0,07%).

ჩვეულებრივ პირობებში მოსვენებულ მდგომარეობაში მყოფი ადამიანი შთანთქავს 19 ლ ჟანგბადს და გამოყოფს 16 ლ ნახშირორჟანგს.

CO₂ ზემოქმედებს ორგანიზმზე, იგი მონაწილეობს სუნთქვის რეგულაციაში, სისხლის მიმოქცევაში, გაზის ცვლაში და ა.შ. ჩასუნთქულ ჰაერში CO₂-ის სიჭარბე ან ნაკლებობა ერთნაირად უარყოფითად აისახება ადამიანის ორგანიზმზე. CO₂-ის ნაკლებობის შემთხვევაში, როდესაც K_{CO₂} < 0,03%, მრავალი ორგანოს მოქმედება დარღვეულია, ხოლო მისი სიჭარბის დროს, როდესაც K_{CO₂} > 1,5%, შეიგრძნობა ნარკოტიკული ზემოქმედება, თავის ტკივილი და ა.შ.

სათავსის ჰაერის გაახლება ხდება გარე ჰაერის მიწოდებით. მოქმედი სანიტარიული ნორმებით ერთ ადამიანზე სათავსში მისაწოდებელი სუფთა ჰაერის რაოდენობა 20-60 მ³/სთ-ის ტოლია. მისაწოდებელი ჰაერის რაოდენობის უფრო მეტად გაზრდით მნიშვნელოვნად უმჯობესდება ორგანიზმის ფუნქციური მდგომარეობა და მისი შრომისუნარიანობა. ტემპერატურა და ფარდობითი ტენიანობა გარემოს თბოფიზიკურ მდგომარეობას სრულად ვერ ასახავენ. ჰაერის სუსტი მოძრაობა ადამიანის კანის ზედაპირიდან იწვევს დაგროვილი ორთქლის (ოფლის) და გადახურებული ჰაერის შრის განდევნას.

თუ გარემოს ტემპერატურა ადამიანის სხეულის ტემპერატურაზე დაბალია, ჰაერის მოძრაობის გაზრდით ადამიანის თბოგაცემა იზრდება. კომფორტული პირობების შესაწარმუნებლად საჭიროა ან ფარდობითი ტენიანობის გაზრდა, რაც კანის ზედაპირიდან აორთქლებას შეამცირებს, ან ტემპე-

რატურის გაზრდა. ზაფხულის პერიოდში, ჰაერის მაღალი ტემპერატურის დროს მისი ძვრადობის მნიშვნელოვნად გაზრდა დაუშვებელია, რადგანაც ამ დროს ჩნდება დისკომფორტის შეგრძნება.

23-24°C ჰაერის ტემპერატურის დროს ჰაერის მოძრაობის დასაშვები სიჩქარე 0,15 მ/წმ-მდეა.

3. შენობაში თბოგადაცემის საფუძვლები

სითბო ყოველთვის გადადის მაღალტემპერატურული გარემოდან დაბალში. სივრცის ერთი წერტილიდან მეორეში ტემპერატურათა სხვაობის ხარჯზე სითბოს გადატანის პროცესს **თბოგადაცემა** ეწოდება.

არსებობს თბოგადაცემის სამი ძირითადი სახე: **თბოგამტარობა** (კონდუქცია), **კონვექცია** და **გამოსხივება**. ამრიგად, სითბოს გადატანის პოტენციური ტემპერატურათა სხვაობაა.

4. თბოგამტარობა

თბოგამტარობა არის სითბოს გადატანის სახე მყარი, თხევადი და გაზისებრი ნივთიერებების უძრავ ნაწილაკებს შორის. ასე რომ, თბოგამტარობა სითბოს გადაცემის სახეა, მატერიალური გარემოს ნაწილაკებს ან ელემენტებს შორის, მათი ერთმანეთთან ურთიერთშეხების დროს. თბოგამტარობის შესწავლისას ნივთიერება განიხილება, როგორც უწყვეტი გარემო. ამ დროს მისი მოლეკულური აგებულება იგნორირებულია. სუფთა სახით თბოგამტარობა მხოლოდ მყარ სხეულებში გვხვდება, რადგანაც სითხეებსა და გაზებში პრაქტიკულად შეუძლებელია ნივთიერების უძრავობის უზრუნველყოფა.

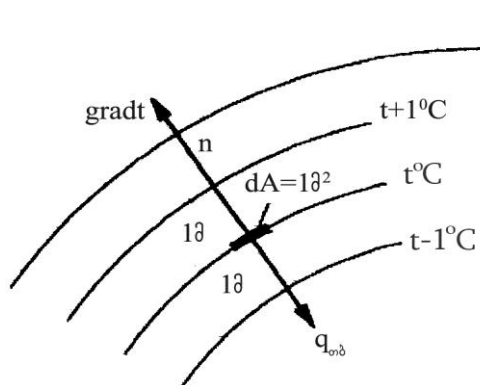
სამშენებლო მასალების უმრავლესობა ფოროვანი სხეულებია, რომელთა ფორებიც შევსებულია ჰაერით, რომელსაც შეუძლია გადაადგილება, ე.ი. სითბოს გადატანა კონვექციით. სიმცირის გამო თბოგადაცემის ეს მდგენელი სამშენებლო მასალებში უგულებელყოფილია. ფორების შიგნით მისი კედლის ზედაპირებს შორის, მიმდინარეობს გამოსხივებით თბოგადაცემა. მასალის ფორებში გამოსხივებით თბოგადაცემა ძირითადად განისაზღვრება ფორების ზომებით, რადგანაც, რაც დიდია ფორები, მით მეტია მის კედლებს შორის ტემპერატურათა სხვაობა. სამშენებლო მასალებში თბოგამტარობის შესწავლისას მის მახასიათებლებს მიაკუთვნებენ ჩონჩხსა და ფორებს ერთდროულად.

შემომზადებული კონსტრუქციები, როგორც წესი, ბრტყელი კედლებია, რომლებშიც სითბოს გადატანა ერთი მიმართულებით მიმდინარეობს. გარდა ამისა, თვლიან, რომ შემომზადებულ კონსტრუქციებში თბოგადაცემა მიმდინარეობს დამყარებულ, სტაციონარულ თბურ პირობებში, როდესაც პროცესის ყველა მახასიათებელი: თბური ნაკადი, ტემპერატურა ნებისმიერ წერტილში, სამშენებლო მასალების თბოფიზიკური მახასიათებლები არ იცვლება დროის მიხედვით.

ასეთ პირობებში, ანუ ერთგვაროვანი მასალისგან შემდგარ კედელში, ერთგანზომილებიანი სტაციონარული თბოგამტარობის პროცესი აღიწერება ფურიეს კანონით:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx}, \quad (1)$$

სადაც, q არის თბური ნაკადის ზედაპირული სიმკვრივე, რომელიც თბური ნაკადის მართობულ სიბრტყეში გადის, ვტ/მ²; λ - მასალის თბოგამტარობის კოეფიციენტი ვტ/მ°C; t - ტემპერატურა ღერძის მიმართულებით, °C.



ნახ. 3. თბური ნაკადისა და ტემპერატურული გრადიენტის მიმართულებები

$\frac{dt}{dx}$ სიდიდეს ეწოდება ტემპერატურული გრადიენტი, $^{\circ}\text{C} / \text{მ}$ და აღინიშნება – gradt. ტემპერატურული გრადიენტი მიმართულია ტემპერატურის ზრდის მიმართულებით. ნიშანი – (1) ფორმულაში გვიჩვენებს, რომ თბური ნაკადის ზრდა არ ემთხვევა ტემპერატურის ზრდას.

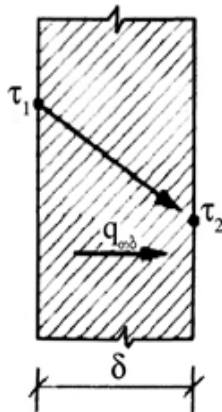
მასალის თბოგამტარობა მისი ძირითადი თბური მახასიათებელია. თბოგამტარობის კოეფიციენტი გვიჩვენებს იმ სითბოს რაოდენობას, რომელსაც ატარებს 1მ^2 ფართობი თბური ნაკადის მართობ სიბრტყეში, როდესაც ნაკადის გასწვრივ ტემპერატურული გრადიენტი $1^{\circ}\text{C}/\text{მ}$ -ის ტოლია. ანუ ესაა სითბოს ის რაოდენობა, რომელსაც გაატარებს 1მ^2 ფართობის მეორე 1მ სისქის კედელი, როდესაც ამ კედლის ზედაპირებს შორის ტემპერატურათა სხვაობა 1°C -ის ტოლია.

რაც დიდია λ , მით უფრო ინტენსიურია ასეთ მასალაში თბოგამტარობა და მეტია თბური ნაკადი. ამიტომ თბოსაიზოლაციო ეწოდება ისეთ მასალას, რომლის თბოგამტარობის კოეფიციენტი $\lambda < 0,3$ ვტ/ $^{\circ}\text{C}$.

სამშენებლო მასალების თბოგამტარობა დამოკიდებულია მათ სიმკვრივეზე. რაც მეტია მასალის სიმკვრივე (ე.ი. ნაკლებია ფორიანობა), მით მეტია მათი თბოგამტარობა. ბუნებრივია, მსუბუქ თბოსაიზოლაციო მასალებს ნაკლები სიმკვრივე აქვთ.

როგორც აღვნიშნეთ, სამშენებლო მასალები ფოროვანი სხეულებია, რომელთა ფორები შევსებულია ჰაერით. როგორც

ცნობილია, ჰაერი ცუდი თბოგამტარია, ამიტომ ნაკლები სიმკვრივის ფორიანი მასალები კარგი თბოსაიზოლაციო თვისებებით ხასიათდებიან.



ნახ. 4. ტემპერატურის განაწილება ერთგვაროვან ბრტყელ კედელში

ტემპერატურის გაზრდით მასალის თბოგამტარობა იზრდება, რაც აისახება მასალის ჩონჩხის მოლეკულების კინეტიკური ენერგიის ზრდით. ამ დროს იზრდება აგრეთვე ფორებში ჰაერის თბოგამტარობა და ფორების კედლებს შორის გამოსხივებით თბოგაცემა. სამშენებლო პრაქტიკაში ტემპერატურაზე თბოგამტარობის დამოკიდებულებას დიდი მნიშვნელობა არ აქვს. ტემპერატურაზე სამშენებლო მასალების თბოგამტარობის კოეფიციენტის დამოკიდებულება 100°C -

მდე ფარგლებში გამოითვლება ფორმულით

$$\lambda_t = \lambda_0(1 + \beta t), \quad (2)$$

სადაც λ_0 არის მასალის თბოგამტარობა 0°C ტემპერატურის დროს; λ_t – მასალის თბოგამტარობა $t^{\circ}\text{C}$ ტემპერატურის დროს; β – თბოგამტარობის ცვლილების ტემპერატურული კოეფიციენტი, $1/^{\circ}\text{C}$, სხვადასხვა მასალებისათვის $\beta=0,0025 \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$; t – მასალის ტემპერატურა, რომლის თბოგამტარობის კოეფიციენტია λ_t .

(2) ფორმულიდან ჩანს, რომ ერთგვაროვან ბრტყელ კედელში ტემპერატურის ცვლილება წრფივი ხასიათისაა (ნახ. 4). δ/λ სიდიდეს მატერიალური შრის თერმული წინააღმდეგობა ეწოდება, $R = \frac{\delta}{\lambda} \text{ მ}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{ვტ.} \quad (3)$

ერთგვაროვან ბრტყელ კედელში, რომლის სისქეა δ , მ, თბოგამტარობის კოეფიციენტი λ ვტ/მ $^{\circ}\text{C}$, თბური ნაკადი შეიძლება ასე გამოვსახოთ:

$$q = \frac{\tau_1 - \tau_2}{R}. \quad (4)$$

შრის თერმული წინააღმდეგობა ანუ თბოგამტარობის თერმული წინააღმდეგობა – ტოლია იმ ტემპერატურული სხვაობისა კედლის ზედაპირებს შორის, როდესაც მასში გადის 1 ვტ/მ² თბური ნაკადი.

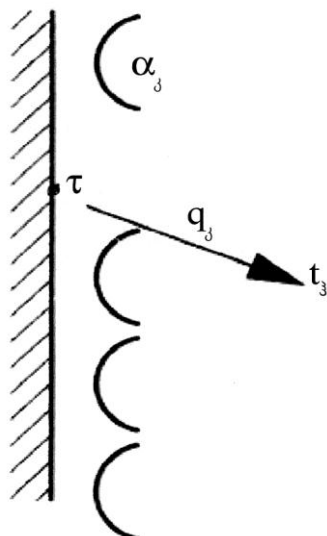
5. კონვექცია

კონვექცია არის სითბოს გადატანის პროცესი ნივთიერების მოძრავი ნაწილაკების მიერ. კონვექცია ხდება მხოლოდ სითხეებსა და გაზებში, ან მათი მყარ ზედაპირებთან ზემოქმედებისას. ამ დროს სითბოს გადატანა თბოგამტარობითაც მიმდინარეობს. ზედაპირთან სასაზღვრო შრეში კონვექციით და თბოგამტარობით სითბოს გადატანის პროცესს ეწოდება **კონვექციით თბოგაცემა**.

კონვექცია გვხვდება შენობის შემომზღუდი კონსტრუქციების შიგა და გარე ზედაპირებთან. შიგა ზედაპირებთან თბოგაცემაზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს კონვექცია. ზედაპირსა და მის ირგვლივ მყოფ ჰაერს შორის ტემპერატურათა სხვაობის დროს, მიმდინარეობს სითბოს გადატანა დაბალი ტემპერატურის მხარეს. კონვექციით გადაცემული სითბოს რაოდენობა დამოკიდებულია – სითხის ან გაზის მოძრაობის რეჟიმზე, მოძრავი გარემოს ტემპერატურასა და სიმკვრივეზე, ზედაპირის ხორკლიანობაზე, მოძრავ გარემოსა და ზედაპირს შორის ტემპერატურათა სხვაობაზე.

ჰაერსა და ზედაპირს შორის თბოგაცემის პროცესი მიმდინარეობს სხვადასხვანაირად და იგი მოძრაობის წარმომშობ მიზეზებზეა დამოკიდებული. განასხვავებენ ბუნებრივ და იძულებით კონვექციას. პირველ შემთხვევაში ჰაერი მოძრაობს ცივი და ცხე-

ლი ნაწილაკების სიმკვრივეთა სხვაობის ხარჯზე, სიმკვრივეთა სხვაობა კი გამოწვეულია ტემპერატურათა სხვაობით. მეორე შემთხვევაში მოძრაობა გამოწვეულია გარეშე ძალებით (ვენტილატორი, ქარი).



ნახ. 5. კედელსა და ჰაერს შორის კონვექციით თბოგაცემა

იძულებით კონვექციას ყოველთვის ახლავს ბუნებრივი კონვექციაც, მაგრამ იგი იმდენად მცირეა, რომ იძულებითი კონვექციის დროს მას უგულებელვყოფთ.

შემდგომში განვიხილავთ მხოლოდ კონვექციით თბოგაცემის სტაციონარულ პროცესს, როდესაც ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე გარემოს ნებისმიერ წერტილში, დროში არ იცვლება. რადგანაც კონვექციური თბოგაცემის დროს სათავსის ელემენტების ტემპერატურა საკმაოდ ნელა იცვლება, სტაციონარული რეჟიმის დამახასიათებელი სიდიდეები შეგვიძლია გავავრცელოთ არასტაციონარულ რეჟიმზეც.

გათბობის და ვენტილაციის სისტემების საინჟინრო გათვლების დროს, მნიშვნელოვანია კონვექციით თბოგაცემა შემომზღუდი კონსტრუქციის ან მილის ზედაპირსა და ჰაერს (სითხეს) შორის. პრაქტიკული გაანგარიშებისას კონვექციური თბური ნაკადი (ნახ.5) გამოითვლება ნიუტონის ფორმულით

$$q_3 = \alpha_3(\tau - t_3), \quad (5)$$

სადაც q_3 არის კონვექციით გაცემული თბური ნაკადის სიდიდე ვტ/მ², რომელიც გადაეცემა მოძრავი სითხიდან ზედაპირს ან პირიქით; t_3 – ჰაერის ტემპერატურა, რომელიც გარს ევლება ზედაპირს, °C; τ –

კედლის ზედაპირის ტემპერატურა; α_3 – კედლის ზედაპირზე კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი, ვტ/მ².°C.

კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი გვიჩვენებს სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც გადადის ჰაერიდან კედელზე, (ან პირიქით) რომლის ფართობი 1მ²-ია, ერთ საათში კედელსა და ჰაერს შორის 1°C ტემპერატურული სხვაობის დროს. კონვექციით თბოგაცემის პროცესის მთელი სირთულე კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტის (α_3) შესწავლაში მდგომარეობს. ეს კოეფიციენტი მრავალი არგუმენტის ფუნქციაა.

(5) განტოლება ასეც შეიძლება ჩავწეროთ:

$$q_3 = \frac{\tau - t_3}{R_3}, \quad (6)$$

სადაც R არის შემომზღუდი კონსტრუქციის ზედაპირთან კონვექციით თბოგაცემის თერმული წინააღმდეგობა, მ²°C/ვტ. იგი ტოლია შემომზღუდი კონსტრუქციის ზედაპირსა და ჰაერს შორის ტემპერატურული სხვაობისა, რომელიც წარმოიქმნება 1ვტ/მ² ზედაპირული თბური ნაკადის გავლისას ჰაერიდან ზედაპირზე ან პირიქით. თერმული წინააღმდეგობა R_3 თბოგაცემის კოეფიციენტის შებრუნებული სიდიდეა

$$R_3 = \frac{1}{\alpha_3}. \quad (7)$$

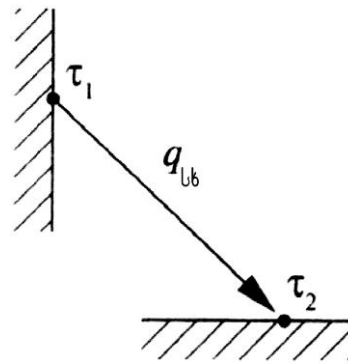
6. გამოსხივება

გამოსხივება (სხივური თბოგაცემა ან რადიაცია) არის სითბოს გადატანის პროცესი ზედაპირიდან ზედაპირზე ელექტრომაგნიტური ტალღების საშუალებით, როდესაც ზედაპირებს შორის ამ ტალღებისათვის გამჭვირვალე გარემოა მოთავსებული (ნახ.6).

ნებისმიერი ფიზიკური სხეული, რომლის ტემპერატურაც განსხვავებულია აბსოლუტური ნულისგან, ირგვლივ სივრცეში

ასხივებს ენერგიას ელექტრომაგნიტური ტალღების სახით. ელექტრომაგნიტური გამოსხივება ხასიათდება ტალღის სიგრძით. თბურ გამოსხივებას, რომლის ტალღის სიგრძეც 0,76-50 მკმ-ია, ეწოდება **ინფრაწითელი**.

სხივური თბოგაცემა მიმდინარეობს, მაგალითად, სათავსში განლაგებულ ზედაპირებს შორის, სხვადასხვა შენობების გარე ზედაპირებს შორის, დედამიწისა და ცის ზედაპირებს შორის. მნიშვნელოვანია სხივური თბოგაცემა სათავსის შემომზღუდი კონსტრუქციების შიგა ზედაპირებსა და სათბობ ხელსაწყოებს შორის. ყველა ამ შემთხვევაში გამოსხივებისათვის გამჭვირვალე გარემოს, რომელიც ატარებს თბურ ტალღებს, წარმოადგენს ჰაერი.



ნახ. 6. ორ ზედაპირს შორის გამოსხივებით თბოგაცემა

გამოსხივებით თბოგაცემის დროს, თბური ნაკადის პრაქტიკული გაანგარიშებისას, გამოიყენება გამარტივებული ფორმულა. გამოსხივებით სითბოს გაცემის ინტენსივობა $q_{\text{სხ}}$, ვტ/მ² განისაზღვრება სხივურ თბოგაცემაში მონაწილე ზედაპირების ტემპერატურით

$$q_{\text{სხ}} = \alpha_{\text{სხ}}(\tau_1 - \tau_2), \quad (8)$$

სადაც τ_1 და τ_2 არის სხივურ თბოგაცემაში მონაწილე ზედაპირების ტემპერატურები; $\alpha_{\text{სხ}}$ - კედლის ზედაპირის გამოსხივებით თბოგაცემის კოეფიციენტი, ვტ/მ²°C. გამოსხივებით თბოგაცემის კოეფიციენტი გვიჩვენებს იმ სითბოს რაოდენობას, რომელიც ერთი ზედაპირიდან მეორეს გადაეცემა გამოსხივებით 1 საათში, მათ შორის 1°C ტემპერატურული სხვაობის დროს.

გამოსხივებით თბოგაცემის კოეფიციენტის შებრუნებულ სიდიდეს ეწოდება გამოსხივებით თბოგაცემის თერმული წინა-

აღმდეგობა, R_{sb} , $^{\circ}\text{C}/\text{ვტ}$ და იგი ზედაპირებს შორის იმ ტემპერატურული სხვაობის ტოლია, როდესაც ერთი ზედაპირიდან მეორეში გადადის $1\text{ვტ}/\text{მ}^2$ თბური ნაკადი.

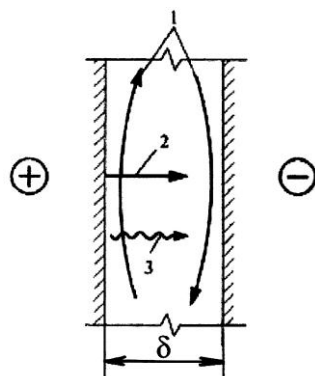
მაშინ (8) განტოლება შეიძლება ასე ჩავწეროთ:

$$q_{sb} = \frac{\tau_1 - \tau_2}{R_{sb}}, \quad (9)$$

R_{sb} სიდიდე გამოსხივებით თბოგაცემის კოეფიციენტის შებრუნებული სიდიდეა,

$$R_{sb} = \frac{1}{\alpha_{sb}}. \quad (10)$$

7. საჰაერო შუაშრის თერმული წინააღმდეგობა



საჰაერო შუაშრის სითბოს გადაცემის სქემა ნაჩვენებია მე-7 ნახაზზე. საჰაერო შუაშრეში გადატანილი თბური ნაკადის სიდიდე შედგება თბოგამტარობით, კონვექციით და გამოსხივებით გადატანილი თბური ნაკადების ჯამისაგან.

$$q_{3.შრ} = q_{გამტ} + q_{კონ} + q_{sb}, \quad \text{ვტ}/\text{მ}^2 \quad (11)$$

ნახ. 7. საჰაერო შუაშრის თბოგადაცემა

1-კონვექცია; 2-თბოგამტარობა; 3 - გამოსხივება

ამ სიდიდეებიდან ყველაზე დიდია გამოსხივებით გადაცემული თბური ნაკადი. განვიხილოთ ჩაკეტილი საჰაერო შუაშრე, რომლის ზედაპირებს შორის ტემპერატურათა სხვაობა 5°C -ია. 10-დან 200 მმ-მდე შუაშრის სისქის გაზრდით გამოსხივებით თბური ნაკადის წილი იზრდება 60-დან 80%-მდე. ამასთანავე, თბოგამტარობით გადატანილი თბური ნაკადის წილი მცირდება

38-დან 2%-მდე, ხოლო კონვექციით თბური ნაკადის წილი იზრდება 2-დან 20%-მდე.

ამ მდგენელების დათვლა ძალიან რთულია, ამიტომ პრაქტიკული გაანგარიშებისას სარგებლობენ ნორმებში მოცემული სიდიდეებით (ცხრილი 2).

ცხრილი №2

ჩაკეტილი საჰაერო შუაშრების თერმული წინააღმდეგობები

შუაშრის სისქე δ, მ	თერმული წინააღმდეგობა $R_{3,შრ}, \text{მ}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{ვტ}$			
	ვერტიკალური და ჰორიზონ- ტალური (თბური ნაკადი ქვემოდან ზემოთ) შრეები		ჰორიზონტალური (თბური ნაკადი ზემოდან ქვემოთ)	
	ჰაერის ტემპერატურა შუაშრეში, $^\circ\text{C}$			
	დადებითი	უარყოფითი	დადებითი	უარყოფითი
0,01	0,13	0,15	0,14	0,15
0,02	0,14	0,15	0,15	0,19
0,03	0,14	0,16	0,16	0,21
0,05	0,14	0,17	0,17	0,22
0,1	0,15	0,18	0,18	0,23
0,15	0,15	0,18	0,19	0,24
0,2-0,3	0,15	0,19	0,19	0,24

შენიშვნა: თუ საჰაერო შუაშრის ერთ-ერთ ან ორივე ზედაპირზე მოთავსებულია ლითონის კილიტა, თერმული წინააღმდეგობა უნდა გაიზარდოს ორჯერ.

იმისათვის, რომ გავზარდოთ საჰაერო შუაშრის მქონე შემომზღუდი კონსტრუქციის თერმული წინააღმდეგობა, საჭიროა შემდეგი რეკომენდაციების გათვალისწინება:

1. თბოტექნიკური თვალსაზრისით ეფექტურია მცირე სისქის შუაშრეები;
2. უკეთესია შემოღობვაში გავაკეთოთ მცირე სისქის რამდენიმე შუაშრე, ვიდრე ერთი დიდი;

3. საჰაერო შუაშრეები უმჯობესია განვალაგოთ კედლის გარე ზედაპირთან ახლოს, რადგანაც ამ შემთხვევაში ზამთრის პერიოდში მცირდება გამოსხივებით თბური ნაკადი;
4. გარე კედლების ვერტიკალური შუაშრეები სართულშუა გადახურვის დონეზე უნდა გადავლობოთ ჰორიზონტალური დიაფრაგმებით;
5. გამოსხივებით თბოგაცემის შემცირების მიზნით შეიძლება შუაშრის ერთ ზედაპირს გაუკეთდეს ალუმინის კილიტა, რომლის გამოსხივების კოეფიციენტი $\varepsilon = 0,05$. ორივე ზედაპირის კილიტით დაფარვა ფაქტობრივად არ ამცირებს გამოსხივებით თბოგაცემას ერთი ზედაპირის დაფარვასთან შედარებით.

8. თბოგაცემის კოეფიციენტები შემომზადული კონსტრუქციის შიგა და გარე ზედაპირებზე

განვიხილოთ კედელი, რომელიც t_{θ} ტემპერატურის სათავსს აცალკევებს t_g ტემპერატურის გარემოსაგან. კედლის გარე ზედაპირი კონვექციით გასცემს სითბოს გარე ჰაერს, ხოლო გამოსხივებით - ირგვლივ მყოფ ზედაპირებს. იგივე ხდება კედლის შიგა ზედაპირთანაც. შეგვიძლია დავწეროთ, რომ კედელში გამავალი თბური ნაკადი q ვტ/მ²-ის ტოლია:

$$q = \alpha_{\text{კ.შიგ}}(t_{\theta} - \tau_{\theta}) + \alpha_{\text{სხ.შიგ}}(t_{\text{ზედ.შიგ}} - \tau_{\theta}), \quad (12)$$

$$q = \alpha_{\text{კ.გარ}}(\tau_g - t_g) + \alpha_{\text{სხ.გარ}}(t_{\text{ზედ.გარ}} - t_g), \quad (13)$$

სადაც $t_{\text{ზედ.შიგ}}$ და $t_{\text{ზედ.გარ}}$ არის კედლის შიგა და გარე ზედაპირების ირგვლივ მყოფი ზედაპირების ტემპერატურა, °C; $\alpha_{\text{კ.შიგ}}$ და $\alpha_{\text{კ.გარ}}$ - შიგა და გარე ზედაპირებთან გამოსხივებით თბოგაცემის კოეფიციენტები, ვტ/მ².°C; $\alpha_{\text{სხ.შიგ}}$ და $\alpha_{\text{სხ.გარ}}$ - შიგა და გარე ზედაპირებთან გამოსხივებით თბოგაცემის კოეფიციენტები, ვტ/მ².°C.

საინჟინრო გაანგარიშებისას მიღებულია, რომ კედლის შიგა და გარე ზედაპირებთან თბოგაცემა არ დაიყოს კონვექციურ და სხივურ მდგენელებად. თვლიან, რომ კედლის შიგა ზედაპირთან მიმდინარეობს სითბოს შეთვისება, რომელიც ერთი $\alpha_{\text{შ}}$ (ვტ/მ²·°C) კოეფიციენტით ფასდება, ხოლო გარე ზედაპირთან კი – თბოგაცემა, რომლის ინტენსივობაც $\alpha_{\text{გ}}$ (ვტ/მ²·°C) თბოგაცემის კოეფიციენტით განისაზღვრება. გარდა ამისა, თვლიან, რომ ტემპერატურა ირგვლივ მდებარე ზედაპირების ტემპერატურის ტოლია, ე.ი. $t_{\text{ზედ.შიგ}} = t_{\text{შიგ}}$ და $t_{\text{ზედ.გარ}} = t_{\text{გ}}$,

$$\text{მაშინ } q = \alpha_{\text{შ}}(t_{\text{შ}} - \tau_{\text{შ}}); \quad q = \alpha_{\text{გ}}(\tau_{\text{გ}} - t_{\text{გ}}), \quad (14)$$

ბუნებრივია, იგულისხმება, რომ კედლის შიგა და გარე ზედაპირებთან თბოგაცემის კოეფიციენტები კონვექციით და გამოსხივებით თბოგაცემის კოეფიციენტების ჯამის ტოლია:

$$\alpha_{\text{შ}} = \alpha_{\text{კ.შიგ}} + \alpha_{\text{სხ.შიგ}}; \quad \alpha_{\text{გ}} = \alpha_{\text{კ.გარ}} + \alpha_{\text{სხ.გარ}}. \quad (15)$$

კედლის შიგა და გარე ზედაპირებთან თბოგაცემის კოეფიციენტები წარმოადგენენ თბური ნაკადის სიმკრივეებს, რომლებსაც ზედაპირები მის ირგვლივ გარემოს (ან პირიქით) გადასცემენ, როდესაც ზედაპირსა და გარემოს შორის ტემპერატურული სხვაობა 1°C-ის ტოლია.

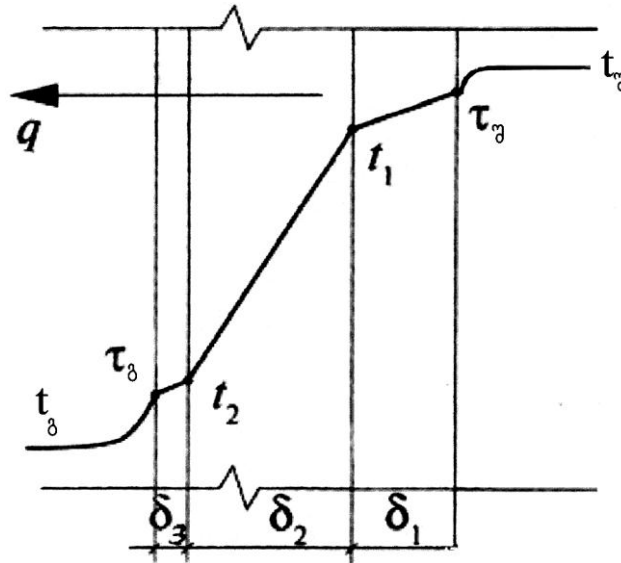
თბოგაცემის კოეფიციენტების შებრუნებულ სიდიდეებს ეწოდება თბოგაცემის თერმული წინააღმდეგობები, მ²·°C/ვტ

$$R_{\text{შ}} = \frac{1}{\alpha_{\text{შ}}}; \quad R_{\text{გ}} = \frac{1}{\alpha_{\text{გ}}}. \quad (16)$$

კედლის შიგა და გარე ზედაპირებთან თბოგაცემის კოეფიციენტების მნიშვნელობები ზედაპირის სახეობის (კედელი, ფანჯარა, გადახურვა...) მიხედვით აიღება ნორმებიდან. კედლების, იატაკისა და ჭერისთვის $\alpha_{\text{შ}}=8,7$ ვტ/მ²·°C, ხოლო $\alpha_{\text{გ}}=23$ ვტ/მ²·°C.

9. მრავალშრიანი კედლის თბოგადაცემა

თუ n რაოდენობის შრეებისგან შემდგარი მრავალშრიანი კედლის ერთ მხარეს ტემპერატურაა $t_{\text{გ}}$, ხოლო მის მეორე მხარეს $t_{\text{გ}}$ და $t_{\text{გ}} < t_{\text{გ}}$, მაშინ აღიძვრება თბური ნაკადი q (ნახ.8).



ნახ. 8. ტემპერატურის განაწილება მრავალშრიან ბრტყელ კედელში თბოგადაცემის დროს

თბური ნაკადი მიმართული იქნება $t_{\text{გ}}$ ტემპერატურის გარემოდან $t_{\text{გ}}$ ტემპერატურის გარემოსკენ. ეს თბური ნაკადი შიგა გარემოდან გაივლის შიგა ზედაპირს ტემპერატურით $\tau_{\text{გ}}$

$$q = \frac{1}{R_{\text{გ}}}(t_{\text{გ}} - \tau_{\text{გ}}), \quad (17)$$

შემდეგ შიგა ზედაპირიდან კედლის პირველი შრის სიზრქეში,

$$q = \frac{1}{R_1}(\tau_{\text{გ}} - t_1), \quad (18)$$

შემდეგ მეორე, მესამე და ა.შ., ყველა შრის სიზრქეში,

$$q = \frac{1}{R_i} (t_{i-1} - t_i). \quad (19)$$

დაბოლოს, კედლის გარე ზედაპირიდან τ_g ტემპერატურით გადავა t_g ტემპერატურის გარემოში,

$$q = \frac{1}{R_g} (\tau_g - t_g), \quad (20)$$

სადაც, R_i არის ნებისმიერი i -ური შრის თერმული წინააღმდეგობა, $^{\circ}\text{C}/\text{ვტ}$; R_g და R_0 – შესაბამისად, კედლის შიგა და გარე ზედაპირებთან თბოგაცემის თერმული წინააღმდეგობები, $^{\circ}\text{C}/\text{ვტ}$; t_{i-1} – ტემპერატურა $i-1$ და i -ური შრეების საზღვარზე; t_i – ტემპერატურა i -ური და $i+1$ შრეების საზღვარზე.

ეს განტოლებები დავწეროთ ასე:

$$\begin{aligned} qR_g &= t_g - \tau_g \\ qR_1 &= \tau_g - t_1 \\ qR_i &= t_{i-1} - t_i \\ qR_g &= \tau_g - t_g \end{aligned} \quad (21)$$

და შევკრიბოთ

$$q(R_g + R_1 + R_2 + \dots + R_i + R_g) = t_g - t_g. \quad (22)$$

ფრჩხილებში მოთავსებული გამოსახულება წარმოადგენს კედლის შიგა და გარე ზედაპირებთან თბოგაცემის თერმული წინააღმდეგობების და კედლის ცალკეული შრეების თერმულ წინააღმდეგობათა ჯამს, რომელსაც ეწოდება კედლის (შემომზღუდი კონსტრუქციის) საერთო თერმული წინააღმდეგობა და აღინიშნება R_0 -ით,

$$R_0 = R_g + \sum_{i=1}^n R_i + R_g, \quad (23)$$

ხოლო კედლის ცალკეული შრეების თერმულ წინააღმდეგობათა ჯამს კედლის თერმული წინააღმდეგობა ეწოდება

$$R = R_1 + R_2 + \dots + R_{3.86} + \dots + R_i, \quad (24)$$

სადაც $R_1, R_2, \dots, R_i$ არის კედლის ცალკეული შრეების თერმული წინააღმდეგობები, $^{\circ}\text{C}/\text{ვტ}$ და განისაზღვრება (3) ფორმულით; $R_{3.86}$ – კედელში არსებული ჩაკეტილი ჰაერის შრის თერმული წინააღმდეგობა (თუ ასეთი არსებობს კედელში), $^{\circ}\text{C}/\text{ვტ}$.

შემომზადებული კონსტრუქციის საერთო თერმული წინააღმდეგობა წარმოადგენს კედლის სხვადასხვა მხარეს არსებულ გარემოს შორის ტემპერატურათა სხვაობას, რომელიც ამ კედელში (შემომზადებულ კონსტრუქციაში) აყალიბებს მასში გამავალ $1\text{ვტ}/\text{მ}^2$ სიმკვრივის თბურ ნაკადს; მაშინ, როდესაც მრავალშრიანი კედლის თერმული წინააღმდეგობა არის კედლის შიგა და გარე ზედაპირებს შორის ტემპერატურათა სხვაობა, რომელიც აყალიბებს მასში გამავალ $1\text{ვტ}/\text{მ}^2$ სიმკვრივის თბურ ნაკადს.

(24) ფორმულიდან ჩანს, რომ შემომზადებულ კონსტრუქციაში გატარებული თბური ნაკადის სიდიდე q $\text{ვტ}/\text{მ}^2$ პირდაპირპროპორციულია კედლის სხვადასხვა მხარეს გარემოების ტემპერატურათა სხვაობისა და უკუპროპორციულია საერთო თერმული წინააღმდეგობისა $R_0 q = \frac{1}{R_0} (t_{\text{გ}} - t_{\text{გ}}), \quad (25)$

თერმული წინააღმდეგობის შებრუნებულ სიდიდეს თბო-გადაცემის კოეფიციენტი ეწოდება, K $\text{ვტ}/\text{მ}^2\cdot^{\circ}\text{C}$, $K = \frac{1}{R_0}, \quad (26)$

თბოგადაცემის კოეფიციენტი თბური ნაკადის სიმკვრივეა, რომელიც გადის შემომზადებული კონსტრუქციის სიზრქეში, მისი სხვადასხვა მხარის გარემოს შორის 1°C ტემპერატურული სხვაობის დროს.

თბური ნაკადი q , $\text{ვტ}/\text{მ}^2$, რომელიც გადის შემომზადებულ კონსტრუქციაში, თბო-გადაცემით გადაეცემა და განისაზღვრება ფორმულით:

$$q = K (t_{\text{გ}} - t_{\text{გ}}). \quad (27)$$

10. ტემპერატურის განაწილება შემომზადებული კონსტრუქციის სიზრქეში

მნიშვნელოვანი პრაქტიკული ამოცანაა შემომზადებული კონსტრუქციის სიზრქეში ტემპერატურის განაწილების ცოდნა. (1) დიფერენციალური განტოლებიდან ჩანს, რომ ტემპერატურა თბოგადაცემის წინააღმდეგობის მიმართ წრფივ დამოკიდებულებაშია (ნახ.9), ამიტომ კედლის ნებისმიერ კვეთში შეგვიძლია ჩავწეროთ ტემპერატურის მნიშვნელობა:

$$t_x = t_{\theta} - \frac{R_{\theta-x}(t_{\theta}-t_{\delta})}{R_0}; \quad t_x = t_{\delta} + \frac{R_{\delta-x}(t_{\theta}-t_{\delta})}{R_0}; \quad (28)$$

სადაც $R_{\theta-x}$ და $R_{\delta-x}$, შესაბამისად, თერმული წინააღმდეგობებია შიგა ჰაერიდან x კვეთამდე და გარე ჰაერიდან x კვეთამდე, $მ^2 \cdot ^\circ C / ვტ$.

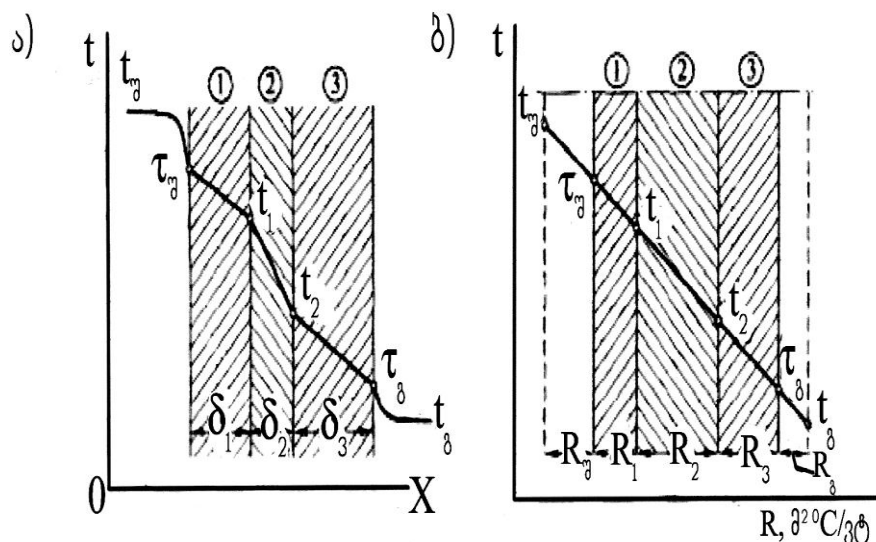
შემომზადებული კონსტრუქციების საჭირო (დაყვანილი) თერმული წინააღმდეგობა. შენობათა თბური დაცვის დასახასიათებლად შემოღებულია შემომზადებული კონსტრუქციების საჭირო თერმული წინააღმდეგობის ცნება. შემომზადებული კონსტრუქციების შერჩევისას დაცული უნდა იქნეს პირობა:

$$R_0 \geq R_0^{საჭ}, \quad (29)$$

სადაც R_0 არის შემომზადებული კონსტრუქციის ფაქტობრივი თერმული წინააღმდეგობა, $მ^2 \cdot ^\circ C / ვტ$, ანუ განსახილველი შემომზადებული კონსტრუქციის თერმული წინააღმდეგობა; $R_0^{საჭ}$ – ნორმებით დადგენილი მინიმალური თერმული წინააღმდეგობა, რომელიც უნდა ჰქონდეს განსახილველ შემომზადებულ კონსტრუქციას, $მ^2 \cdot ^\circ C / ვტ$.

მრავალ ქვეყანაში შემომზადებული კონსტრუქციების საჭირო (დაყვანილი) თერმული წინააღმდეგობა განისაზღვრება სამშენებლო ნორმებით და მოცემულია ცხრილებში შემომზადებული კონსტრუქციის სახეობის მიხედვით.

საქართველოში ასეთი ნორმები არ არსებობს და ამიტომ შესაძლებელია სხვა ქვეყნის ნორმებით სარგებლობა ადგილობრივი თავისებურებების გათვალისწინებით.



ნახ. 9. მრავალშრიანი ბრტყელი კედლის ტემპერატურული ველი
 1 - შრეების სისქეების მასშტაბში; ბ - თერმული წინააღმდეგობების მასშტაბში

მასიური შემომზღუდი კონსტრუქციებისათვის შეგვიძლია ვისარგებლოთ პირობით, რომ შემომზღუდი კონსტრუქციებისათვის თბოგადაცემის კოეფიციენტი არ აღემატებოდეს 1,5 ვტ/მ²·°C-ს. ასეთი მიდგომა ბევრ ევროპულ ქვეყანაშია მიღებული, მიუხედავად იმისა, რომ ამ ქვეყნებში დამუშავებულია თბოგადაცემის უფრო მკაცრი, რეგლამენტირებული ნორმები.

$$\text{სიდიდე } R_0 = \frac{1}{K} = \frac{1}{1,5} = 0,67 \text{ მ}^2\text{°C/ვტ} \quad (30)$$

წარმოადგენს კედლის თერმულ წინააღმდეგობას. მე-20 საუკუნეში აგებულ შენობათა უმრავლესობაში შემომზღუდი კონსტრუქციების ფაქტობრივი თერმული წინააღმდეგობა მეტია 0.67-ზე.

გამოსახულება (30) შეგვიძლია მივიღოთ შემომზღუდი კონსტრუქციის საჭირო (დაყვანილ) თერმულ წინააღმდეგობად და შემომზღუდი კონსტრუქციების თბოტექნიკური გაანგარიშების დროს საჭიროა დავიცვათ პირობა (29), ანუ

$$R_0 \geq 0,67 \quad (31).$$

იმ შემთხვევაში, როდესაც თბური დაცვის უფრო მაღალი ხარისხი გვინდა დავაკმაყოფილოთ, საჭიროა ვისარგებლოთ სპეციალური ცხრილებით (იხ. СНиП 23-02-2003).

(29) პირობა დაცული უნდა იქნეს, აგრეთვე შემინული ზედაპირებისთვისაც. ამ ზედაპირების საჭირო თერმული წინააღმდეგობები შემომზღუდი კონსტრუქციის სახეობის მიხედვით მოცემულია ცხრილში 3.

ცხრილი №3

**შემინული ზედაპირების საჭირო (დაყვანილი) თერმული
წინააღმდეგობები**

N	შემინული ზედაპირის დასახელება	R ₀ , მ ² °C/ვტ	
		ხის ან ПВХ ალათებით	ალუმინის ალათებით
1	ორმაგი შემინვა შეწყვილებული ალათებით	0,4	–
2	ორმაგი შემინვა განცალკევებული ალათებით	0,44	0,34
3	მინის ღრუებიანი ბლოკები ზომით 194x194x98 მმ	0,31	
	ზომით 244x244x98 მმ	0,33	
4	პროფილირებული მინა	0,31	

5	ორგანული მინის ორმაგი საზენიტო ფარნები	0,36	–
6	სამმაგი შემინვა განცალკევებულ-შეწყვილებული ალათებით	0,55	0,46
7	ერთკამერიანი მინაპაკეტი:		
	ჩვეულებრივი მინით	0,38	0,34
	მყარი სელექციური დაფარვით	0,51	0,43
	რბილი სელექციური დაფარვით	0,56	0,47

სამრეწველო და სასოფლო-სამეურნეო შენობებისათვის შემომზადებული კონსტრუქციის საჭირო თერმული წინააღმდეგობა გამოითვლება ფორმულით:

$$R_0^{\text{საჭ}} = R_{\text{შ}} \frac{t_{\text{შ}} - t_{\text{გ}}}{\Delta t^{\text{ნორმ}}} n, \quad (32)$$

სადაც $R_{\text{შ}} = \frac{1}{\alpha_{\text{შ}}} = \frac{1}{8,7} = 0,115 \text{ მ}^2 \cdot \text{°C/ვტ}$ არის შემომზადებული კონსტრუქციის შიგა ზედაპირთან თერმული წინააღმდეგობა; $t_{\text{შ}}$ – შიგა ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა, °C; $t_{\text{გ}}$ – გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა და იგი მოცემული ადგილმდებარეობისათვის ყველაზე ცივი ხუთდღიურის ტემპერატურის ტოლი აიღება, °C; n – შესწორების კოეფიციენტი, რომელიც გარე ზედაპირის გარე ჰაერთან შეხებას ითვალისწინებს; $\Delta t^{\text{ნორმ}}$ – სანჰიგიენური ნორმებით გათვალისწინებული ის აუცილებელი ტემპერატურული სხვაობა, რომელიც უნდა არსებობდეს სათავსის ჰაერსა და გარე კედლის შიგა ზედაპირს შორის, °C.

ნორმირებული ტემპერატურული სხვაობა $\Delta t^{\text{ნორმ}} = t_{\text{შ}} - t_{\text{გ}}$ (33) შემომზადებული კონსტრუქციის თბური დაცვის ერთ-ერთი მახასიათებელი სიდიდეა. ეს სხვაობა ყოველთვის უნდა იყოს იმ ფარგლებში, რომ განსახილველი შემომზადებული კონსტრუქციის შიგა ზედაპირზე არ ხდებოდეს სათავსის ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაცია, ე.ი. შესრულდეს პირობა:

$$t_{\text{შ}} > t_{\text{წ}} , \quad (34)$$

სადაც t_6 არის ნამის წერტილი, °C, ანუ ის ტემპერატურა, რომელზეც ხდება ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაცია, ანუ ნამის წარმოქმნა.

შემომზადდ კონსტრუქციებთან ნორმირებული ტემპერატურული სხვაობის სიდიდეები სათავსის სახეობის მიხედვით მოცემულია ცხრილში 4.

ცხრილი 4.

სათავსის ჰაერსა და გარე კედლის შიგა ზედაპირს შორის
ნორმირებული ტემპერატურული სხვაობები $\Delta t^{ნორმ}$

N	შენობა /სათავსი	$\Delta t^{ნორმ}, ^\circ\text{C}$			
		გარე კედ- ლი	გადახუ- რვა	სარდა- ფის გადახ- ურვა	საზე- ნიტო ფარნე- ბი
1	საცხ. სახლები, სასწ. პროფილაქტიკური და საბავშვო დაწესებულებები, სკოლები	4	3	2	$t_{\theta} - t_6$
2	საზოგადოებრივი და ადმინისტრაციული შენობები	4,5	4,0	2,5	$t_{\theta} - t_6$
3	სამრეწველო, მშრალი ნორმალური რეჟიმით	$t_{\theta} - t_6$	$0,8(t_{\theta} - t_6)$	2,5	$t_{\theta} - t_6$
4	სამრეწველო, ტენიანი ან სველი რეჟიმით	$t_{\theta} - t_6$	$0,8(t_{\theta} - t_6)$	2,5	-
5	სამრეწველო, აშკარა სითბოს დიდი რაოდენობით ($23\text{ვტ/მ}^3\text{-ზე}$ მეტი) გამოყოფით, როცა ჰაერის ფარდ. ტენიანობა $>50\%$	12	12	2,5	$t_{\theta} - t_6$

11. სათავსისა და გარემო ჰაერის საანგარიშო პარამეტრები

ზემოთ მოყვანილ ფორმულებში ერთ-ერთი ძირითადი პარამეტრია სათავსის შიგა და გარე ჰაერის ტემპერატურები $t_{\text{გ}}$ და $t_{\text{გ.}}$. სათავსის ჰაერის ტემპერატურები დამოკიდებულია სათავსის სახეზე და მასში მიმდინარე ტექნოლოგიურ პროცესზე. სათავსის ჰაერის ტემპერატურები მოცემულია დარგობრივ ნორმებში და ისინი განსაზღვრულია სათავსის სამუშაო ზონისთვის. სამუშაო ზონა კი ეწოდება იატაკიდან 1,8-2,0 სიმაღლეზე დაცილებულ სიბრტყეს.

სხვადასხვა ტიპის შენობებისა და სათავსებისათვის შიგა ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურები DIN 4701-ის მიხედვით მოყვანილია ცხრილში 5.

ცხრილი №5

ჰაერის ნორმირებული შიგა ტემპერატურები

სათავსის სახე		ნორმირებული შიგა ტემპერატურა $t_{\text{გ}}$, °C
საცხოვრებლები:	საცხოვრებელი და სამილე ოთახები	20
	სამზარეულოები	20
	სააბაზანოები	24
	ტუალეტები	20
	გამთბარი დამხმარე სათა- ვსები	15
	კიბის უჯრედები	10
	საზოგადოებრივი ბიუროები, ოფისები და ა. შ.	20
შენობები:	ტუალეტები	15
	სავაჭრო სათავსები	20
სასტუმროები:	საცხოვრებელი ოთახები	20
	სააბაზანოები	24

სამრეწველო და საზოგადოებრივი შენობების სხვა სათავსებისათვის უნდა ვისარგებლოთ ამ დარგის კონკრეტული ნორმებით.

გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურად მოცემული ადგილმდებარეობისთვის აიღება ყველაზე ცივი ხუთდღიურის საშუალო ტემპერატურა უზრუნველყოფის კოეფიციენტით $K=0,92$. გარე ჰაერის ძირითადი პარამეტრები, რომლებიც გათბობის ტექნიკაში გვხვდება, მოცემულია ცხრილში 6.

ხუთდღიურის საშუალო ტემპერატურაში იგულისხმება ბოლო 50 წლის განმავლობაში (1926-დან 1980-იან წლებამდე პერიოდი) ყველაზე ცივი ხუთი დღის საშუალო ტემპერატურა. ხუთი დღის საშუალო ტემპერატურა განსაზღვრულია ყოველი წლისათვის განსახილველი 50 წლის პერიოდში და ამ ტემპერატურებიდან ყველაზე დაბალი მიღებულია საანგარიშოდ.

მე-6 ცხრილში ნაჩვენებია, აგრეთვე, მოცემული ადგილმდებარეობისათვის აბსოლუტურად მინიმალური ტემპერატურის მნიშვნელობა ამ რეგიონში, რომელიც კი ყოფილა ბოლო 100 წლის მანძილზე. ცხრილში ნაჩვენებია, აგრეთვე, გათბობის სეზონის ხანგრძლივობა დღედამეობით და ამ პერიოდში საშუალო დღედამური ტემპერატურის სიდიდე. გათბობის სეზონის ხანგრძლივობა დამოკიდებულია გარე ჰაერის ტემპერატურაზე და იგი იწყება მაშინ, როდესაც გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა $+8^{\circ}\text{C}$ -ზე ნაკლებია. რა თქმა უნდა, ასეთი მიდგომა პირობითია და ასევე შეიძლება გარე ჰაერის საანგარიშოდ ავიღოთ $+10^{\circ}\text{C}$ -ზე დაბალი ტემპერატურა. გათბობის სეზონის ხანგრძლივობა და ამ სეზონში თბური ენერგიის ხარჯი უნდა განისაზღვროს კონკრეტული შენობის განხილვის დროს.

წლის ცივი პერიოდის კლიმატური მონაცემები ცხრილი № 6

რეგიონი	ჰაერის ტემპერატურა °C		აბსოლუტური მინიმალური ტემპ., °C	გათბობის სეზონის ხანგრძლივობა Z დღ. და ჰაერის საშ. დღეღამური ტემპ. t საშ					ქარის სიჩქარე იანვარში V, მ/წმ
	ყველაზე ცივი დღე-ღამეების K=0.92	ყველაზე ცივი ხუთდღიური ს K=0.92		როცა t _{საშ} ≤ 8°C		t _{საშ} ≤ 10 °C			
				Z დღ. ჰაერის საშ. დღეღამური ტემპ. t _{საშ}	Z დღ. ჰაერის საშ. დღეღამური ტემპ. t _{საშ}	Z დღ. ჰაერის საშ. დღეღამური ტემპ. t _{საშ}	Z დღ. ჰაერის საშ. დღეღამური ტემპ. t _{საშ}		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
ახალქალაქი	-21	-15	-38	206	-0.8	233	0.4	5.1	
ყაზბეგი	-25	-21	-42	365	-5.7	365	-5.7	4.9	
ჯვრის უღელტეხილი	-15	-13	-38	291	-1.9	326	-1.3	4.2	
მამისონის უღელტეხილი	-18	-14	-35	365	-2.1	365	-2.1	8.0	
მესტია	-16	-13	-35	202	-0.4	228	0.7	1.3	
მთა-საბუეთი	-8	-4	-27	195	0.8	221	1.8	10	
ფოთი	-6	-3	-13	82	6.5	119	7.4	6.1	
საქარა	-8	-3	-20	98	5.3	125	6.2	1.8	
სამტრედია	-7	-3	-17	87	6.3	119	6.8	5.3	
თბილისი	-11	-8	-22	121	4.1	143	5.3	2.9	
თელავი	-12	-8	-23	133	3.5	157	4.3	2.0	
ცხინვალი	-9	-4	-28	154	2.2	178	3.1	3.1	
შირაქი	-18	-14	-32	153	1.8	174	2.6	3	
გუდაუთა	-7	-3	-13	77	6.5	114	7.4	2.9	
ფსოუ	-14	-10	-27	165	2.1	190	3.0	0	
სოხუმი	-4	2	-12	79	6.4	115	7.3	3	
ბათუმი	-2	-1	-8	64	7.3	112	8.1	3.2	
ხულო	-7	-3	-18	143	3.2	213	4.3	5.0	

12. შენობის თბოდანაკარგები

შენობის თბოდანაკარგები ეწოდება სითბოს იმ რაოდენობას, რომელსაც შენობა შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან გადასცემს, ანუ კარგავს გარემოში. ამ თბოდანაკარგებს ტრანსმისიურ თბოდანაკარგებსაც უწოდებენ (ტრანსმისია ლათ. transmissio – გადაცემა, გადასვლა).

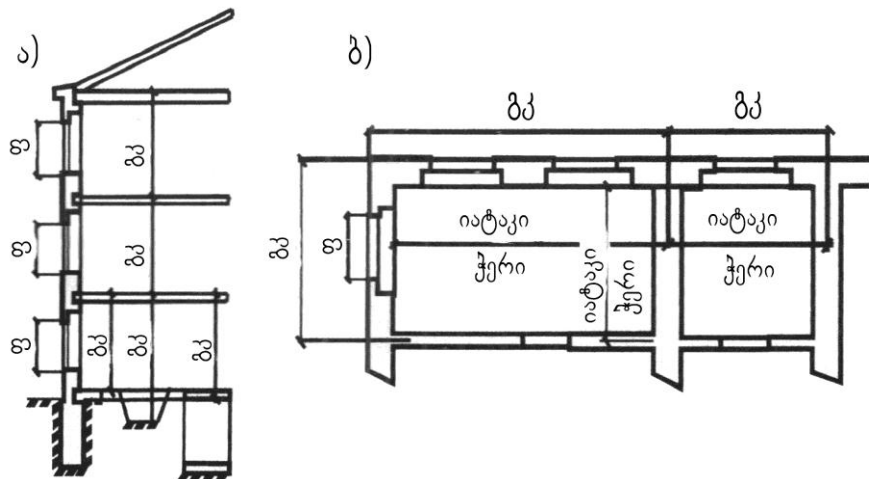
ტრანსმისიური თბოდანაკარგები ნებისმიერი შემომზღუდი კონსტრუქციიდან გამოითვლება ფორმულით:

$$Q = KF(t_{\text{в}} - t_{\text{г}}) n (1 + \Sigma \beta), \quad (35)$$

სადაც, K არის შემომზღუდი კონსტრუქციის თბოგადაცემის კოეფიციენტი, $\text{ვტ/მ}^2\cdot^{\circ}\text{C}$ და გამოითვლება (26) ფორმულით; F – შემომზღუდი კონსტრუქციის ის ფართობი, საიდანაც ხდება სითბოს კარგვა, მ^2 ; $t_{\text{в}}$ – სათავსის ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა და სათავსის დანიშნულების მიხედვით აიღება მე-5 ცხრილიდან; $t_{\text{г}}$ – გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა. იგი მშენებლობის რაიონის მიხედვით აიღება მე-6 ცხრილიდან, როგორც ყველაზე ცივი ხუთდღიურის ტემპერატურა; n – შესწორების კოეფიციენტი, რომელიც შემომზღუდი კონსტრუქციის გარე ჰაერის მიმართ განლაგებას ითვალისწინებს და აიღება მე-7 ცხრილიდან; β – შესწორების კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს დანამატებს (26) ფორმულით გამოთვლილ თბოდანაკარგებზე.

ტრანსმისიური თბოდანაკარგები გამოითვლება შენობის ყველა სათავსისათვის და ყველა იმ გარე შემომზღუდი კონსტრუქციიდან, საიდანაც ხდება თბოგადაცემა გარემოში. შიგა შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან თბოდანაკარგები იანგარიშება იმ შემთხვევაში, როდესაც ორ მომიჯნავე სათავსს შორის ტემპერატურათა სხვაობა 3°C -ს აღემატება. შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან თბოდანაკარგების შეჯამებით ვიღებთ სათავსის თბოდანაკარგებს. ამ დროს თბოდანაკარგების მნიშვნელობა მრგვალდება $+5$ -მდე სიზუსტით.

თბოდანაკარგების გაანგარიშების დროს შემომზადდი კონსტრუქციებისათვის იღებენ გარე ზომებს, რაც თბოდანაკარგების გარკვეულ მარაგს იძლევა.



ნახ. 10. ზედაპირების აზომვა გეგმაში და სიმაღლეზე; გკ - გარე კედელი; ფ - ფანჯარა

(35) ფორმულით თბოდანაკარგების გაანგარიშების დროს ცალკეული შემომზადდი კონსტრუქციებისათვის ფართობის გაზომვა შემდეგი წესების დაცვით უნდა მოხდეს:

1. ფანჯრებისათვის (ფანჯ.), გარე კედლებისათვის (გ.კ) და შუქფარნებისათვის ზომა აიღება მინიმალური სამშენებლო ღიობის მიხედვით აიღება.
2. ჭერისა და იატაკისთვის ზომა აიღება შიგა კედლების ღერძებსა და გარე კედლის შიგა ზედაპირს შორის (ნახ. 10). გრუნტზე განლაგებული იატაკისა და კედლისათვის თბოდანაკარგების გამოთვლა დამოუკიდებლად ხდება.
3. გარე კედლებისათვის ფართობი აიღება როგორც კედლის სიგრძისა (l) და სიმაღლის (h) ნამრავლი; ამასთანავე, შუა სათავსებისათვის სიგრძე აიღება ღერძებს შორის; კუთხის

სათავსებისათვის კი სიგრძე აიღება გარე კუთხიდან მეორე კედლის ღერძამდე.

კედლების სიმაღლე შუა სათავსებისათვის (გარდა პირველი და ბოლო სართულებისა) აიღება სართულის სუფთა სიმაღლის ტოლი, ანუ იატაკის ზედაპირებს შორის მანძილი, ზემო სართულისათვის კი მანძილი იქნება იატაკიდან სასხვენოს გადახურვის იატაკამდე.

ქვედა ანუ პირველ სართულზე კედლის სიმაღლე აიღება იატაკის კონსტრუქციის მიხედვით. გრუნტზე განლაგებული იატაკის შემთხვევაში სიმაღლე აიღება იატაკის შიგა ზედაპირიდან;

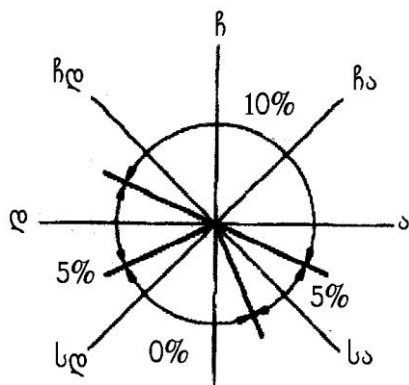
წოლანაზე იატაკის განლაგების შემთხვევაში გაითვალისწინება 1-ლი სართულის იატაკის სისქეც გრუნტამდე. გაუმთბარ სარდაფზე ან იატაკქვეშეთზე განლაგებული იატაკის შემთხვევაში კედლის სიმაღლე აიღება 1-ლი სართულის იატაკის ქვედა დონიდან მეორე სართულის სუფთა იატაკამდე (ნახ. 10).

ცხრილი №7^ა

შემომზადდი კონსტრუქციის გარე ჰაერისადმი განლაგების შესწორების კოეფიციენტი n

N	შემომზადდი კონსტრუქცია	n
1	გარე კედლები და სახურავები (მათ შორის, გარე ჰაერით ვენტილირებული), საზენიტო ფარნები, სასხვენო გადახურვები და გადახურვები გასასვლელებზე.	1
2	გარე ჰაერთან შეხებაში მყოფი ცივი სარდაფის გადახურვები; სასხვენო გადახურვები რულონური მასალებით.	0,9
3	კედელში განათების ღიობის მქონე გაუმთბარი სარდაფების გადახურვა.	0,75
4	კედელში განათების ღიობის არმქონე გადახურვები, განლაგებული მიწის ზევით.	0,6
5	კედელში განათების ღიობის არმქონე გადახურვები, განლაგებული მიწისქვეშ.	0,4

13. დანამატები შემომზადებული კონსტრუქციებიდან თბოდანაკარგებზე



ნახ. 11. ვერტიკალური შემომზადებული კონსტრუქციებისათვის ნორმალურ თბოდანაკარგებზე დანამატები ქვეყნის მხარეების მიმართ

(35) ფორმულით გამოთვლილ თბოდანაკარგებს, დამატების გარეშე ($\Sigma\beta=0$), ეწოდება ძირითადი. ძირითადი ტრანსმისიური თბოდანაკარგები ხშირად უფრო მცირეა, ვიდრე ეს სინამდვილეშია, რადგანაც იგი არ ითვალისწინებს ზოგიერთ ფაქტორს, რომელიც გავლენას ახდენს თბოდანაკარგების სიდიდეზე. ფაქტორებს, რომლებიც გავლენას ახდენენ თბოდანაკარგების სიდიდეზე (გაითვალისწინება $\Sigma\beta$ შესწორების კოეფიციენტით), თბოდანაკარგებზე დანამატი ეწოდება და იგი რამდენიმე სახისაა:

1. დანამატები ქვეყნის მხარეების მიმართ შემომზადებული კონსტრუქციის ორიენტაციაზე აიღება გარე ვერტიკალურ შემომზადებულ კონსტრუქციაზე (კედელი, ფანჯარა) და დახრილი შემომზადებული კონსტრუქციის ვერტიკალურ პროექციაზე. ეს დანამატები აიღება მე-11 ნახაზზე წარმოდგენილი სქემის მიხედვით. მაგალითად, თუ გარე კედელი ორიენტირებულია (მიმართულია) ჩრდილოეთით, დანამატი იქნება ძირითადი თბოდანაკარგის 10%, ე.ი. $\beta = 1$; თუ კედელი მიმართულია სამხრეთით, დანამატი არის 0% და დანამატი ორიენტაციაზე არ გაკეთდება.
2. დანამატები კუთხის სათავსებზე, რომელთაც ორი ან მეტი გარე კედელი აქვთ, ითვალისწინებს იმას, რომ ამ სათავსებზე

სებში რადიაციული ტემპერატურა მეტია, ვიდრე სხვა რიგით სათავსებში. ამიტომ საცხოვრებელი სახლების კუთხის სათავსებში ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურას ($t_{\text{ჰ}}$) 2°C -ით მეტს იღებენ, ხოლო სხვა ტიპის შენობებში (ადმინისტრაციული, სკოლები და ა.შ.) ვერტიკალურ შემომზღუდ კონსტრუქციებზე (კედლები, ფანჯრები) ითვალისწინებენ 5% დანამატს, ე.ი. $\beta=1,05$.

3. დანამატები, რომლებიც ითვალისწინებს თბოდანაკარგების გაზრდას შენობაში, შესასვლელი გარე კარის გაღების დროს შემოჭრილი ცივი ჰაერის შეთბობაზე. ამ დანამატის სიდიდე შენობის სიმაღლისა (H) და კარის სახეობის მიხედვით აიღება:

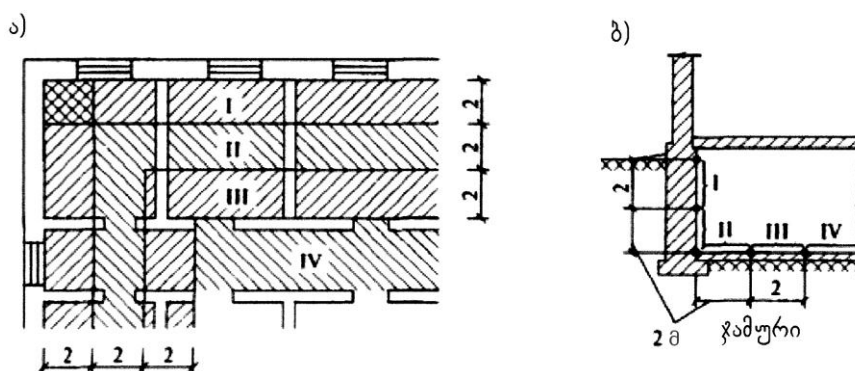
1. სამმაგი კარი ორი ტამბურით - $\beta = 0,2H$;
2. ორმაგი კარი ტამბურით - $\beta = 0,27H$;
3. ორმაგი კარი უტამბუროდ - $\beta = 0,34H$;
4. ერთმაგი კარისთვის - $\beta = 0,22H$;
5. ჭიშკრები უტამბუროდ და თბური ფარდის გარეშე - $\beta = 3$;
6. ჭიშკრები ტამბურით - $\beta = 1$.

ეს დანამატები არ გაითვალისწინება დამატებითი კარებისა და ჭიშკრებისათვის.

მაღალი სათავსებიდან თბოდანაკარგების გაანგარიშების დროს საჭიროა სათავსების სიმაღლეზე ტემპერატურის ცვლილების გაანგარიშება, რის მიხედვითაც განისაზღვრება სათავსის ჰაერის ტემპერატურა ($t_{\text{ჰ}}$).

კიბის უჯრედებში დანამატები სიმაღლის მიხედვით არ კეთდება.

14. თბოდანაკარგები გრუნტზე განლაგებული იატაკიდან



ნახ. 12. იატაკის (ა) და გარე კედლების ჩაღრმავებული მონაკვეთების (ბ) ზონებად დაყოფა

გრუნტზე განლაგებული იატაკის კონსტრუქციიდან ან მასთან შეხებაში მყოფი კედლიდან გრუნტის სიღრმეში სითბოს გადაცემა რთული ფიზიკური პროცესია. ამიტომ ამ კონსტრუქციებიდან თბოდანაკარგების საანგარიშოდ მიმართავენ გამარტივებულ მეთოდიკას. გრუნტზე განლაგებული იატაკის ან კედლის (ამ დროს იატაკი განიხილება, როგორც კედლის გაგრძელება) ზედაპირს ყოფენ კედლის პარალელურ 2 მ სიგანის ზონებად (ნახ.12). ზონების ათვლა იწყება მიწის დონიდან კედელზე და გადადის იატაკზე. ამ ზონებს ანიჭებენ ნომრებს - I, II, III და IV. თუ კედელი არ არის გრუნტში განლაგებული, მაშინ ზონა იქნება კედელთან მდებარე იატაკის ზოლი, რომელიც პარალელურია კედლისა (ნახ.12 ა). II და III ზონების სიგანეც 2 მ-ია, ხოლო დანარჩენი ნაწილი შეადგენს IV ზონას. თუ კედლის ან იატაკის კონსტრუქცია არ შეიცავს დამატბუნებელ შრეს, რომლის თბოგამტარობის კოეფიციენტი $\lambda \leq 1,2$ ვტ/მ^{°C}, მათ ეწოდება დაუთბუნებელი. ასეთი იატაკის

თერმული წინააღმდეგობაა $R_{\text{იატ}}^{\text{დაუთ}} \text{ მ}^2 \cdot \text{C} / \text{ვტ}$. დაუთბუნებელი იატაკის თითოეული ზონისათვის დადგენილია თბოგადაცემის თერმული წინააღმდეგობების ნორმატული სიდიდეები:

I ზონა - $R = 2,15 \text{ მ}^2 \cdot \text{C} / \text{ვტ}$;

II ზონა - $R = 4,3 \text{ მ}^2 \cdot \text{C} / \text{ვტ}$;

III ზონა - $R = 8,6 \text{ მ}^2 \cdot \text{C} / \text{ვტ}$;

IV ზონა - $R = 14,2 \text{ მ}^2 \cdot \text{C} / \text{ვტ}$.

თუ გრუნტზე განლაგებული იატაკის კონსტრუქცია შეიცავს დამატბუნებელ შრეს, ასეთ იატაკს დათბუნებული ეწოდება და მისი თბოგადაცემის თერმული წინააღმდეგობა გამოითვლება ფორმულით: $R_{\text{იატ}}^{\text{დათბ}} = R_{\text{იატ}}^{\text{დაუთ}} + \sum \frac{\delta_{\text{დამატ}}}{\lambda_{\text{დამატ}}}$, (36)

სადაც $R_{\text{იატ}}^{\text{დაუთ}}$ არის დაუთბუნებელი იატაკის შესაბამისი ზონის თბოგადაცემის თერმული წინააღმდეგობა, $\text{მ}^2 \cdot \text{C} / \text{ვტ}$; $\lambda_{\text{დამატ}}$ - დამატბუნებელი შრის მასალის თბოგამტარობის კოეფიციენტი, $\text{ვტ} / \text{მ} \cdot \text{C}$; $\delta_{\text{დამატ}}$ - დამატბობელი შრის სისქე, მ.

წოლანაზე განლაგებული იატაკის თბოგადაცემის თერმული წინააღმდეგობა გამოითვლება ფორმულით:

$$R_{\text{წოლ}} = 1,18 R_{\text{იატ}}^{\text{დათბ}}. \quad (37)$$

ვიცით რა გრუნტზე განლაგებული იატაკის ცალკეული ზონების თბოგადაცემის თერმული წინააღმდეგობები, ადვილად გამოვითვლით ამ ზონიდან დაკარგული სითბოს რაოდენობას ცნობილი ფორმულით:

$$Q = K_{\text{ზონ}} F_{\text{ზონ}} (t_{\text{შ}} - t_{\text{გ}}), \quad (38)$$

სადაც $K_{\text{ზონ}}$ არის შესაბამისი ზონის თბოგადაცემის კოეფიციენტი, $\text{მ}^2 \cdot \text{C} / \text{ვტ}$; $F_{\text{ზონ}}$ - სათანადო ზონის ფართობი, მ^2 ; $t_{\text{შ}}$ და $t_{\text{გ}}$ - შესაბამისად, სათავსის და გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურები.

ზოგადად მთელი იატაკიდან დაკარგული სითბოს რაოდენობა გამოითვლება ფორმულით: $Q_{\text{იატ}} = (K_1 F_1 + K_2 F_2 + K_3 F_3 + K_4 F_4) \text{ ვტ} , \quad (39)$

სადაც K_1, K_2, K_3 და K_4 არის შესაბამისი ზონების თბოგადაცემების კოეფიციენტები;

$$K_1 = \frac{1}{R_1} = \frac{1}{2,15} = 0,48 \text{ ვტ/მ}^2 \cdot ^\circ\text{C} ;$$

$$K_2 = \frac{1}{R_2} = \frac{1}{4,3} = 0,23 \text{ ვტ/მ}^2 \cdot ^\circ\text{C} ;$$

$$K_3 = \frac{1}{R_3} = \frac{1}{8,6} = 0,12 \text{ ვტ/მ}^2 \cdot ^\circ\text{C} ;$$

$$K_4 = \frac{1}{R_4} = \frac{1}{14,2} = 0,07 \text{ ვტ/მ}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

F_1, F_2, F_3 და F_4 არის სათანადო ზონების ფართობები, მ^2 .

უნდა აღინიშნოს, რომ ზონების ფართობების გამოთვლისას ზონის გარე კუთხესთან მდებარე ფართობი (ნახ.12 – ზომიერად დაშტრიხული ფართობი) გაანგარიშებისას 2-ჯერ აიღება.

15. ინფილტრირებული ჰაერის გათბობაზე დახარჯული სითბოს რაოდენობა

სათავსში ინფილტრაციით შემოსული ჰაერის რაოდენობა დამოკიდებულია შენობის მოცულობით-გეგმარებით გადაწყვეტაზე და ფანჯრების, აივნის კარებების, ვიტრაჟების სიმჭიდროვეზე.

სათავსის თითოეული შემომზღუდი კონსტრუქციიდან საჭიროა განისაზღვროს ინფილტრირებული ჰაერის რაოდენობა $G_{\text{ინფ}}, \text{ კგ/სთ}.$

ჰაერის ინფილტრაცია კედლებიდან და გადახურვიდან უმნიშვნელოა, ამიტომ გაანგარიშების დროს მხედველობაში არ იღებენ, ანგარიშობენ მხოლოდ შემინული ზედაპირების ღიობები-

დან და იმ ჩაკეტილი კარების და ჭიშკრების ზედაპირებიდან, რომლებიც ჩვეულებრივ საექსპლუატაციო პირობებში არ იღება. სათავსებში კარის და ჭიშკრის გაღების დროს შემოჭრილი ცივი ჰაერის გასათბობად საჭირო სითბოს ხარჯი ზემოთ ჩვენ უკვე განვიხილეთ, როგორც დანამატები ძირითად თბოდანაკარგებზე. გაანგარიშების დროს საჭიროა მაქსიმალურად შესაძლო ინფილტრაციის გამოვლენა. ამისათვის მხედველობაში იღებენ, იმას, რომ თითოეული ფანჯარა და კარი მოთავსებულია შენობის ქარპირა მხარეს.

ინფილტრირებული ჰაერის რაოდენობა განისაზღვრება შემომზღუდი კონსტრუქციის გარე და შიგა მხარეს ჰაერის წნევათა სხვაობის ხარჯზე და გამოითვლება ფორმულით:

$$\Delta P = P_g - P_{\text{в}} = (H - h)(\rho_g - \rho_{\text{в}})g + \frac{\rho_g U^2}{2} K_{\text{დინ}}(C_1 - c_2) - P_{\text{в}}, \quad (40)$$

სადაც H არის შენობის სიმაღლე, მ; h – ვერტიკალური მანძილი მიწის დონიდან განსახილველი კონსტრუქციის ღერძამდე, მ; ρ_g და $\rho_{\text{в}}$ – გარე და შიგა ჰაერის სიმკვრივები, კგ/მ³; g – სიმძიმის ძალის აჩქარება, მ/წმ²; – ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე, მ/წმ; $K_{\text{დინ}}$ – შესწორების კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს დინამიკური წნევის (ანუ სიჩქარის) ცვლილებას შენობის სიმაღლისა და ადგილმდებარეობის მიხედვით და აიღება ცხრილებიდან; C_1 და c_2 – აეროდინამიკური კოეფიციენტები შენობის ქარპირა და ქარისაგან დაცულ მხარეს. მიახლოებითი გაანგარიშების დროს შეგვიძლია მივიღოთ, რომ $C_1 = 0,8$ და $c_2 = 0,6$.

(40) ფორმულის თითოეული წევრის გარკვეული თანაფარდობის დროს შენობის ზედა სართულზე წნევათა სხვაობა შეიძლება იყოს უარყოფითი, რაც იმის მომასწავებელია, რომ სათავსში გარედან ჰაერის ინფილტრაცია არ ხდება, პირიქით, სათავსიდან ჰაერი გარეთ გაედინება, ე.ი. გვაქვს ექსფილტრაცია. ამ შემთხვევაში დამატებითი სითბოს ხარჯი ინფილტრაციაზე აღარ გაითვალისწინება.

ვიცით რა შემომზღუდი კონსტრუქციის შიგა და გარე მხარეს წნევათა სხვაობა, შეგვიძლია გამოვთვალოთ სათავსში ინფილტრირებული ჰაერის რაოდენობა:

ფანჯრებიდან

$$G_{\text{ინფ}} = \frac{1}{R_{\text{ფანჯ}}^{\text{ჰ.შ}}} \left(\frac{\Delta P}{\Delta P_0} \right)^{2/3}, \quad (41)$$

კარიდან და ჭიშკრებიდან

$$G_{\text{ინფ}} = \frac{1}{R_{\text{კარ}}^{\text{ჰ.შ}}} \left(\frac{\Delta P}{\Delta P_0} \right)^{1/3}, \quad (42)$$

სადაც $R_{\text{ჰ.შ}}^{\text{ფანჯ}}$ და $R_{\text{ჰ.შ}}^{\text{კარ}}$ – შესაბამისად, ფანჯრების და კარების ჰაერშედლწევადობის წინააღმდეგობებია, მ²სთ/კგ, როდესაც $\Delta P_0=10$ პა.

სათავსში ინფილტრირებული ჰაერის შესათბობად საჭირო სითბოს ხარჯი გამოითვლება ფორმულით:

$$Q_{\text{ინფ}} = 0,28 G_{\text{ინფ}} C F (t_{\text{შ}} - t_{\text{გ}}) k, \quad (43)$$

სადაც C არის ჰაერის თბოტევადობა და იგი ტოლია $C=1,006$ კჯ/კგ·°C; F – ფართობი, საიდანაც ხდება ჰაერის ინფილტრაცია, მ²; K – შესწორების კოეფიციენტი, რომელიც ჰაერშედლწევად კონსტრუქციებში შემხვედრ თბურ ნაკადს ითვალისწინებს (ფანჯრები და კარები სამმაგი განცალკევებული ალათებით $K=0,7$; ორმაგი განცალკევებული ალათებით $K=0,8$; შეწყვილებული ალათებით $K=0,9$; ცალმაგი ალათებით $K=1$).

დადგენილია, რომ მრავალსართულიანი სახლების მჭიდრო ფანჯრებში ინფილტრაცია 20%-მდე აღწევს, ხოლო სამრეწველო დანიშნულების შენობებში იგი 30%-ის ტოლია.

16. სათავსის საანგარიშო თბოდანაკარგები

შენობის საანგარიშო თბოდანაკარგები ცალკეული სათავსების თბოდანაკარგების ჯამის ტოლია, გარე ჰაერის ტემპერატურის და

სიჩქარის საანგარიშო პირობებისათვის. მოცემული ადგილ-
მდებარეობის გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურად აიღება
ყველაზე ცივი ხუთდღიურის ტემპერატურა $K = 0,92$
უზრუნველყოფის კოეფიციენტით, ხოლო საანგარიშო სიჩქარედ
აიღება იანვრის საშუალო სიჩქარეებიდან მაქსიმალური $K = 0,16$
(16%) უზრუნველყოფით. იმ შენობების საანგარიშო თბო-
დანაკარგები, რომლებიც აღჭურვილია მექანიკურ-მიმწოდი ვენ-
ტილაციით, ნორმების თანახმად, ტრანსმისიური ($Q_{ტრ}$) და ინფი-
ლტრაციით ჰაერის გათბობაზე ($Q_{ინფ}$) თბოდანაკარგების ჯამის
ტოლია:

$$Q_{საანგ} = Q_{ტრ} + Q_{ინფ}, \text{ ვტ.} \quad (44)$$

სამრეწველო დანიშნულების სათავსებში მხედველობაში
უნდა იქნეს მიღებული აგრეთვე სათავსში ქუჩიდან შემოსული
ტრანსპორტის და მასალების გათბობასა და სათავსებში ტენის
აორთქლებაზე დახარჯული სითბოს რაოდენობა (იგულისხმება
ტენი, რომლის ტემპერატურაც ჰაერის ტემპერატურაზე
ნაკლებია).

სამრეწველო სათავსებში შეიძლება იყოს ტექნოლოგიურ
პროცესებთან დაკავშირებული თბოდანაკარგები $Q_{ტექ}$ (მაგა-
ლითად, ქიმიური რეაქციებისას, რომლებიც გარემო ჰაერიდან
ითხოვენ სითბოს) ან ის თბოდანაკარგები, რომლებიც გამო-
წვეულია შიგა ჰაერის გაცივებით მათი ტექნოლოგიური დანა-
დგარების, მილსადენებისა და ჰაერსადენების ცივ ზედა-
პირებთან შეხებისას.

ამრიგად, სამრეწველო და საზოგადოებრივი შენობების
საანგარიშო თბოდანაკარგები გამოითვლება ფორმულით:

$$Q_{საანგ} = Q_{ტრანსმის} + Q_{ინფ} + Q_{მას} + Q_{ტრანსპ} + Q_{აორ} + Q_{ტექ} \text{ ვტ.} \quad (45)$$

ისეთ სათავსებში, რომლებშიც მოწყობილია მხოლოდ გამწოვი
სავენტილაციო სისტემა, ხოლო ჰაერის მიწოდება ხორციელდება

სარკმელებიდან ან სხვა სპეციალური მიმწოდებელი მოწყობილობებიდან, გათბობის სისტემამ უნდა უზრუნველყოს სავენტილაციო ნორმის გარე ჰაერის შეთბობა. სავენტილაციო ჰაერის შესათბობად საჭირო სითბოს ხარჯი გამოითვლება ფორმულით:

$$Q_{\text{ვენტ}} = 0,28L\rho cF(t_{\text{გ}} - t_{\text{გ}}) \quad (46)$$

სადაც L არის სავენტილაციო ჰაერის ხარჯი, მ³/სთ და იგი შენობის სახეობის მიხედვით აიღება ნორმებიდან; ρ – სიმკვრივე, კგ/მ³; C – ჰაერის თბოტევადობა, ჯ/კგ°C; F – სათავსის ფართობი.

სამრეწველო და საზოგადოებრივი დანიშნულების სათავსებში თბოდანაკარგების საანგარიშო რაოდენობა მცირდება იმ თბური ნაკადის სიდიდით, რომელიც რეგულარულად მოედინება სათავსში – ელექტროხელსაწყოებიდან, განათებიდან, ტექნოლოგიური მოწყობილობიდან, მილსადენიდან, ადამიანებიდან და სხვა წყაროებიდან.

ამრიგად, მხოლოდ გამწოვი სავენტილაციო სისტემებით აღჭურვილი საცხოვრებელი სახლების სათავსების საანგარიშო თბოდანაკარგები განისაზღვრება ფორმულებით:

საცხოვრებელი ოთახებისათვის

$$Q_{\text{საანგ}} = Q_{\text{ტრანსმის}} + Q_{\text{ვენტ/ინგ}} - Q_{\text{საყოფაცხ}} \quad , \quad (47)$$

სამზარეულოსათვის

$$Q_{\text{საანგ}} = Q_{\text{ტრანსმის}} + Q_{\text{ინგ}} + Q_{\text{საყოფაცხ}} \quad , \quad (48)$$

სადაც, $Q_{\text{ვენტ/ინგ}}$ არის სითბოს ხარჯი სავენტილაციო $Q_{\text{ვენტ}}$ ან ინფილტრირებული $Q_{\text{ინგ}}$ ჰაერის შეთბობაზე; გაანგარიშებისათვის ამ ორი სიდიდიდან უფრო მეტი აიღება. თანამედროვე მჭიდრო ფანჯრებისათვის სავენტილაციო ჰაერის ხარჯი მეტია, ვიდრე ინფილტრირებულისა. 2000 წლამდე აგებულ შენობებში სითბოს ხარჯი ინფილტრირებული ჰაერის შეთბობაზე შეიძლება მეტი იყოს, ვიდრე

სავენტილაციო ჰაერისა; $Q_{\text{საყოფაცხ}}$ - საყოფაცხოვრებო წყაროებიდან გამოყოფილი თბური ნაკადი, ვტ.

$$Q_{\text{საყოფაცხ}} = qF, \quad (49)$$

სადაც q არის ხვედრითი საყოფაცხოვრებო სითბოს გამოყოფა, ვტ/მ², და იგი საცხოვრებელი ოთახებისა და სამზარეულოებისათვის 10 ვტ-ის ტოლი აიღება იატაკის 1მ²-ზე; F - ოთახის ან სამზარეულოს ფართობი, მ².

17. შენობის თბური კუთრი მახასიათებელი და თბოდანაკარგები დამსხვილებული საზომით

შენობის თბური დატვირთვის შესაფასებლად შემომზადდი კონსტრუქციებისა და შენობის საბოლოო დაგეგმარების დამუშავებამდე, სარგებლობენ შენობის თბური კუთრი მახასიათებლის ცნებით, რომელიც შენობის სამშენებლო ნაწილის თბოტექნიკური შეფასების სიდიდეა. იგი წარმოადგენს თბურ ნაკადს, რომელიც საჭიროა 1მ³ შენობის 1°C-ით გასათბობად. ტექნიკურ-ეკონომიკური დასაბუთების დროს შენობის თბური კუთრი მახასიათებელი საკონტროლო სიდიდეა და იგი გამოითვლება ფორმულით:

$$q_0 = \frac{Q_{\text{შენ}}}{(t_{\text{შ}} - t_{\text{გ}})V_{\text{შენ}}} \quad \frac{\text{ვტ}}{\text{მ}^3, \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (50)$$

სადაც $Q_{\text{შენ}}$ არის გათბობის სისტემის თბური დატვირთვა, ვტ; იგი განისაზღვრება შენობის ყველა სათავსის საანგარიშო თბოდანაკარგების დაჯამებით; $V_{\text{შენ}}$ - შენობის გასათბობი მოცულობა, მ³.

შენობის გასათბობი მოცულობა აიღება შენობის გარე ზომების მიხედვით, რადგანაც შემომზადდი კონსტრუქციები თბება სათავსის ჰაერთან ერთად, ე.ი. სითბო იხარჯება ამ კონსტრუქციების გათბობაზეც.

თბური კუთრი მახასიათებლის სიდიდეები შენობის სახეობის და მოცულობის მიხედვით აიღება მე-8 ცხრილიდან. როდესაც გვეცოდინება შენობის თბური კუთრი მახასიათებელი (ცხრილი 8), ადვილად განვსაზღვრავთ შენობის თბოდანაკარგებს დამსხვილებული საზომით ისე, რომ არ გამოვთვალოთ შენობის ცალკეული სათავსების თბოდანაკარგები.

$$Q = q_0 \cdot a (t_{\text{в}} - t_{\text{г}}) V_{\text{შენ}}, \text{ ვტ} \quad (51)$$

სადაც a არის შესწორების კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს მშენებლობის რაიონის კლიმატურ თავისებურებებს და იგი გარე ჰაერის ტემპერატურის მიხედვით აიღება:

$t_{\text{г}}^{\circ}\text{C}$	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	-50
a	1,45	1,29	1,17	1,08	1,0	0,95	0,9	0,85	0,82

ცხრილი №8

კუთრი თბური მახასიათებლები გათბობაზე, ვტ/მ³·°C

შენობის სახე	შენობის მოცულობა, V , ათასი მ³	კუთრი თბური მახასიათებელი q_0 , ვტ/მ³·°C
საცხოვრებელი სახლები, სასტუმროები	≤ 3	0,37
	5	0,33
	10	0,29
	15	0,27
	20	0,25
	25	0,24
	30	0,24
	≥ 30	0,23
ადმინისტრაციული შენობები	≤ 5	0,37
	10	0,33
	15	0,31
	≥ 15	0,28
საბავშვო ბაღები და ბაგები	≤ 5	0,33
	≥ 5	0,3

სკოლები	5≤ 10 ≥ 10	0,34 0,3 0,26
თეატრები	≤10 15 20 30 ≥30	0,25 0,24 0,19 0,18 0,16
უნივერსიტეტები	≤ 5 10 ≥10	0,33 0,29 0,27
პოლიკლინიკები	≤5 10 15 ≥ 15	0,35 0,31 0,28 0,26
საავადმყოფოები	≤5 10 15 ≥ 15	0,35 0,31 0,28 0,26
აბანოები	≤5 10 ≥ 10	0,24 0,22 0,2
საზოგადოებრივი კვების დაწესებულებები	≤ 5 10 ≥ 10	0,3 0,29 0,26

III თავი.

ცენტრალური გათბობის სისტემის ელემენტები

1. სათბობი ხელსაწყოები და მათდამი წაყენებული მოთხოვნები

სათბობი ხელსაწყო არის გათბობის სისტემის ერთ-ერთი ძირითადი ელემენტი, რომლის დანიშნულებაცაა თბოშემცველის სითბო გადასცეს გასათბობ სათავსს.

სათბობი ხელსაწყოების სახეები და კონსტრუქციები მრავალნაირია. ისინი მზადდება თუჯისგან, ფოლადისგან, ალუმინის ან მისი შენადნობებისგან, მინისგან, ფაიფურისგან, ბეტონისგან და სხვ. განასხვავებენ სხვადასხვა ფორმისა და ზომის სათბობ ხელსაწყოებს. ისინი შეიძლება დამზადდეს ცალკეული სექციებისა და ელემენტებისაგან. მათში მიეწოდება სხვადასხვა სახის და პარამეტრების მქონე თბოშემცველები. სათბობ ხელსაწყოებს წაყენებათ მთელი რიგი კონსტრუქციული და საექსპლუატაციო მოთხოვნები, რომელთაგან აღსანიშნავია: სანიტარიულ-ჰიგიენური, ეკონომიკური, არქიტექტურულსამშენებლო, საწარმოო-სამონტაჟო, საექსპლუატაციო და თბოტექნიკური.

1. **სანიტარიულ-ჰიგიენური** მოთხოვნა გულისხმობს: გასათბობ სათავსებში განლაგებულ ხელსაწყოებს უნდა ჰქონდეს ისეთი ტემპერატურა, რომ არ მოხდეს მათზე დალექილი მტვრის აქროლება და ამის შედეგად ნახშირჟანგის გამოყოფა. ხელსაწყოებს უნდა ჰქონდეთ, შეძლებისდაგვარად, გლუვი ზედაპირები, რათა ადვილად გაიწმინდოს მტვრისაგან.

2. **ეკონომიკური მოთხოვნა** გამოიხატება სათბობი ხელსაწყოთა შედარებით ნაკლებ ღირებულებაში, ამასთან, მის დასამზადებლად ლითონის ხარჯი უნდა იყოს მინიმალური. სათბობი ხელსაწყოთა დასამზადებლად საჭირო ლითონის ხარჯის შეფასება ხდება ლითონის თბური დამაბულობის მაჩვენებლით. ეს მაჩვენებელია 1°C ტემპერატურული სხვაობის დროს თბური ნაკადის ფარდობა ლითონის მასასთან. თუ ხელსაწყოთა დასამზადებლად საჭირო ლითონის მასაა G , ხოლო ხელსაწყოთა მიერ სათავსში გადაცემული სითბოს რაოდენობა Q , მაშინ ხელსაწყოთა თბური დამაბულობის მაჩვენებელი გამოისახება ფორმულით:

$$M = \frac{Q}{G\Delta t} \text{ ვტ/კგ, }^{\circ}\text{C} \text{ (53)}$$

სადაც Δt ტემპერატურული სხვაობაა ხელსაწყოთა და სათავსს შორის. როგორც ამ ფორმულიდან ჩანს, რაც უფრო დიდია M , მით უფრო ეკონომიურია ხელსაწყო, ლითონის ხარჯის თვალსაზრისით. თანამედროვე სათბობი ხელსაწყოებისათვის თბური დამაბულობის მაჩვენებელი M იცვლება 0,2 ვტ/კგ, $^{\circ}\text{C}$ -დან (თუჯის ხელსაწყოებისათვის), 1,6 ვტ/კგ $^{\circ}\text{C}$ -მდე (ცალკეული ჩაბეტონებული მილებისათვის).

3. **არქიტექტურულ-სამშენებლო** მოთხოვნების თანახმად, სათბობი ხელსაწყო უნდა იყოს კომპაქტური ზომისა, რათა სათავსში იკავებდეს მცირე ფართობს, ხოლო ფორმა და გარეგნული სახე უნდა ეთანადებოდეს სათავსის ინტერიერს.
4. **საწარმოო-სამონტაჟო** მოთხოვნები ითვალისწინებენ შრომის ნაყოფიერების გაზრდას ხელსაწყოების დამზადების და მონტაჟის დროს. ხელსაწყოების კონსტრუქციები უნდა იყოს მასობრივი წარმოების, იძლეოდეს, მათი

დამზადების დროს, ავტომატიზაციის და მექანიზაციის საშუალებებს, ადვილი უნდა იყოს მიღსადენებთან მიერთება და სამშენებლო კონსტრუქციებზე დამაგრება.

5. **საექსპლუატაციო** მოთხოვნები გულისხმობს სათბობი ხელსაწყოების თბური ინერციის მიხედვით მათი თბოგაცემის მართვას (რეგულირებას). ხელსაწყოებს უნდა გააჩნდეთ ტემპერატურული მდგრადობა და კედლების წყალშეუღწევადობა, ზღვრულ საექსპლუატაციო პირობებში მუშაობის დროს.
6. **თბოტექნიკური** მოთხოვნები გამოიხატება იმით, რომ სათბობმა ხელსაწყოებმა სათავსს გადასცენ რაც შეიძლება მეტი რაოდენობის სითბო. სათავსში კომფორტული ტემპერატურული რეჟიმის უზრუნველყოფის მიზნით, მათ უნდა შეეძლოთ სათავსის მუშა ზონის გათბობა. ამ მოთხოვნების დასაკმაყოფილებლად სათბობ ხელსაწყოებს უნდა ჰქონდეთ მაღალი თბოგადაცემის კოეფიციენტები.

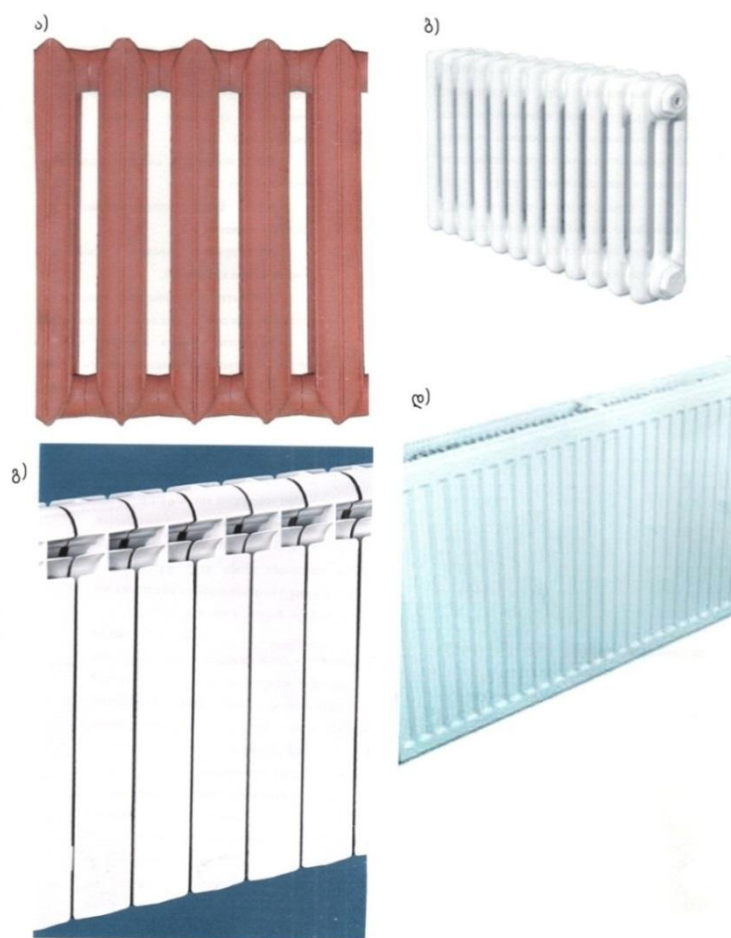
2. სათბობი ხელსაწყოების კლასიფიკაცია

სათბობი ხელსაწყოების კლასიფიკაცია რამდენიმე ნიშნით ხდება:

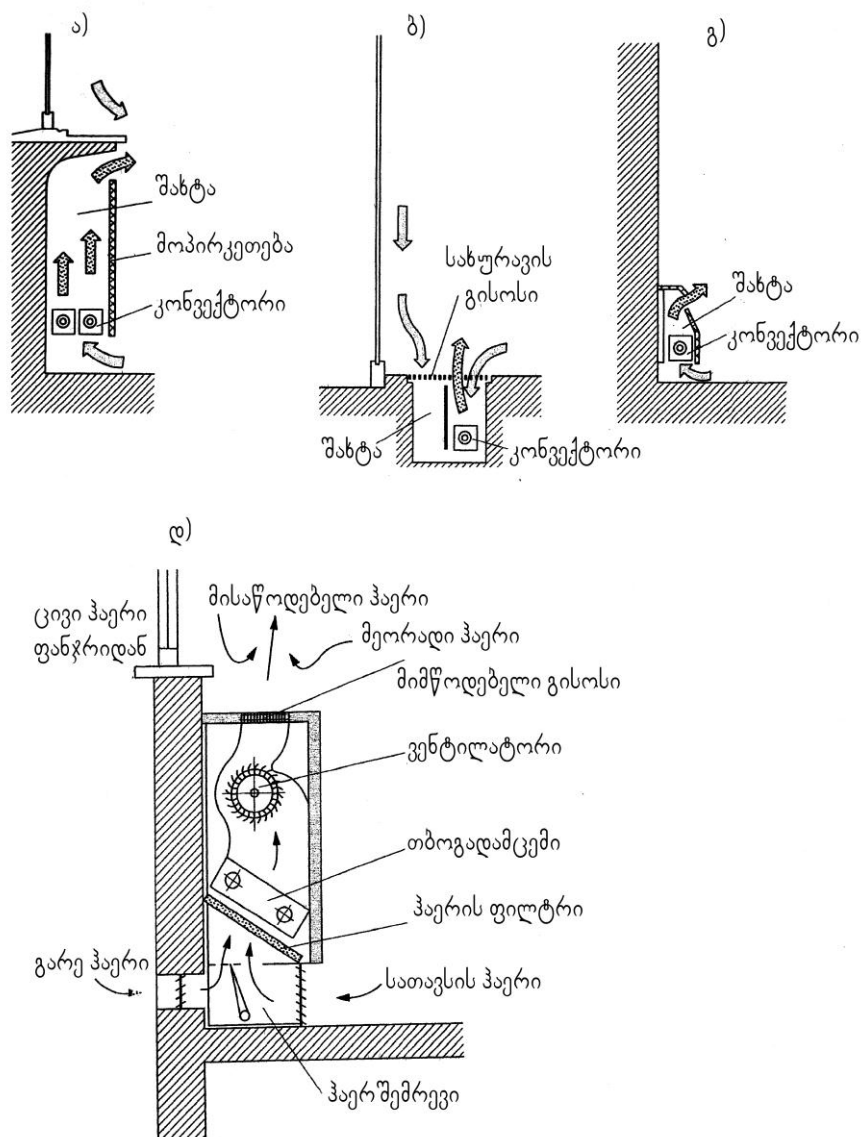
I. სათბობი ხელსაწყოები თბოგაცემის სახეობის მიხედვით იყოფა სამ ჯგუფად:

1. რადიაციული ხელსაწყოები, რომლებიც მთლიანი გაცემული სითბოს 50%-ზე მეტს გასცემენ გამოსხივებით (რადიაციით);
2. კონვექციურ-რადიაციული ხელსაწყოები. რომლებიც მთლიანი ქაცემული სითბოს 50-75%-ს გასცემენ კონვექციით. ხელსაწყოების ამ ჯგუფს (ნახ.13) მიეკუთვნება სექციური და პანელური რადიატორები, გლუვმილოვანი ხელსაწყოები და იატაკის სათბობი პანელები;

3. კონვექციური ხელსაწყოები (ნახ.14) რომლებიც საერთო თბური ნაკადიდან გასცემენ, სულ მცირე, 75%-ს.



ნახ. 13. კონვექციურ-რადიაციული სათბობი ხელსაწყოები
ა - თუჯის სექციური რადიატორები; ბ - ფოლადის სექციური რადიატორები; გ - ალუმინის სექციური რადიატორები. დ - პანელური რადიატორები



ნახ. 14. კონვექციური სათბობი ხელსაწყოები – კონვექტორები:
 ა – კედლის ან ნიშის; ბ – იატაკის; გ – პლინტუსური; დ – ვენტი-
 ლატორული

II. სათბობი ხელსაწყოები მასალის მიხედვით:

1. ლითონის (ფოლადის, თუჯის, სპილენძის, ალუმინის და ბიმეტალური ანუ ორი ლითონისგან დამზადებული);
2. კომბინირებული, რომლებშიც გამოიყენება თბოგამტარი მასალა – ბეტონი და კერამიკა, რომლებშიც ჩაშენებულია ფოლადის ან თუჯის სახურებელი ელემენტები (პანელური რადიატორები) ან ლითონის გარსაცმში მოთავსებული ფოლადის გაწიბოვებული მილები (კონვექტორები);
3. არალითონური სათბობი ხელსაწყოები (ძირითადად მინის, იშვიათად - ფაიფურის).

III. სათბობი ხელსაწყოები სიმაღლის მიხედვით:

1. მაღალი - 650 მმ-ზე მეტი სიმაღლის;
2. საშუალო სიმაღლის - 400 ÷ 600 მმ;
3. დაბალი (ნაკლები სიმაღლის);
4. პლინტუსური - 200 მმ-ზე ნაკლები სიმაღლის.

IV. სათბობი ხელსაწყოები სისქის მიხედვით :

1. ნაკლები სისქის - 120 მმ-ზე ნაკლები;
2. საშუალო სისქის - 120-200 მმ სისქით;
3. სქელი - 200 მმ-ზე მეტი სისქის.

V. ხელსაწყოები თბური ინერციის მიხედვით:

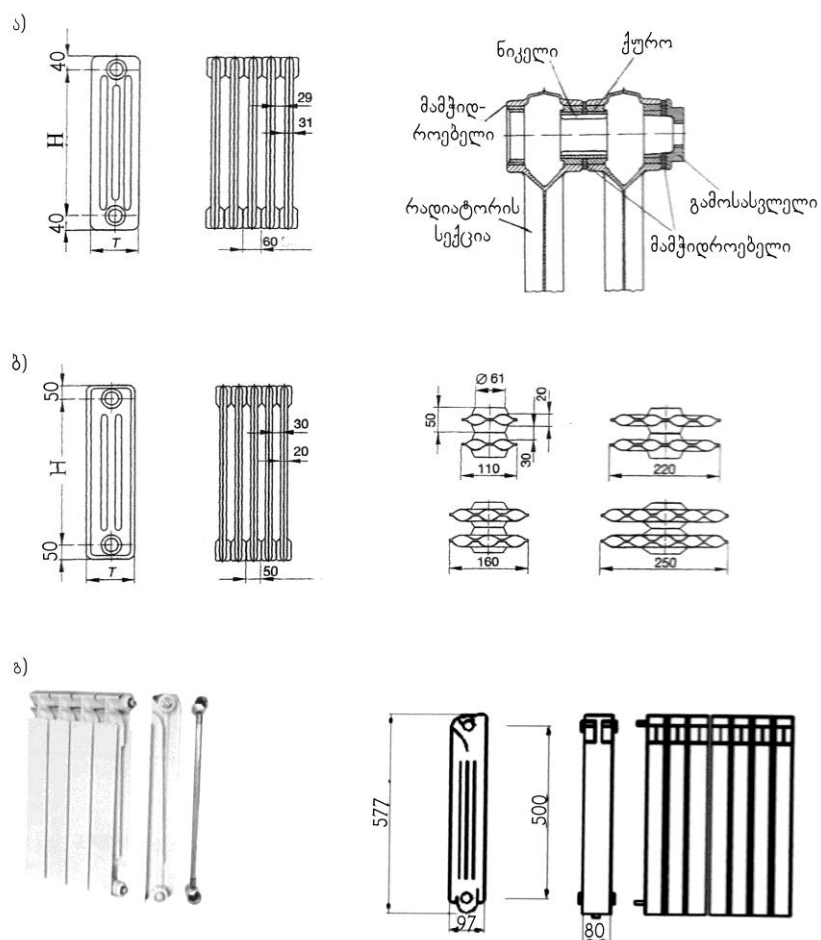
1. დაბალი თბური ინერციის (მცირე დიამეტრის სახურებელ ელემენტებიანი ხელსაწყოები, კონვექტორები);
2. მაღალი თბური ინერციის (ბეტონის პანელები, თუჯის რადიატორები, გლუვმილიანი ხელსაწყოები და სხვ.). თბური ინერცია გულისხმობს სათბობ ხელსაწყოში თბოშემცველის მიწოდების შეწყვეტის (გამორთვის) შემთხვევაში ამ ხელსაწყოს ტემპერატურის ხანგრძლივად შენარჩუნებას (თბოგაცემის გახანგრძლივებას).

3. სათბობი ხელსაწყოების დახასიათება

რადიატორი კონვექციურ-რადიაციული ტიპის სათბობი ხელსაწყოა, რომელიც შედგება ცალკეული სვეტოვანი ელემენტებისაგან – სექციებისაგან, რომელთაც აქვთ წრიული ან ელიფსური ფორმის არხები ან ბრტყელი ბლოკებისაგან – სვეტოვანი, ან კლაკნილა ფორმის არხები. შესაბამისად, რადიატორებს ეწოდება სექციური ან ბრტყელი (პანელური) რადიატორები.

რადიატორის სექციები მზადდება 2-4 მმ სისქის რუხი თუჯის, ფოლადის ან ალუმინისაგან. ცალკეული სექციებისაგან იკრიბება ნებისმიერი გახურების ფართობის მქონე სათბობი ხელსაწყო. სექციების ერთმანეთთან შეერთება (ნახ.15) ხდება ხრახნიანი ნიპელების საშუალებით, რომელთა შორის მოთავსებულია პარონიტის ან თერმომდეგი რეზინის სადებები. პრაქტიკაში ყველაზე უფრო გავრცელებულია საშუალო სიმაღლის ($h=500\text{მმ}$) ორსვეტიანი რადიატორები, თუმცა მზადდება, აგრეთვე ერთ და მრავალსვეტიანი მაღალი ($h=1000\text{მმ-მდე}$) ან დაბალი ($h=300...350\text{მმ}$) რადიატორები. სექციები სხვადასხვა სისქის (სამშენებლო სიღრმის) მზადდება. საბჭოთა კავშირში და მათ შორის, საქართველოშიც, გამოყენებულ თუჯის რადიატორებში ეს სისქე შეადგენდა 90 და 140 მმ-ს.

თუჯის სექციური რადიატორები გამოირჩევა კომპაქტურობით, ანუ ხელსაწყოს, ერთეულ სიგრძეზე მნიშვნელოვანი თბური სიმძლავრით და კოროზიის წინააღმდეგ მედეგობით. ეს რადიატორები ლითონტევადია, მათი თბური დამაბულობის მაჩვენებელი $M=0,29...0,36 \text{ კტ/კგ } ^\circ\text{C}$, წარმოება კი შრომატევადი. დიდი მასის გამო გართულებულია მონტაჟი, მტვრისაგან ძნელად იწმინდება, ხოლო გარეგნულად არამიმზიდველია. შედარებით უფრო მსუბუქია ფოლადის ან ალუმინის სექციური რადიატორები, რაც აადვილებს მათ მონტაჟს და მომსახურებას.



ნახ. 15. რადიატორების სექციების შეერთება

ა – თუჯის; ბ – ფოლადის; გ – ალუმინის

ალუმინის სექციური რადიატორების ძირითად უპირატესობად ითვლება მათი მაღალი თბოგამტარობა ($\lambda=230\text{ვტ/მ}^{\circ}\text{K}$), რაც განაპირობებს ინტენსიურ თბოგაცემას. ეს ხელსაწყოები მსუბუქია და აქვთ თანამედროვე დიზაინი. რადიატორში მცირე რაოდენობის წყლის ცირკულაცია იძლევა ხელსაწყოს თბოგაცემის მდოვრე რეგულირების შეაძლებლობას. ალუმინში სპეციალური

შენადნობების (მანგანუმი, მაგნიუმი, ტიტანი) დამატებით და რადიატორის შიგა ზედაპირების სპეციალური შეღებვით კოროზია და გაზის წარმოქმნა, ამ ხელსაწყოებში, მინიმუმამდეა დაყვანილი.

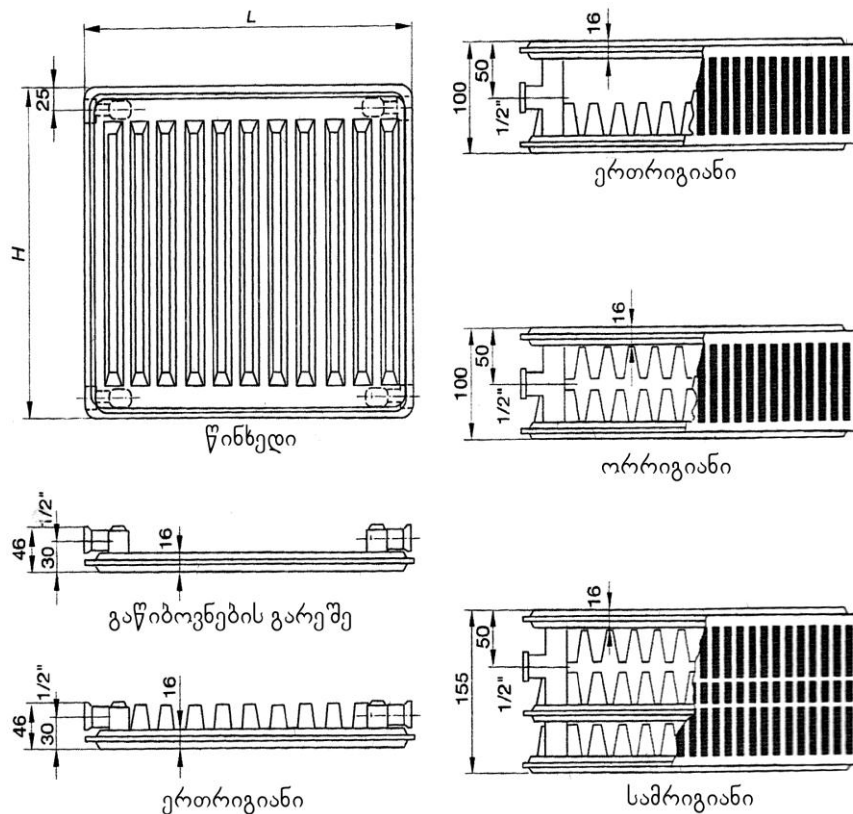
ბიმეტალის სექციურ რადიატორებს აქვთ ალუმინის კორპუსში ჩაშენებული ფოლადის მილები, რომლებშიც ცირკულირებს თბოშემცველი. წყლის კონტაქტი ალუმინთან გამორიცხულია.

როგორც ალუმინის, ასევე ბიმეტალის სექციური რადიატორები მიეკუთვნება კონვექციურ-რადიაციული ტიპის სათბობ ხელსაწყოებს.

დღეისათვის რადიატორების ყველაზე უფრო გავრცელებული სახეა ბრტყელი რადიატორები, რომლებიც მზადდება 1,4...1,5 მმ სისქის ფოლადის დაშტამპული ორი ფურცლის შედუღებით. ეს რადიატორები ხასიათდება მცირე სამშენებლო სისქით და მზადდება ნებისმიერი სიგრძისა. მათ ფოლადის რადიატორებსაც უწოდებენ. ამ რადიატორების პროფილი შეიძლება იყოს სვეტისებრი ფორმის ბრტყელი (ვერტიკალური) არხებით, რეგისტრული ფორმის ჰორიზონტალური პარალელური ან კლაკნილისებრი ფორმის მიმდევრობით შეერთებული არხებით. ამ რადიატორების გარე ზედაპირები შეიძლება იყოს აბსოლუტურად ბრტყელი ან გარკვეული რელიეფის მქონე, რაც საგრძნობლად ზრდის სათბობი ხელსაწყოს თბოგაცემის ფართობს.

პანელური რადიატორები შედგება ერთი, ორი ან სამი პარალელური ბლოკისგან (ნახ.16). ასეთი ხელსაწყოს თბოგაცემის კონვექციური მდგენელის გაზრდის მიზნით ბლოკებს შორის, უკეთდება დამატებითი გაწიბოვნება. ევროპული სტანდარტით დამზადებულ თანამედროვე კონსტრუქციის პანელურ რადიატორებში ბლოკების და გაწიბოვნების რიგების რაოდენობა მითითებულია მათ მარკაში. მაგალითად, 22 მარკის ფოლადის პანელურ

რადიატორს აქვს ორი ბრტყელი ბლოკი და გაწიბოვნების ორი რიგი.



ნახ. 16. ფოლადის პანელური რადიატორები

ფოლადის პანელურ რადიატორებს თუჯის სექციურ რადიატორებთან შედარებით მცირე მასა აქვთ ($M=0,55...0,8$ ვტ/კგ $^{\circ}$ C). ეს რადიატორები გამოირჩევა გამოსხივებით თბოგაცემის მაღალი მაჩვენებლით (35...40%, ნაცვლად 30%-ისა), კარგად ერწყმიან სათავსის ინტერიერს, ადვილად იწმინდება მტვრისგან, მათი მონტაჟი ადვილია, დამზადება კი – მექანიზებული.

ფოლადის რადიატორების გავრცელება დაკავშირებულია კოროზიამდეღვი, ცივნაგლინი ფოლადის ფურცლების გამო-

ყენების აუცილებლობასთან. ჩვეულებრივი ფოლადის გამოყენების დროს რადიატორების სამუშაო ხანგრძლივობა მკვეთრად მცირდება, ინტენსიური შიგა კოროზიის გამო. მათი გამოყენების სფერო შეზღუდულია და ძირითადად გამოიყენება გათბობის ისეთ სისტემებში, რომლებშიც თბოშემცველია სპეციალურად დამუშავებული (დეაერირებული) წყალი. ასეთი რადიატორების გამოყენება დაუშვებელია, აგრეთვე, აგრესიული არის მქონე სათავსებში.

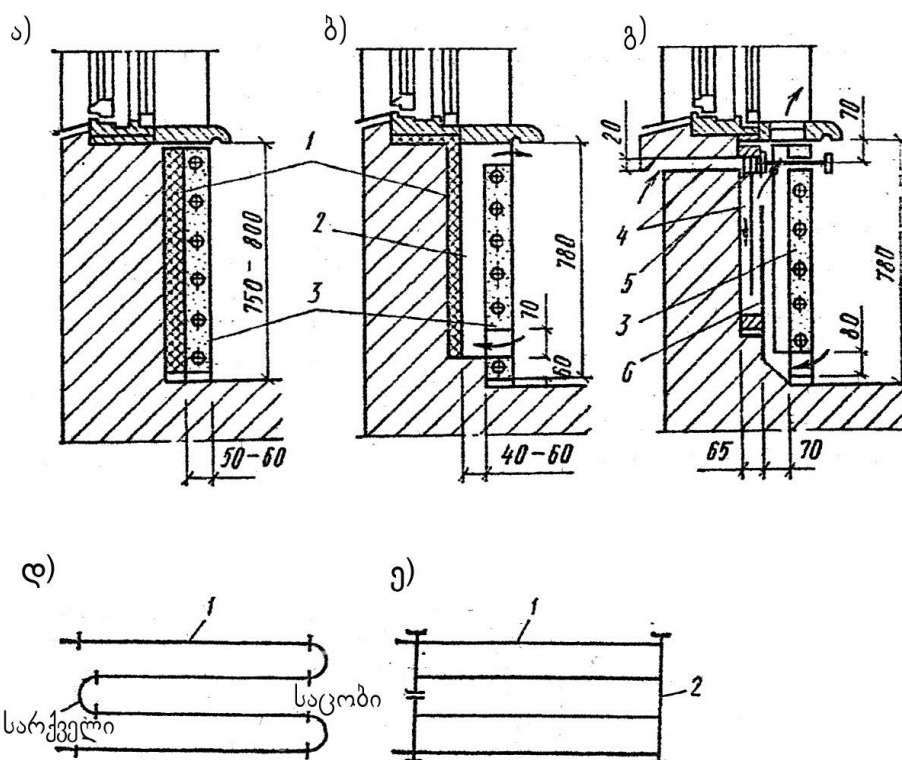
რადიატორების ბრტყელი ბლოკები მზადდება ასევე მძიმე ბეტონისაგან (ბეტონის სათბობი პანელები), რომლებშიც სახურებელ ელემენტებად გამოყენებულია ლითონის ან არალითონის მიწების კლასიკური, ან რეგისტრები.

ბეტონის პანელები მიზანშეწონილია განლაგდეს გარე შემომზღუდ კონსტრუქციებში ჩაშენებული (შეთავსებული პანელები) ან მისადგმელი (მისადგმელი პანელები).

ბეტონის პანელები პასუხობენ მკაცრ სანიტარიულ-ჰიგიენურ და არქიტექტურულ-სამშენებლო მოთხოვნებს, გამოირჩევიან ლითონის მაღალი თბური დამაბულობით. სათბობი პანელების უარყოფითი მხარე მათი რემონტის სირთულე და მაღალი თბური ინერციაა, რაც ართულებს მათი თბოგაცემის რეგულირებას. თანამედროვე მშენებლობაში ასეთი სათბობი ხელსაწყოების გამოყენება შეზღუდულია.

გლუვმილოვანი სათბობი ხელსაწყო (ნახ.17) ეწოდება კონვექციურ-რადიაციული ტიპის სათბობ ხელსაწყოს. იგი შედგება ერთმანეთთან შეერთებული ფოლადის მიწებისაგან, რომლებიც თბოშემცველის საცირკულაციოდ ქმნიან კლასიკური ან რეგისტრის ფორმის არხებს. რეგისტრში ჰორიზონტალური მიწების პარალელური შეერთების დროს თბოშემცველის ნაკადი იყოფა, ხოლო მათი მოძრაობის სიჩქარე – მცირდება. მიმდევრობით

შეერთებულ მილების კლავნილებში მილსადენის მთელ სიგრძეზე მათი მოძრაობის სიჩქარე არ იცვლება.

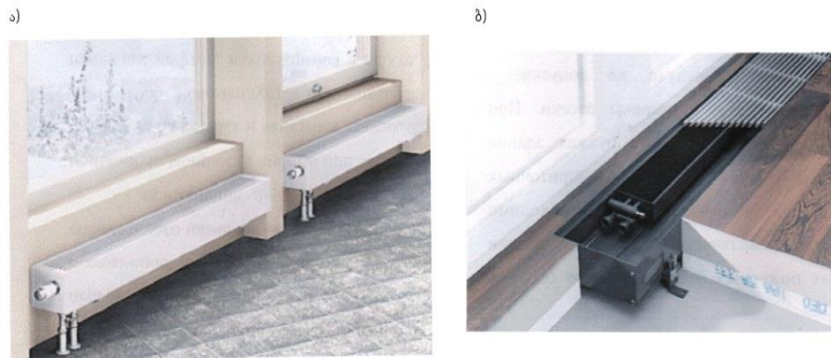


ნახ. 17. გლუვმილიანი ბეტონის სათბობი პანელები

ა-ცალმხრივი თბოგაცემით; ბ-ორმხრივი თბოგაცემით; გ-გარე ჰაერის მიწოდებით დ და ე კლავნილა და რეგისტრული სახურებლები

გლუვმილიანი სათბობი ხელსაწყოები მზადდება 32...100 მმ-იანი მილების შედუღებით. გამოსხივებით თბოგაცემის გაზრდის მიზნით, მილებს შორის მანძილი აიღება მათ დიამეტრზე 50 მმ-ით მეტი. ეს ხელსაწყოები ხასიათდება მაღალი თბოგადაცემის კოეფიციენტით და ადვილად იწმინდება მტვრისგან. აქვე უნდა აღინიშნოს, რომ ფოლადის სქელკედლიანი მილები მძიმე და

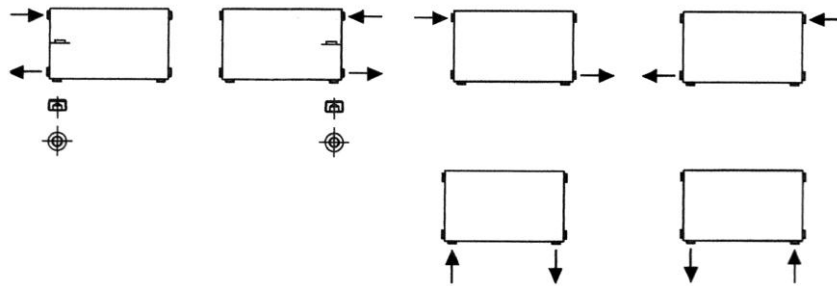
მეტად დიდი ზომისაა, იკავებენ დიდ ადგილს, მათი გარეგნული სახე არ ეთანადება თანამედროვე სათავსების ინტერიერისადმი წაყენებულ მოთხოვნებს. ეს ხელსაწყოები გამოიყენება იქ, სადაც სხვა სახის სათბობი ხელსაწყო გამოყენება შეუძლებელია (მაგალითად, სამრეწველო დანიშნულების მტკრის გამომყოფ სათავსებში, გარაჟებში, აგეთვე, შენობათა შუქფარების გათბობის მიზნით). კონვექტორი (ნახ.18) შედგება ორი ელემენტისაგან: გაწიბოვებული მილის გამხურებლისა და გარსაცმისაგან. გარსაცმი ხელსაწყოს აძლევს მიმზიდველ სახეს და აძლიერებს მის თბოგაცემას, გამხურებლის ზედაპირთან ჰაერის მოძრაობის ინტენსიფიკაციის ზრდით.



ნახ. 18. სათბობი კონვექტორები: ა - მისადგმელი; ბ - იატაკში ჩასაყენებელი

გარსაცმიანი კონვექტორი კონვექციით გადასცემს მთელი სითბოს 90-95%-ს. ხელსაწყოს, რომელშიც გარსაცმის ფუნქციას გამხურებლის გაწიბოვება ასრულებს, ეწოდება **კონვექტორი** გარსაცმის გარეშე. კონვექტორის გამხურებელი ელემენტი მზადდება ფოლადის, სპილენძის, ალუმინის ან სხვა ლითონისაგან. გარსაცმი მზადდება ფურცლოვანი მასალებისაგან (ძირითადად ფოლადისაგან).

მე-19 ნახაზზე ნაჩვენებია სათავსში კონვექტორების დაყენების პრინციპულ-ტექნოლოგიური სქემები.



ნახ. 19. კონვექტორების დაყენების ძირითადი სქემები

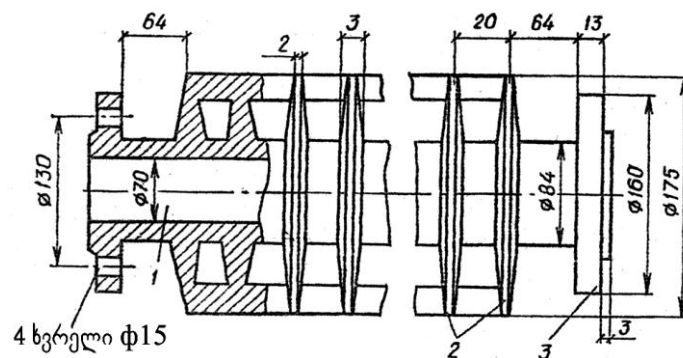
კონვექტორებს აქვთ შედარებით დაბალი თბოტექნიკური მახასიათებლები, განსაკუთრებით, მათი გათბობის ორმილოვან სისტემებში გამოყენების დროს. ამის მიუხედავად, მთელ რიგ ქვეყნებში კონვექტორების წარმოება იზრდება. ეს გარემოება იმით აიხსნება, რომ დასამზადებლად ადვილია, შესაძლებელია მათი წარმოების მექანიზაცია და ავტომატიზაცია, ნაკლებია შრომის დანახარჯები. მცირე ლითონტევადობა ზრდის ლითონის თბურ დამაბულობას ($M=0,8...1,3 \text{ ვტ/კგ}^{\circ}\text{C}$). კონვექტორებს აქვთ დაბალი თბური ინერცია.

გარსაცმიანი კონვექტორების თბოგადაცემა გარსაცმის სიმაღლის გაზრდით იზრდება (მაგალითად, კონვექტორის სიმაღლის 250-დან 600 მმ-მდე გაზრდით მისი თბოგადაცემა 20%-ით იზრდება). კონვექტორების თბოგადაცემა კიდევ უფრო შესაძინევად იზრდება გამზურებლის ზედაპირთან ჰაერის კონვექციური დინების გაძლიერებით; ეს კი შესაძლებელია, თუ გარსაცმში მოვათავსებთ სპეციალური კონსტრუქციის ვენტილატორს. ასეთ კონვექტორებს ვენტილატორული კონვექტორები ეწოდება (ნახ.14 დ). თანამედროვე კონვექტორები აღჭურვილია საჰაერო სარქველებით, რომელთა დანიშნულებაა კონვექტორის

თბოგაცემის რეგულირება. მნიშვნელოვანი თბური სიმძლავრე აქვთ დიდი სისქის კონვექტორებს, რომელთა გამხურებლებიც შედგება რამდენიმე $600 \div 1200$ მმ სიმაღლის მიმდევრობით შეერთებული ელემენტისგან.

უგარსაცმო კონვექტორები სათავსში იკავებენ მცირე ადგილს (მათი სისქე 60...70 მმ-ია). მათი განლაგებით იატაკთან ფანჯრების და კედლების მთელ სიგრძეზე ზრდიან სათავსის თბურ კომფორტულობას. კონვექტორების დაბალი თბოგაცემის გამო, ხშირად აწყობენ ორ რიგად ან ორ იარუსად. ასეთი განლაგება მათ აძლევს არამიმზიდველ სახეს. კონვექტორები არ გამოიყენება ისეთ სათავსებში, რომელთაც გაზრდილი სანიტარიულ-ჰიგიენური მოთხოვნები წაეყენებათ.

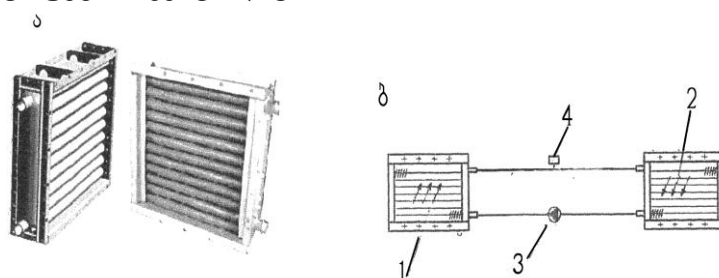
დაბალ უგარსაცმო კონვექტორებს აქვთ - 0,8 მმ სისქის ფურცლოვანი ფოლადის II-ს მაგვარი გაწიბოვნება, რომელიც ღია კედლის მხარეს, 1 მმ სისქის ალუმინის გაწიბოვნება ან ჩაკეტილი ექვსწახნაგა გაწიბოვნება. ასეთი კონვექტორების დამზადება ძირითადად ქარხნული წესით ხდება.



ნახ. 20. წიბოვანი მილები

წიბოვანი მილი (ნახ.20) კონვექციური სათბობი ხელსაწყოა. იგი წარმოადგენს თუჯის მილს მილტუჩებით, რომლის გარე ზედაპირიც დაფარულია, მილთან ერთად ჩამოსხმული, თხელი

ფირფიტებით. წიბოვანი მილის გარე ზედაპირი გაცილებით მეტია, ვიდრე იმავე დიამეტრის და სიგრძის გლუვი მილისა, რაც ხელსაწყოს კომპაქტურს ხდის. წიბოების დაბლი ტემპერატურა (მაღალტემპერატურული თბოშემცველის გამოყენების დროს), დამზადების შედარებით სიმარტივე და სიიაფე იძლევა ამ ლითონტევადი ($M = 0.25 \text{ ვტ/კგ}^\circ\text{C}$) და თბოტექნიკური თვალსაზრისით დაბალეფექტური ხელსაწყოს გამოყენების შესაძლებლობას. ამ ხელსაწყოების უარყოფითი მხარეა მათი არაესთეტიკური გარეგანი სახე, წიბოების მცირე მექანიკური სიმტკიცე და მტვრისგან გაწმენდის სირთულე. თუჯის მოძველებული წიბოვანი მილები მიზანშეწონილია შეიცვალოს ფოლადის გაწიბოვებული მილებით (მაგალითად, ალუმინის წიბოებიანი ფოლადის მილებით). თუჯის მრგვალ წიბოვან მილებს აქვთ $0,5 \div 2,0$ მ სიგრძე. მათ ძირითადად ჰორიზონტალურად აყენებენ რამდენიმე იარუსად. წიბოვანი მილები შეიძლება დაყენებულ იქნეს ვერტიკალურადაც. ამ დროს მილებს წიბოები უკეთდება გრძივი მიმართულებით, თავსდება სპეციალურ გარსაცმში, ხოლო თბოგაცემის ინტენსიფიკაციის მიზნით უკეთდება სპეციალური კონსტრუქციის ვენტილატორი.



ნახ. 21. კალორიფერები

კალორიფერი (ნახ.21) დიდი თბოგაცემის ფართობის მქონე კომპაქტური სათბობი ხელსაწყოა, რომელიც შედგენილია გაწიბოვებული მილების რიგებისაგან. მილები მოთავსებულია

სპეციალურ გარსაცმში, რომელსაც აქვს ჰაერის შესასვლელი და გამოსასვლელი ღიობები. სხვა ხელსაწყოებისგან განსხვავებით, კალორიფერები ძირითადად გამოიყენება სითბოს გადასაცემად ჰაერის იძულებითი კონვექციის დროს. კალორიფერი შეიძლება გამოყენებულ იქნეს ბუნებრივი კონვექციის შემთხვევაშიც, მსგავსად მაღალი კონვექტორებისა, რომლებიც გამოიყენება ჰაერის გასათბობად უშუალოდ სათავსებში.

სათბობი ხელსაწყოების შერჩევის დროს უნდა გავითვალისწინოთ ექსპლუატაციაში მოსალოდნელი ჰიდრავლიკური რეჟიმები. სათბობ ხელსაწყოზე მოსული ჰიდროსტატიკური წნევა არ უნდა აღემატებოდეს ამ ხელსაწყოს მუშა წნევას. ხელსაწყოს მუშა წნევები, ხელსაწყოს ტიპის მიხედვით, მოცემულია მის საპასპორტო მონაცემებში.

ქვემოთ ცხრილში ნაჩვენებია ხელსაწყოს მუშა წნევები და მათი გამოყენების ძირითადი სფეროები.

ცხრილი №9

ხელსაწყოს მუშა წნევები და მათი გამოყენების ძირითადი სფეროები

N	ხელსაწყოს დასახელება	მუშა წნევა		გამოყენების ძირითადი სფერო
		მპა	ატმ	
1	თუჯის სექციური რადიატორი	0,6	6,0	ყველა სახის საერთო დანიშნულების სათავ-
2	ფოლადის პანელური რადიატორი	0,6	6,0	სები გაზრდილი
3	ალუმინის სექციური რადიატორი	1,6	16	სანიტარიულ ჰიგიენური მოთხოვნების დროს
4	ბიმეტალის რადიატორი	2,0	20	მტვრიანი სათავსები
5	გლუვმილიანი ხელსაწყო	1,0	10,0	საცხ. და საზოგადოებრივი სათავსები
6	კონვექტორი	1,0	10,0	საწარმოო დანიშნულე-
7	თუჯის წიბოვანი მილი	0,6	6,0	ბის სათავსები

4. სათბობი ხელსაწყოების შერჩევა და მათი განლაგება სათავსებში

სათბობი ხელსაწყოების სახის და ტიპის შერჩევის დროს უნდა გავითვალისწინოთ მთელი რიგი ფაქტორები: სათავსის დანიშნულება და მისი თბური რეჟიმის თავისებურებები, არქიტექტურულ-ტექნოლოგიური დაგეგმარება, სათავსებში ადამიანების ყოფნის ხანგრძლივობა, სათბობის სისტემის სახეობა, სათბობი ხელსაწყოების ტექნიკურ-ეკონომიკური და სანიტარიულ-ჰიგიენური მახასიათებლები. ცალკეულ შემთხვევებში სათბობი ხელსაწყოების შერჩევა სხვადასხვა სახის ხელსაწყოების ტექნიკურ-ეკონომიკური მახასიათებლების ურთიერთშედარებით. ზოგჯერ ხელსაწყოების შერჩევა განპირობებულია ამა თუ იმ ხელსაწყოების არსებობით.

სათავსებისადმი გაზრდილი სანიტარიულ-ჰიგიენური, ხანძარსაწინააღმდეგო და აფეთქებასაწინააღმდეგო მოთხოვნების წაყენების შემთხვევაში ირჩევენ გლუვზედაპირიან ხელსაწყოებს. ასეთთა რიგს მიეკუთვნება რადიატორები და გლუვმილიანი ხელსაწყოები. ამ დროს საუკეთესო ვარიანტია ბეტონის სათბობი პანელები, რომლებიც უზრუნველყოფენ სათავსის სისუფთავს. ამ დროს თუჯის რადიატორებიდან გამოიყენება მხოლოდ მარტივი ფორმის სექციების მქონე (გლუვსვეტებიანი) რადიატორები.

სათავსებისადმი მარტივი სანიტარიულ-ჰიგიენური მოთხოვნების წაყენების შემთხვევაში შეიძლება გამოყენებულ იქნეს, როგორც გლუვზედაპირიანი, ასევე გაწიბოვებული ხელსაწყოები.

სამოქალაქო შენობებში უფრო მეტად გამოიყენება რადიატორები და კონვექტორები, საწარმოო შენობებში კი – რადიატორები

და გლუვმილიანი ხელსაწყოები, რომლებიც უზრუნველყოფენ მაღალ თბოგაცემას და გამოირჩევიან კომპაქტურობით.

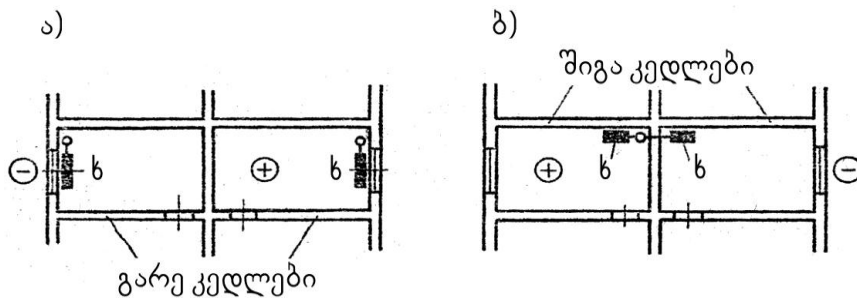
დროებით სათავსებში (ადამიანების მცირე დროით ყოფნის შემთხვევაში) შეიძლება ნებისმიერი სათბობი ხელსაწყო გამოყენება, მაგრამ უპირატესობა უნდა მიენიჭოს მაღალი ტექნიკურ-ეკონომიკური მახასიათებლების მქონე ხელსაწყოს.

სათავსებში თბური კომფორტის უზრუნველყოფის თვალსაზრისით ხელსაყრელია მათი გათბობა იატაკის მეშვეობით. თბილი იატაკი, რომლის ტემპერატურაც სანიტარიულ-ჰიგიენური მოთხოვნების ფარგლებშია (საცხოვრებელი სათავსებისათვის იგი 26°C -მდეა), უზრუნველყოფს სათავსის თანაბარ ტემპერატურას და ჰაერის სუსტ ცირკულაციას, გამორიცხავს სათავსის ზემო ზონის გადახურებას. ხშირად თბილი იატაკის მოწყობის შედარებითი სიძვირე და შრომატევადობა იწვევს მის ჩანაცვლებას უფრო იაფი და კომპაქტური ვერტიკალური სათბობი ხელსაწყოებით. ზოგჯერ ცივ კლიმატურ რაიონებში შენობათა გასათბობად თბილი იატაკის მოწყობა შეზღუდულია, რაც განპირობებულია სან-ჰიგიენური თვალსაზრისით, თბილი იატაკის ტემპერატურის შეზღუდვით. ნორმირებული ტემპერატურის დროს თბილი იატაკის თბოგაცემა ვერ უზრუნველყოფს სათავსის საანგარიშო თბოდანაკარგების კომპენსირებას. ყოველ შემთხვევაში, სათავსების გასათბობად თბილი იატაკის გამოყენება მოითხოვს სათანადო დასაბუთებას და თბურ გაანგარიშებას.

მას შემდეგ, რაც მოვახდენთ სათბობი ხელსაწყო სახის და ტიპის შერჩევას, საჭიროა ეს ხელსაწყოები განვალაგოთ სათავსებში. როგორც წესი, სათბობი ხელსაწყოები ეწყობა ფანჯრის ქვეშ ნიშებში ან შემომზღუდი კონსტრუქციის გასწვრივ ერთ ან ორ რიგად, ღიად ან დეკორატიული პანელის მიღმა.

ყველაზე უფრო გავრცელებულია ხელსაწყოების დაყენება გარე კედლის გასწვრივ, ფანჯრის ქვეშ (ნახ.22). ამ დროს

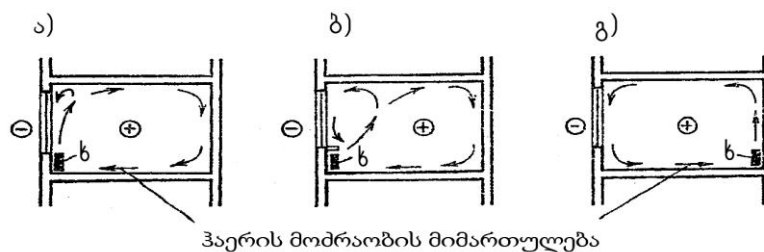
სასურველია სათბობი ხელსაწყო სიგრძე შეადგენდეს ფანჯრის ღიობის სიგრძის 50-75%-ს. გამოთვლილია ვიტრაჟები. ამ შემთხვევაში სათბობი ხელსაწყო სიგრძე უნდა იყოს ვიტრაჟის სიგრძის ტოლი. სათბობი ხელსაწყო ვერტიკალური ღერძი უნდა ემთხვეოდეს ფანჯრის ვერტიკალურ ღერძს.



ნახ.22. რადიატორების დაყენების სქემები

სათბობი ხელსაწყოების გარე კედლების გასწვრივ განლაგებისას მნიშვნელოვნად მცირდება სათავსის რადიაციული გაცივება, ეს კი იმას ნიშნავს, რომ ფანჯრის რაფა ვიწროა ან საერთოდ არ არის. სათბობ ხელსაწყოთან წარმოქმნილი კონვექციური თბური ნაკადი მთლიანად ზღუდავს სათავსში ცივი ჰაერის გავრცელებას. სათავსში სათბობი ხელსაწყო განლაგების დროს საჭირო ნაკადების მოძრაობა ნაჩვენებია 23 ა ნახაზზე, ხოლო 23 ბ ნახაზზე კი ნაჩვენებია საჭირო ნაკადები ფანჯრის ქვეშ სხვადასხვა სახის სათბობი ხელსაწყო განლაგების დროს.

სათავსის შიგა კედლებთან სათბობი ხელსაწყოები, როგორც წესი, არ კეთდება. ეს ვარიანტი დასაშვებია მაშინ, როდესაც ადამიანები სათავსში იმყოფებიან მცირე ხნის განმავლობაში ან თუ იმ რაიონში ზამთარი არის თბილი და ხანმოკლე. ხელსაწყოების ასეთი განლაგების დროს იატაკთან ჰაერი თითქმის არ თბება. ამ დროს სასურველია ხელსაწყო რაც შეიძლება ახლოს განლაგება იატაკთან.



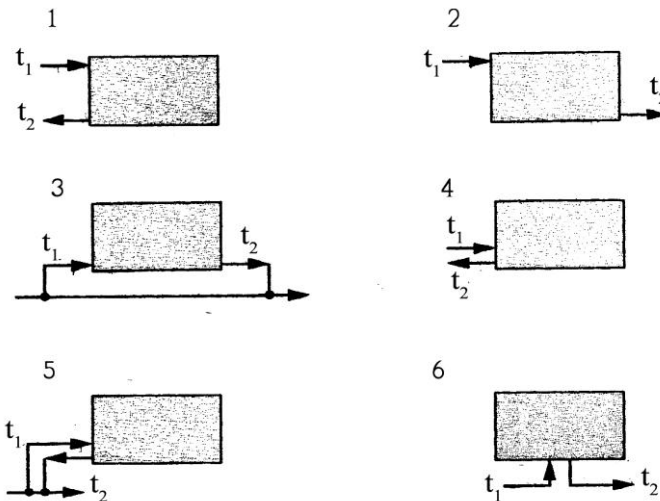
ნახ. 23. სათბობი ხელსაწყოებთან საჰაერო ნაკადების მოძრაობა

შიგა კედლებთან სათბობი ხელსაწყოების განლაგებას აქვს თავისი დადებითი და უარყოფითი მხარეებიც, სახელდობრ: იზრდება სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემა, მცირდება თბოსადენების სიგრძე და დგარების რაოდენობა. თუ სათავსი მაღალჭერიანია, სათბობი ხელსაწყოც, სასურველია, იყოს მაღალი და ვიწრო. სხვა დანარჩენ შემთხვევაში მიზანშეწონილია, ხელსაწყო იყოს დაბალი და განიერი.

ფანჯრის ქვეშ ვიწრო ხელსაწყოს განლაგების დროს სათავსის ზემო ნაწილში ხდება ჰაერის გადახურება, ხოლო ჰაერის ცივი ნაკადები ხელსაწყოს ორივე მხარეს ეშვება ძირს. თუ გამოყენებულია განიერი და დაბალი სათბობი ხელსაწყო, რომელიც უშუალოდ იატაკთანაა განლაგებული, ოთახი თბება მთლიანად.

5. სათბობი ხელსაწყოების მიერთება თბოსადენებთან

სათბობი ხელსაწყოების თბოსადენებთან მიერთების რამდენიმე ხერხი არსებობს, რომლიც განსაზღვრულია სამშენებლო ნორმებით (DIN 4701 და EN 442). ამ ნორმების თანახმად, სათბობი ხელსაწყოების ძირითადი სქემები ნაჩვენებია 24-ე ნახაზზე.



ნახ.24. სათბობი ხელსაწყოების თბოსადენებთან მიერთების სქემები

როგორც ამ ნახაზიდან ჩანს, სათბობი ხელსაწყოები შეიძლება მიუერთდეს ცალმხრივი ან ორმხრივი სქემით. ცალმხრივი მიერთების დროს სათბობი ხელსაწყოს როგორც, მიმწოდებელი, ასევე უკუმიღილი ხელსაწყოს ერთ მხარეს უერთდება. ორმხრივი მიერთების დროს სათბობი ხელსაწყოს ერთ მხარეს უერთდება მიმწოდებელი, ანუ ცხელი წყლის მილი, მეორე მხარეს კი უკუ-ანუ ცივი წყლის მილი. თბოტექნიკური თვალსაზრისით, უპირატესობა ენიჭება ორმხრივ მიერთებას, როდესაც სათბობი ხელსაწყოში თბომემცველი მოძრაობს ზემოდან ქვემოთ. კონსტრუქციული თვალსაზრისით უმჯობესია ცალმხრივი მიერთება, ამიტომაც პრაქტიკაში ეს უკანასკნელი უფრო მეტად გამოიყენება. გათბობის ერთმილოვან ვერტიკალურ სისტემებში ეს გვადლევს ხელსაწყოებთან მიერთების კვანძების უნიფიცირების შესაძლებლობას, ხოლო ხელსაწყოებთან მიმყვანი მილსადენის მონაკვეთები უნდა გავაკეთოთ ქანობის გარეშე. სათბობი ხელსაწყოს კვანძების უნიფიცირება ხელს უწყობს მათი

ქარხნული წესით დამზადებას, რაც განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია მასიური მშენებლობის დროს. ხელსაწყოების უნიფიცირებული კვანძების გამოყენება ფართოდ იყო გავრცელებული საბჭოთა პერიოდში.

თანამედროვე პირობებში უპირატესად გამოიყენება გათბობის ორმილოვანი სისტემა, სადაც ხელსაწყოებთან მიმყვანი მილები 1,25 მ-მდე სიგრძისაა. ეს მიმყვანები უნდა გაკეთდეს ქანობით, რაც ართულებს ასეთი კვანძების უნიფიცირების შესაძლებლობას.

ხელსაწყოების ცალმხრივი მიერთებისას არაა მიზანშეწონილი მათი ძალიან დამსხვილება. სექციური რადიატორების გამოყენების დროს ასეთ ხელსაწყოებში სექციების რიცხვი იძულებითი ცირკულაციის სისტემებში არ უნდა აღემატებოდეს 25-ს. ასევე დაუშვებელია ერთ მიმყვანზე ორზე მეტი სათბობი ხელსაწყოს ერთმანეთთან მიბმა. ხელსაწყოების მიბმით შეერთება დაიშვება მხოლოდ ერთ სათავსში.

სათბობი ხელსაწყოების თბოსადენებთან მიერთება ყოველ კონკრეტულ შემთხვევაში გადაწყვეტილი უნდა იქნეს ინდივიდუალურად, ამა თუ იმ შენობის არქიტექტურულ-კონსტრუქციული, ფუნქციური და თბოტექნიკური მოთხოვნების გათვალისწინებით.

6. სათბობი ხელსაწყოების თბური გაანგარიშება

სათბობი ხელსაწყოების თბური გაანგარიშება გულისხმობს ხელსაწყოების იმ სახურებელი (გახურების) ფართობის განსაზღვრას, რომელიც უზრუნველყოფს სათავსში საჭირო რაოდენობის სითბოს გადაცემას. შემდგომ ამ გახურების ფართობის მიხედვით ხდება შერჩეული სახის და ტიპის სათბობი ხელსაწყოების

გეომეტრიული ზომების დადგენა. გაანგარიშება წარმოებს თბოშემცველის იმ ტემპერატურის მიხედვით, რომელიც დადგენილია ხელსაწყოს თბური სიმძლავრის შერჩევის პირობებით. წყლის შემთხვევაში ეს არის საანგარიშო მაქსიმალური ტემპერატურა ხელსაწყოში, რომელიც დაკავშირებულია წყლის ხარჯთან, ორთქლის შემთხვევაში კი იგი წარმოადგენს ნაჯერი ორთქლის ტემპერატურას, რომელიც ხელსაწყოში მისი წნევით განისაზღვრება.

ხელსაწყოს თბური სიმძლავრე ის საანგარიშო სითბოს რაოდენობაა (ხელსაწყოს თბოგაცემაა), რომელიც განისაზღვრება სათავსის თბური დატვირთვის მიხედვით. ხელსაწყოს თბოგაცემის (გახურების) ფართობი დამოკიდებულია ხელსაწყოს სახეზე, სათავსში მის განლაგებასა და თბოსადენებთან მისი მიერთების სქემაზე.

სათბობი ხელსაწყოს თბური სიმძლავრის დადგენა ხდება ცნობილი ფორმულის საფუძველზე:

$$Q = Gc (t_{\text{ხელ}} - t_{\text{გ}}) , \quad (52)$$

ანუ

$$Q = kF (t_{\text{ხელ}} - t_{\text{გ}}) , \quad (53)$$

სადაც G არის დროის ერთეულში სათბობ ხელსაწყოში გამდინარე თბოშემცველის (წყლის) ხარჯი, კგ/სთ; C – თბოშემცველის (წყლის) სითბოტევადობა და იგი ტოლია 4,18 კჯ/კგ $^{\circ}\text{C}$ (1 კკალ/კგ $^{\circ}\text{C}$); $t_{\text{ხელ}}$ – სათბობი ხელსაწყოს ტემპერატურა, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{გ}}$ – სათავსის ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა, $^{\circ}\text{C}$; K – სათბობი ხელსაწყოს თბოგაცემის კოეფიციენტი, ვტ/მ, $^{\circ}\text{C}$; F – სათბობი ხელსაწყოს გახურების ფართობი, რომელიც ხელსაწყოს გარე ზედაპირის გეომეტრიული ფართობის ტოლია, მ 2 .

სათბობი ხელსაწყოს ტემპერატურა განისაზღვრება მასში შესული ცხელი წყლის ($t_{\text{ცხ}}$) და მისგან გამოსული ცივი წყლის

($t_{\text{ვო}}$) ტემპერატურების მიხედვით. ეს ტემპერატურები რეგულამენტირებულია სამშენებლო ნორმებით. ევროკავშირის ერთიანი სტანდარტის მიხედვით (EN 442) ესენია: $t_{\text{გბ}} = 75^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{ვო}} = 65^{\circ}\text{C}$; ხოლო $t_{\text{გ}} = 20^{\circ}\text{C}$ ანუ 75/65/20°C. ეს ტემპერატურები სავალდებულოა ევროკავშირის ქვეყნებისათვის. ამ საერთო სტანდარტამდე, ევროკავშირის ქვეყნებში, სხვადასხვა ნორმები არსებობდა. მაგალითად, DIN 4704-ის მიხედვით ეს ტემპერატურები იყო 90/70/20°C. საბჭოთა კავშირში სათბობ ხელსაწყოში СНиП-ის თანახმად აიღებოდა $t_{\text{გბ}} = 95^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{ვო}} = 70^{\circ}\text{C}$.

სხვადასხვა ტემპერატურული პირობებისათვის განსაზღვრული თბური სიმძლავრეების ურთიერთშედარების და გაანგარიშების მიზნით საჭიროა ტემპერატურული სხვაობების საერთო სიდიდემდე დაყვანა. ტემპერატურული სხვაობა გულისხმობს სათბობ ხელსაწყოსა და სათავსის ჰაერს შორის ტემპერატურულ სხვაობას,

$$\Delta t = t_{\text{ხელ}} - t_{\text{გ}}. \quad (54)$$

ტემპერატურული სხვაობა (დაწნევა) Δt აიღება, როგორც საშუალო არითმეტიკული

$$\Delta t = \frac{t_{\text{გბ}} + t_{\text{ვო}}}{2} - t_{\text{გ}} \quad (55)$$

ან როგორც საშუალო ლოგარითმული

$$\Delta t = \frac{t_{\text{გბ}} - t_{\text{ვო}}}{\ln \frac{t_{\text{გბ}} - t_{\text{გ}}}{t_{\text{ვო}} - t_{\text{გ}}}}. \quad (56)$$

საშუალო არითმეტიკული ტემპერატურული სხვაობა 75/65/20°C ტემპერატურის დროს ტოლია 50°C -ისა, ხოლო 90/70/20°C -ის დროს - 60°C -ისა, საშუალო ლოგარითმული სხვაობა კი შეადგენს: 75/65/20-°C ის დროს 49,83°C; 90/70/20°C-ის დროს 59,44°C .

იმის დასადგენად, თუ რომელი ტემპერატურული სხვაობა უნდა ავიღოთ გაანგარიშებისათვის, საჭიროა ტემპერატურულ სხვაობათა ფარდობის განსაზღვრა,

$$C = \frac{t_{\text{ცხ}} - t_{\text{შ}}}{t_{\text{ცივ}} - t_{\text{შ}}} . \quad (57)$$

როდესაც $C \geq 0,7$, საანგარიშოდ აიღება საშუალო არითმეტიკული ტემპერატურული სხვაობა.

ზემოთ ნაჩვენები ტემპერატურული სხვაობის მიხედვით გამოთვლილია ყველა ტიპის სათბობი ხელსაწყოს თბური სიმძლავრე და მას **ნორმატიული თბური სიმძლავრე** ეწოდება. ევროკავშირის ქვეყნებისათვის ეს თბური სიმძლავრეები განსაზღვრულია EN 442 ნორმების მიხედვით და ყველა ტიპის სათბობი ხელსაწყობებისათვის წარმოდგენილია ცხრილების სახით.

სათბობი ხელსაწყოს შერჩევისას უნდა გავითვალისწინოთ დანამატები ნორმატიულ თბურ სიმძლავრეზე,

$$\text{მაშინ } Q_{\text{ხელ}} = (1 + x)Q_{\text{ნორმ}}, \quad (58)$$

სადაც x არის დანამატების სიდიდე ნორმატიულ თბურ სიმძლავრეზე და იგი 15%-ის ოდენობით აიღება; $Q_{\text{ნორმ}}$ – ნორმატიული თბური სიმძლავრე და იგი, ჩვეულებრივად, სათავსის საანგარიშო თბოდანაკარგების ტოლია.

როგორც ცნობილია, სხვადასხვა სათბობ ხელსაწყოებს, სათავსის დანიშნულების და შერჩეული გათბობის სისტემის მიხედვით, სხვადასხვა ტემპერატურულ პირობებში უწევთ მუშაობა. თბოშემცველის ნებისმიერი პარამეტრებისათვის სათბობი ხელსაწყოს თბური სიმძლავრე განისაზღვრება ფორმულით

$$Q_{\text{ხელ}} = Q_{\text{ნორმ}} \left[\frac{\Delta t}{\Delta t_{\text{ნორმ}}} \right]^n, \quad (59)$$

სადაც $Q_{\text{ნორმ}}$ არის ნორმატიული თბური სიმძლავრე; Δt და $\Delta t_{\text{ნორმ}}$ – ფაქტობრივი და ნორმატიული ტემპერატურული სხვაობები; n –

ხარისხის მაჩვენებელი, რომელიც ითვალისწინებს ხელსაწყოს სახეს. სხვადასხვა ტიპის სათბობი ხელსაწყოებისათვის იგი სხვადასხვაა:

- იატაკის გათბობა $n=1,1$;
- ბრტყელი ხელსაწყოები $n=1,26...1,33$;
- პირსახოცსაშრობები $n=1,2...1,3$;
- კონვექტორები $n=1,3...1,5$

სექციური და ბრტყელი რადიატორების ხარისხის მაჩვენებელი აიღება $n=1,3$.

მაგალითი: განვსაზღვროთ სათბობი ხელსაწყოს თბური სიმძლავრე, თუ: სათავსის თბოდანაკარგებია 1000ვტ, დანამატები რადიატორის თბურ სიმძლავრეზე შეადგენს 15%-ს. ტემპერატურული პირობებია 70/55/20°C.

(55) ფორმულის თანახმად, $\Delta t = \frac{70+55}{2} - 20 = 42,5^{\circ}\text{C}$.

შესწორების ფაქტორი, (59) ფორმულაში ტოლია

$$F = \left(\frac{50^{\circ}\text{C}}{42,5^{\circ}\text{C}} \right)^{1,3} = 1,235.$$

(59) ფორმულის თანახმად, ხელსაწყოს საანგარიშო თბური სიმძლავრე იქნება

$$Q_{\text{ხელ}} = 1,15 \cdot 1000 \cdot 1,235 = 1420 \text{ ვტ}.$$

ამ თბური სიმძლავრის მიხედვით ცხრილიდან მოვძებნით სათანადო რადიატორის ზომებს. ვინაიდან ეს ცხრილი შედგენილია 75/65/20°C ტემპერატურული პირობებისათვის, ამიტომ, შერჩეული რადიატორი 70/55/20°C ტემპერატურული პირობებისათვის მოგვცემს $1,15 \cdot 1000 = 1150$ ვტ თბურ ენერგიას.

7. სათბობი ხელსაწყოების თბური ინერცია

როგორც უკვე აღვნიშნეთ, თბოშემცველის სითბო სათავსს გადაეცემა: სათბობი ხელსაწყოს შიგა ზედაპირთან კონვექციით, კედლის თბოგამტარობით და ხელსაწყოს გარე ზედაპირთან კონვექციითა და გამოსხივებით. ლითონის სათბობი ხელსაწყოებისათვის კედლის თერმული წინააღმდეგობა, სიმცირის გამო, შეგვიძლია უგულებელვყოთ. მაშინ ხელსაწყოს თბოგადაცემის კოეფიციენტი ძირითადად მის გარე ზედაპირთან თბოგაცემით განისაზღვრება. თბოგაცემის პროცესის ძირითადი განმსაზღვრელი ფაქტორებია სათბობი ხელსაწყოს გარე ზედაპირის ფორმა და ფართობი. ხელსაწყოს მასალის ფიზიკური თვისებები, მისი დამზადების ტექნოლოგიური და საანგარიშო საექსპლუატაციო მახასიათებლები განსაზღვრავენ ხელსაწყოს შიგა მოცულობას და მის დასამზადებლად საჭირო ლითონის რაოდენობას, ხელსაწყოს თბური ინერცია კი ცალსახად დამოკიდებულია ამ ხელსაწყოს ლითონტევადობასა და თბოშემცველით შევსებულ მის შიგა მოცულობაზე.

დიდი ლითონტევადობის (მძიმე) და მოცულობის სათბობ ხელსაწყოებს დიდი თბური ინერცია აქვთ, ამიტომ ეს ხელსაწყოები ნაკლებად რეაგირებენ ხელსაწყოში გამავალი თბოშემცველის ხარჯისა და ტემპერატურის ცვლილებაზე. ასეთ ხელსაწყოებს მიეკუთვნება თუჯის სათბობი ხელსაწყოები, ბეტონის სათბობი პანელები და ა.შ.

სათბობი ხელსაწყოები, რომელთაც დაბალი თბური ინერცია აქვთ, სწრაფად რეაგირებენ სათბობ ხელსაწყოში გამავალი თბოშემცველის ტემპერატურისა და რაოდენობის ცვლილებაზე. ისინი ადვილად ექვემდებარებიან ავტომატურ რეგულირებას. ამ მოთხოვნებს დღეისათვის სრულად პასუხობენ ფოლადის, ალუმინის და ბიმეტალის ხელსაწყოები.

8. სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის რეგულირება

შენობათა სათავსების თბოდანაკარგების გაანგარიშების საფუძველზე ვსაზღვრავთ სათბობი ხელსაწყოს გახურების ფართობს, რომელიც თითოეული დაყენებული ხელსაწყოსათვის მუდმივი სიდიდეა. ცნობილია, რომ შენობათა გათბობის სისტემების ექსპლუატაციის დროს საანგარიშო პირობები ყოველთვის არ შეიძლება. გათბობის სეზონის განმავლობაში იცვლება გარე ჰაერის ტემპერატურა, შენობაზე ეპიზოდურად ზემოქმედებს ქარი და მზის რადიაცია, არათანაბარია სითბოს გამოყოფა სათავსებში. ამიტომ, სათავსების თბური რეჟიმის მოცემულ დონეზე შენარჩუნების მიზნით, საჭიროა ექსპლუატაციის პერიოდში სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის რეგულირება. ასეთი სახის რეგულირებას ეწოდება **სათბობი ხელსაწყოს თბური ნაკადის საექსპლუატაციო რეგულირება** და ის შეიძლება იყოს ხარისხობრივი და რაოდენობრივი.

ხარისხობრივი რეგულირება მიიღწევა გათბობის სისტემაში მიწოდებული თბოშემცველის ტემპერატურის ცვლილებით. ხარისხობრივი რეგულირება არის ცენტრალური და ადგილობრივი. ცენტრალური ხარისხობრივი რეგულირება წარმოებს ცენტრალურ თბოსადგურში (საქვაბეში), როდესაც იგი ემსახურება გათბობის რამდენიმე სისტემას ან შენობათა გარკვეულ ჯგუფს. ადგილობრივი ხარისხობრივი რეგულირება კი ხდება თბომომარაგების ქსელზე მიერთებულ ცალკეულ შენობაში ან გათბობის სისტემაში მოწყობილ თბურ პუნქტში.

რაოდენობრივი რეგულირება მიმდინდრეობს სათბობ ხელსაწყოში ან სისტემაში მიწოდებული თბოშემცველის რაოდენობის რეგულირებით. რეგულირების ეს სახე შეიძლება იყოს ცენტრალური, ადგილობრივი და ინდივიდუალური, რომელიც კეთდება თითოეულ სათბობ ხელსაწყოზე.

შესაძლებელია სათბობი ხელსაწყოების საექსპლუატაციო რეგულირების ავტომატიზაცია. შენობის თბურ პუნქტში ადგილობრივ ავტომატურ რეგულირებას აწარმოებენ გარე ჰაერის ტემპერატურის მიხედვით. სათბობი ხელსაწყო ინდივიდუალური ავტომატური რეგულირება კი ხდება შიგა ჰაერის ტემპერატურის მოცემული მნიშვნელობიდან გადახრის მიხედვით.

ინდივიდუალური ავტომატური რეგულირებისათვის გამოიყენება პირდაპირი და ირიბი მოქმედების ტემპერატურის რეგულატორები. სათბობი ხელსაწყოების ხელით ინდივიდუალური რეგულირებისათვის გამოიყენება ონკანები და ვენტილები. სათბობი ხელსაწყოების ხელით ინდივიდუალური რეგულირება ეფექტურია მაშინ, როდესაც რეგულირების შედეგად გამორთული ხელსაწყო ფართობი, სულ მცირე, საერთო ფართობის 50 %-ის ტოლია.

მარეგულირებელი ონკანის (ვენტილის) კონსტრუქციის შერჩევა ხდება გათბობის სისტემის სახეობის მიხედვით. გათბობის ორმილოვან სისტემებში გამოიყენება გაზრდილი ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობის ონკანები, რომლებიც უზრუნველყოფენ სათბობი ხელსაწყო სამონტაჟო-გამართვით (პირველად) და საექსპლუატაციო (მეორად) რეგულირებას. ასეთ ონკანებს ორმაგი რეგულირების ონკანებს უწოდებენ. გათბობის ერთმილოვან სისტემებში კი გამოიყენება უმნიშვნელო წინააღმდეგობის მქონე ინდივიდუალური რეგულირების მქონე ონკანები. ამ ონკანებს არა აქვთ პირველადი რეგულირების განმახორციელებელი მოწყობილობები და წარმოადგენენ მხოლოდ საექსპლუატაციო (მეორადი) რეგულირების ონკანებს.

ხელსაწყო თბოგადაცემის ინდივიდუალური რეგულირების მიზნით გამოიყენება, აგრეთვე, საჰაერო სარქვლები. რეგულირების ეს სახე გამოიყენება კონვექტორებში, სადაც კონ-

ვექტორის გარსაცმში მოთავსებულია საჰაერო სარქველი, რომელიც არეგულირებს კონვექტორის მახურებელში ცირკულირებული ჰაერის რაოდენობას. რეგულირების ამ სახეს უწოდებენ ჰაერის მიხედვით რეგულირებას. ამ სახის რეგულირების დადებითი მხარე ისაა, რომ სათბობ ხელსაწყოში შენარჩუნებულია თბოშემცველის მუდმივი ხარჯი.

ინდივიდუალური რაოდენობრივი რეგულირების დროს ხელსაწყოს თბოგაცემა თანდათან იცვლება. ხელსაწყოს თბური ინერციის გამო იგი უფრო ნელა ცივდება, ვიდრე თბება. ყველაზე დიდი თბური ინერცია აქვს ბეტონის პანელებს. უფრო დაბალი თბური ინერცია აქვთ ფოლადის რადიატორებს და კონვექტორებს, ვიდრე თუჯის რადიატორებს, განსაკუთრებით კი – ბეტონის პანელებს; ამიტომ მათი თბოგაცემის რეგულირების პროცესი უფრო აჩქარებულია. სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის რეგულირება მით უფრო ეფექტურია და მით უფრო სწრაფად რეაგირებს სათავსის ტემპერატურაზე, რაც უფრო მეტია ხელსაწყოში გამავალი თბოშემცველის და ხელსაწყოს მასა.

9. თბოსადენები და მათი გაყვანა შენობებში

თბოსადენების დანიშნულებაა, მიაწოდონ სათბობ ხელსაწყოებს სითბოს ის რაოდენობა, რომელსაც სათბობი ხელსაწყოები გადასცემენ სათავსს. თბოშემცველის გადასადგილებლად გამოიყენება, როგორც ლითონის (ფოლადი, სპილენძი, ტყვია და სხვ.), ასევე არალითონის (პლასტმასი, მინა და სხვ.) მილები.

ტყვიის მილები გამოიყენებოდა მე-19 ს-ის ბოლოს და მე-20 ს-ის დასაწყისში. ეს მილები გვხვდებოდა გასული საუკუნის 50-60-

იან წლებამდე, ძირითადად, ოქტომბრის რევოლუციამდე აგებულ შენობებში.

თანამედროვე შენობებში უმთავრესად გამოიყენება ფოლადის, სპილენძის და პლასტმასის მილები.

ფოლადის მილები მზადდება მსუბუქი ნახშირბადოვანი ფოლადისაგან, რაც აადვილებს მილსადენის მოღუნვას, მათზე ხრახნების მოწყობას და სხვა სამონტაჟო ოპერაციებს. მილები კეთდება, როგორც ნაკერიანი (შედულებული), ისე უნაკერო (მთლიანნაჭიმი). უნაკერო მილები უფრო ძვირია, ვიდრე ნაკერიანი. სამაგიეროდ, ექსპლუატაციისას უფრო საიმედოა და მათი გამოყენება უმთავრესად მიუდგომელ ადგილებშია მიზანშეწონილი. გათბობის სისტემებში გამოყენებული ფოლადის მილები მზადდება განსაზღვრული დიამეტრის და კედლის სისქისა. შედარებით დაბალი დიამეტრის მილებს წყალგაზგამტარ მილებს უწოდებენ, ხოლო უფრო დიდი დიამეტრის მილებს კი – ფოლადის უნაკერო და შედულებულ მილებს. ასეთი დასახელების მილები ძირითადად საბჭოთა კავშირის დროს გამოიყენებოდა, თუმცა ეს მილები დღესაც ფართოდ გამოიყენება საქართველოს ბაზარზე. ფოლადის შავი წყალგაზგამტარი მილები (ГОСТ 3262-62), კედლის სისქის მიხედვით მზადდება ჩვეულებრივი, გაძლიერებული და მსუბუქი. გაძლიერებული მილები უფრო იშვიათად, უნიკალურ ხანგრძლივადიან ნაგებობებში გამოიყენება, ძირითადად ფარული გაყვანილობით; მსუბუქი მილები ძირითადად გამოიყენება ღია გაყვანილობის დროს. ჩვეულებრივი მილები გამოიყენება ორთქლით სათბობ სისტემებში ფარული გაყვანილობის დროს. ფოლადის წყალგაზგამტარი მილების ზომები მათი პირობითი გასვლის დიამეტრით აღინიშნება (15,20,25,32...მმ).

ფოლადის უნაკერო მილები (ГОСТ 10704-63) მზადდება უფრო დიდი დიამეტრის სხვადასხვა კედლის სისქისა. ამ მილების

ზომები მათი გარე დიამეტრით და კედლის სისქით აღინიშნება. მაგალითად, 76×3 მილს აქვს გარე დიამეტრი 76 მმ, ხოლო კედლის სისქე - 3 მმ.

ევროკავშირის ქვეყნებში უმთავრესად გამოიყენება ფოლადის უქანგავი მილები, რომელთაც გაცილებით მაღალი საექსპლუატაციო მახასიათებლები აქვთ.

ფოლადის მილები უძლებენ უფრო მაღალ წნევას (1მპა ანუ 10 ატმ და მეტი), ვიდრე მათზე დაყენებული არმატურა და სათბობი ხელსაწყოები. ამიტომ ხშირ შემთხვევაში გათბობის სისტემაში ჰიდროსტატიკური წნევის ზღვრული დასაშვები მნიშვნელობა აიღება არა მილების მიხედვით, არამედ გათბობის სისტემის უფრო ნაკლებად მტკიცე ელემენტის (მაგალითად, სათბობი ხელსაწყო ან არმატურა) მიხედვით.

სპილენძის მილები და ფასონური ნაწილები კარგა ხანია ფართოდ გამოიყენება საკომუნიკაციო სისტემებში, განსაკუთრებით, ცივი და ცხელი წყლის, ბუნებრივი და გათხევადებული გაზის ტრანსპორტირებისათვის, გათბობისა და ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში და სხვ. უნდა აღინიშნოს, რომ წყალსადენის სისტემებში სპილენძის მილების გამოყენების დროს გადასაადგილებელ წყალში მცირე რაოდენობით გამოიყოფა სპილენძი, რაც ადამიანის ორგანიზმისათვის მარგებელია. ეს ელემენტი გავლენას ახდენს სისხლის ჰემოგლობინის დონეზე, ძვლების სიმტკიცეზე, საჭმლის მონელების ხარისხზე და კანის ფერზე. ცნობილია ასევე სპილენძის ბაქტერიოციდული თვისებები.

გარდა აღნიშნულისა, სპილენძის მილებს და ფასონურ ნაწილებს შემდეგი უპირატესობები აქვთ:

- ადვილია სპილენძის მილების გადაბმა მომჭერი ფასონური ნაწილებით ან შედუღებით;

- არაიზოლირებული სპილენძის მილების ღირებულება უფრო იაფია, ვიდრე სხვა მასალებისგან დამზადებული მილებისა;
- საკმაოდ მარტივია ასეთი მილების გავალცვა;
- სპილენძის მილების შედუღება მარტივია და იაფი;
- სპილენძის ფასონური ნაწილების დიდი არჩევანის გამო ადვილია მილსადენის გაყვანა;
- აქვს ექსპლუატაციის ხანგრძლივი ვადა;
- თბოგამტარობის კოეფიციენტი მაღალია, რის გამოც ფართოდ გამოიყენება გათბობის სისტემებში; ამასთან, სხვა სისტემებში მათი გამოყენებისას საჭიროა მათი თბოიზოლაცია;
- გადასადგილებელ წყალში არ გამოყოფენ მავნე ნივთიერებებს;
- კოროზიის, ულტრაიისფერი სხივებისა და ტემპერატურული სხვაობებისადმი მაღალი მედეგობა აქვთ; შესაძლებელია მათი მრავალჯერადი გადადნობა, ყოველნაირი ხარისხისა და თვისებების კარგვის გარეშე;
- მავნე ბაქტერიებისა და მიკროორგანიზმების ზრდის ინჰიბიტორია;
- სპილენძის მასალის ელასტიკურობის გამო, მათში წყლის გაცივების შედეგად ისინი არ დეფორმირდება;
- მაღალია მათი გამოყენების დასაშვები ტემპერატურა – 250°C.

ჩამოთვლილი დადებითი თვისებების გამო სპილენძის მილები ფართოდ გამოიყენება ევროპაში, აშშ-სა და მსოფლიოს სხვა მრავალ ქვეყანაში. სპილენძის მილების ასეთი პოპულარობა განაპირობა იმ ფაქტმაც, რომ სპილენძი მდგრადია ისეთი ხშირად გამოყენებული სადეზინფექციო საშუალების მიმართ, როგორიცაა ქლორი.

სპილენძის მიღების უარყოფით მხარედ შეიძლება ჩაითვალოს მათი მიდრეკილება ელექტროქიმიური კოროზიისადმი.

გათბობის სისტემებში სპილენძის მიერთება ალუმინის რადიატორებთან დაუშვებელია, რადგანაც ამ ორი ნივთიერების კონტაქტი, აგრესიულ არეში, იწვევს ქიმიურ რეაქციას გაზრდილი გაზწარმოქმნით, რასაც შეიძლება რადიატორის გაგლეჯა მოჰყვეს. ამ არასასურველი მოვლენის თავიდან აცილების მიზნით, საჭიროა ამ ორი ლითონის შეერთება მოხდეს პლასტმასის ან ფოლადის ფასონური ნაწილებით, ან რადიატორები ადიჭურვოს გაზდამცვლელი სარქველებით. უნდა აღინიშნოს, რომ სწორად შესრულებულმა სპილენძის მილსადენის გაყვანილობამ შეიძლება იმუშაოს არა თუ ათეული წლების, არამედ საუკუნეების განმავლობაში.

პლასტმასის მილებს აქვთ მაღალი კოროზიამდედგობა, მცირე მასა და ხანგრძლივი სამუშაო ვადა. პლასტმასის მილები დიელექტრიკებია, ამიტომ მისგან დამზადებული წყალმომარაგების ან გათბობის სისტემა დაცულია მოხეტიალე დენებისაგან. დღეისთვის ბაზარზე არსებული პლასტმასის მილები დამზადებულია პოლიეთილენისაგან, პოლიპროპილენისაგან, შეკერილი პოლიეთილენისაგან, ალუმინით არმირებული პოლიპროპილენისაგან, არაპლასტიფიცირებულ პოლივინილქლორიდისაგან, პოლიბუტილენისაგან და სხვ. თითოეულ ამ მასალას აქვს გამოყენებისათვის მისთვის დამახასიათებელი თავისებურებები.

პოლივინილქლორიდის მილების განმასხვავებელი თავისებურება ის არის, რომ მათი მონტაჟი სწრაფი და ნაკლებად შრომატევადია. თუ მილები დამზადებულია უხარისხო პოლივინილქლორიდისაგან, გარკვეული დროის შემდეგ თავს იჩენს ტოქსინების გამოყოფა. გათბობისა და წყალმომარაგების სისტემაში უმჯობესია გამოვიყენოთ ქლორირებული პოლივი-

ნილქლორიდი. ამ მასალისაგან დამზადებულ მილებს აქვთ უფრო მაღალი სიმკვრივე და უფრო დაბალი თბოგამტარობისა და წრფივი გაფართოების კოეფიციენტები. ამის გამო ადვილია ამ მილების სხვა მასალისაგან დამზადებული მილებისაგან გამოჩევა. ძირითადი განსხვავება კი ის არის, რომ ეს მილები გაანგარიშებულია 95°C ტემპერატურამდე და 20 ატმ. წნევამდე. ყველა სახის პოლივინილქლორიდის მილები ხასიათდება სრული უწყადობით, რაც სამოქალაქო მშენებლობაში მათი გამოყენების შესაძლებლობას იძლევა. ამ მილებს აქვთ წყალში ქლორის შემცველობის მიმართ გაზრდილი მდგრადობა, ამიტომ ფართოდ გამოიყენებენ აუზების მშენებლობასა და ქიმიურ საწარმოებში. მათზე არ ზემოქმედებს ულტრაიისფერი გამოსხივება და შესაძლებელია მათი ღიად გაყვანა. მილების შესაერთებლად გამოიყენება ქიმიური შედუღება სპეციალური გამხსნელების საშუალებით.

პოლიეთილენის მილები მედეგია დაბალი ტემპერატურების (-20°C -მდე) მიმართ, რაც მათი ზამთარში გაყვანის შესაძლებლობას იძლევა. მათი შეერთება ხდება შედუღებით, მუფტებით ან პირისპირ. პოლიეთილენის მილების გამოყენების დროს საჭიროა სპეციალური საშემდუღებლო აპარატის ქონა, მათი მონტაჟი პრობლემურია. მათი გამოყენების სფერო ძირითადად ცივი წყალმომარაგებაა. მაღალი ტემპერატურის დროს პოლიეთილენი გადადის ბლანტ-პლასტიკურ მდგომარეობაში. პოლიეთილენი სწრაფად იშლება მზის სხივების პირდაპირი ზემოქმედებისას. შეკერილი პოლიეთილენის მილები გამოირჩევა მაღალი სიმტკიცით და ტემპერატურული ზემოქმედების მიმართ მაღალი მედეგობით. ეს მილები მიზანშეწონილია გამოვიყენოთ ცხელწყალმომარაგების სისტემებში ($+70^{\circ}\text{C}$ -მდე).

მეტალპლასტმასის მილები წარმოადგენენ მრავალშრიან კონსტრუქციას, რომლის ძირითადი პოლიეთილენის კარკასი

დაფარულია 0,1 მმ სისქის ალუმინის კილიტით, რომელზეც, გარეთა მხრიდან, იგივე პოლიეთილენია შემოხვეული. ეს შრეები ურთიერთშეწებებულია სპეციალური წებოთი. მათი ძირითადი უპირატესობა ნებისმიერი ფორმის ღუნვადობაა. ნებისმიერ დროს ისინი ინარჩუნებენ ფორმას. მათი ძირითადი უარყოფითი მხარეა გადასაბმელად ლითონის ფასონური ნაწილების გამოყენება, რაც ნიშნავს წრფივი გაფართოების სხვადასხვა კოეფიციენტებს, ამიტომაც მონტაჟიდან მცირე დროში მოსალოდნელია ასეთი შეერთებების ჰერმეტიკულობის დარღვევა. საერთოდ, მეტალპლასტმასის მიღები გამოიყენება, როგორც დროებითი საშუალება, მაგალითად, რემონტის ან რეკონსტრუქციის პერიოდში. მათი სამუშაო ხანგრძლივობა 5 წლამდეა.

პოლიპროპილენის მიღები შედარებით გვიან გამოჩნდა ბაზარზე, მაგრამ მშენებლობაში სწრაფად დაიმკვიდრა თავისი სეგმენტი. ეს მიღები ქიმიურად ნეიტრალურია. მათი უარყოფითი მხარეა მაღალ ტემპერატურაზე (40°C-ზე ზემოთ) პლასტიკურობა და ულტრაიისფერი სხივების ზემოქმედებით დაშლა. აღსანიშნავია ერთი გარემოება, სახელდობრ ის, რომ დღეისთვის ბაზარზე ბევრი მწარმოებელია და ამოცნობა იმისა, თუ რომელი ნედლეულისგანაა დამზადებული ესა თუ ის მილი, საკმაოდ პრობლემურია. პოლიპროპილენის მიღების ძირითადი დადებითი მხარეა (თუ ასე შეიძლება ჩაითვალოს) მათი სიიაფე.

გათბობის სისტემის თბოსადენები გაიყვანება ღიად და დაფარულად. უმეტეს შემთხვევაში გამოიყენება ღია გაყვანილობა, როგორც უფრო მარტივი და იაფი. სათავსებში ღიად გაყვანილი მილსადენებიდან ხდება თბოგაცემა სათავსებში, რაც გაითვალისწინება სათბობი ხელსაწყოების თბური გაანგარიშების დროს.

ტექნოლოგიური, სანიტარიულ-ჰიგიენური და არქიტექტურულ-გეგმარებითი მოთხოვნების მიხედვით მილსადენი შეი-

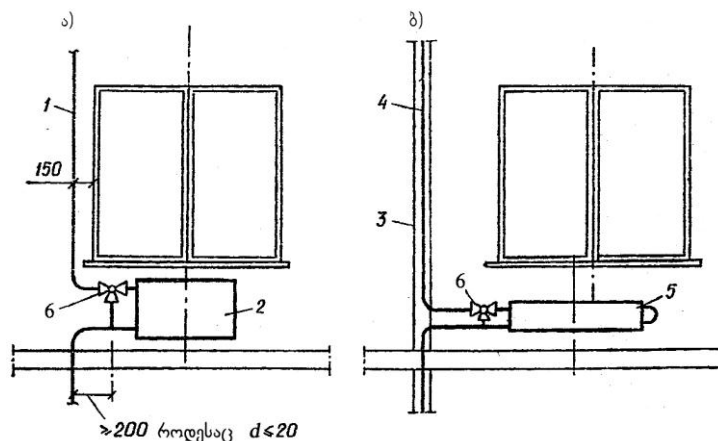
ძლება გაყვანილ იქნეს დაფარულად. ამ დროს მაგისტრალები გაჰყავთ დამხმარე სათავსებში, ხოლო დგარები და მიმყვანები – სამშენებლო კონსტრუქციებში მოწყობილ შახტებსა და ხვრელებში. როგორც ცნობილია, გათბობის სისტემების ექსპლუატაცია მაღალ ტემპერატურულ პირობებში ($30 \div 150^{\circ}\text{C}$) მიმდინარეობს, ამიტომ მათი მოწყობის დროს საჭიროა გავითვალისწინოთ ექსპლუატაციისას მათი შესაძლო დაგრძელება. ტემპერატურის მიხედვით მილსადენის სიგრძის ნამატი გამოითვლება ფორმულით: $\Delta t = 0,12(t_{\text{თბ}} - 5)\ell$, (60)

სადაც $t_{\text{თბ}}$ არის თბოსადენის ტემპერატურა და იგი თბოშემცველის მაქსიმალური ტემპერატურის ტოლი აიღება; ℓ - მილსადენის სიგრძე, მ.

გათბობის სისტემების კონსტრუირების დროს საჭიროა მიმყვანების, დგარების და მაგისტრალების შედეგად წარმოშობილი ძაბვების კომპენსაცია.

მილების თბური დაგრძელების კომპენსაციის მიზნით, ჰორიზონტალურ ცალმილოვან სისტემებში მიმყვანები კეთდება მოღუნვებით, რისთვისაც ყოველ მე-5 და მე-6 ხელსაწყოს შორის კეთდება II-სებრი კომპენსატორი.

ვერტიკალური დგარების მქონე სისტემებში მიმყვანები უმეტესად მოღუნვების გარეშე კეთდება. მაღლივ შენობებში შესაძლებელია მიმყვანების სპეციალური მოღუნვა ერთ ან რამდენიმე ხელსაწყოსთან, რაც დგარს, თბური დაგრძელების დროს, თავისუფალი გადაადგილების საშუალებას მისცემს. ვერტიკალურ წყლით სათბობ სისტემაში მილსადენის განლაგების ერთ-ერთი შესაძლო სქემა ნაჩვენებია 25-ე ნახაზზე.



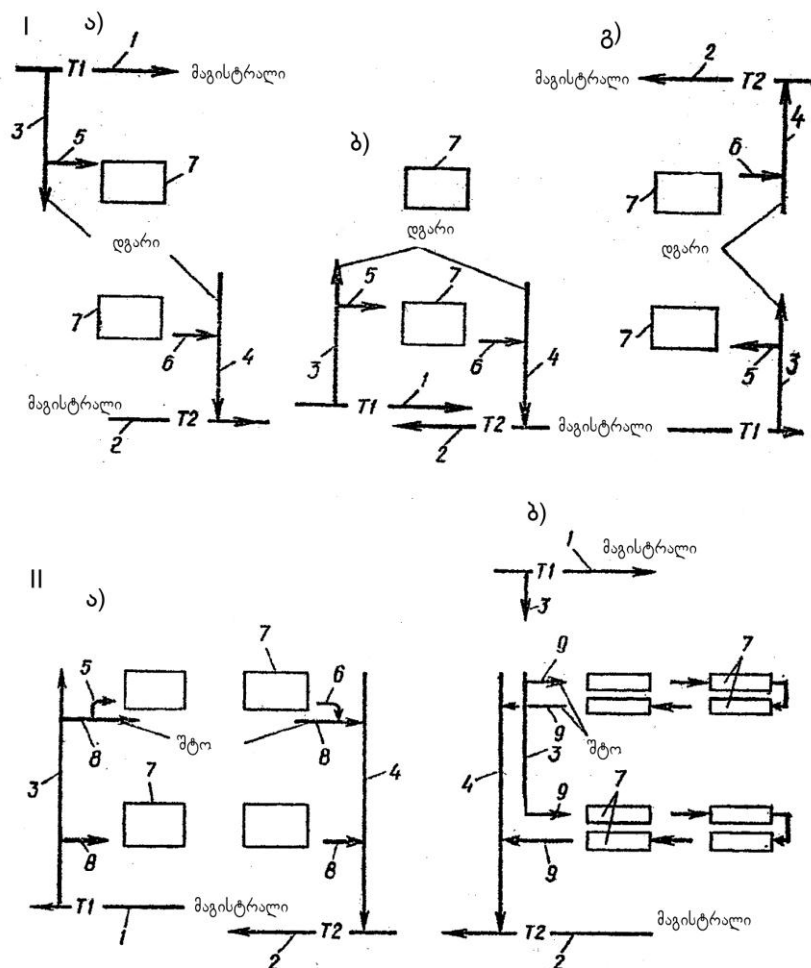
ნახ. 25. ვერტიკალური წყლით სათბობი გამდინარე-რეგულირებადი სისტემების კვანძები

1 - ღიად გაყვანილი დგარი; 2 - რადიატორი; 3 - შიგა კედელი; 4 - ფარულად გაყვანილი დგარი; 5 - კონვექტორი; 6 - მარეგულირებელი ონკანი

დგარების შენობებში განლაგებისას უნდა ვეცადოთ მათ გარე კუთხეებთან განლაგებას. კიბის უჯრედებს უნდა გაუკეთდეს ცალკე დგარები. ვერტიკალური სისტემების დგარები და ჰორიზონტალური სისტემების შტოები უნდა განვალაგოთ გარე კედლებთან (ღიად ან დახურულად).

გათბობის სისტემების თბოსადენების და მისი ელემენტების ერთმანეთთან მიერთების სქემები ნაჩვენებია 26-ე ნახაზზე.

მაგისტრალების განლაგება შენობებში დამოკიდებულია შენობის სიგანეზე, მის დანიშნულებასა და გათბობის სისტემის სახეზე. სამრეწველო და დამხმარე შენობებში მაგისტრალები გაიყვანება სათავსებში (თუ ის ხელს არ უშლის ტექნოლოგიურ პროცესს) კედლების ან კოლონების გასწვრივ იატაკთან, ჭერთან ან შუა ზონაში. მაგისტრალები შეიძლება გაყვანილ იქნეს ტექნიკურ სართულებსა და იატაკქვეშა არხებში. გათბობის სისტემის თბოსადენებზე დაყენებული უნდა იქნეს ჩამკეტ-მარეგულირებელი არმატურა (ონკანები, ვენტილები, ურდულები, სარქვლები და ა.შ.).



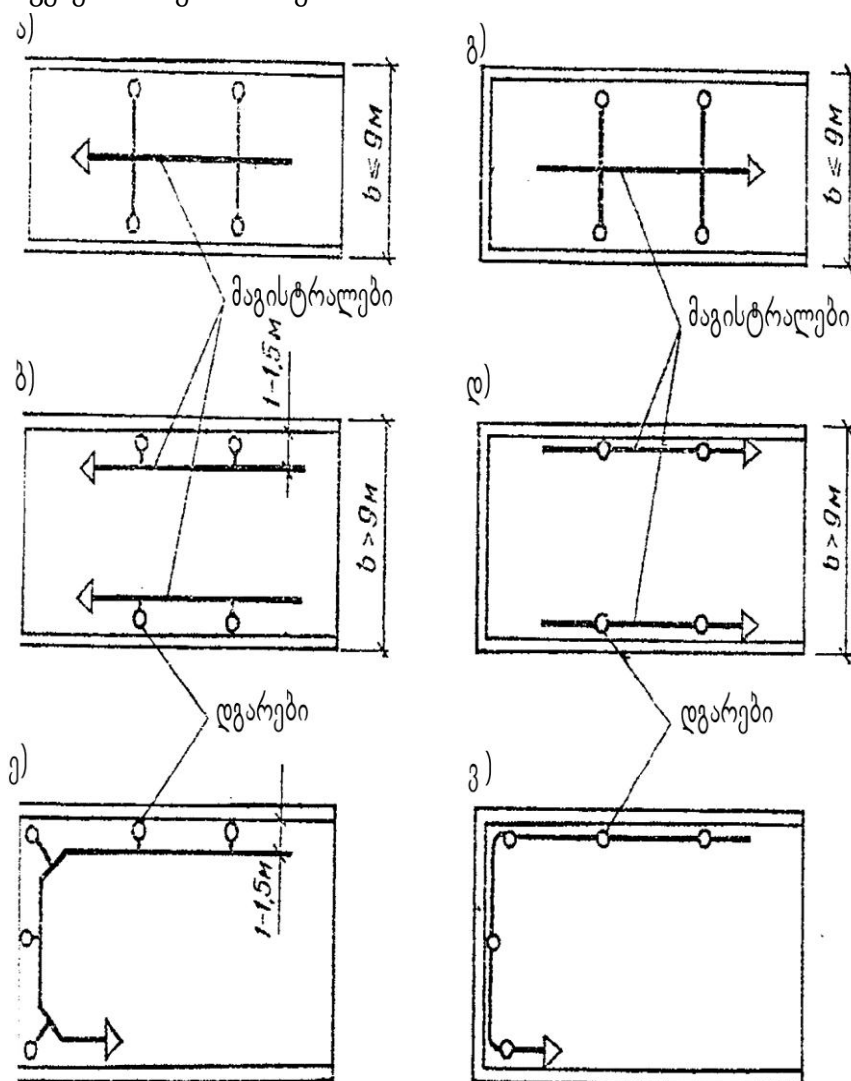
ნახ.26. წყლით სათბობი სისტემების თბოსაღებები

I - ვერტიკალური - ზემო (ა), ქვემო (ბ) განაწილებით და გადმოზრუნებული ცირკულაციით; (გ);

II - ჰორიზონტალური - ქვემო (ა) და ზემო (ბ) განაწილებით.

1 და 2 - მიმწოდებელი უკუმაგისტრალები; 3 და 4 - მიმწოდებელი და უკუ დგარები; 5 და 6 - მიმწოდებელი და უკუმიმყვანები; 7 - სათბობი ხელსაწყოები (ისრებით ნაჩვენებია წყლის მოძრაობის მიმართულება); 8 - ერთმილოვანი შტოები

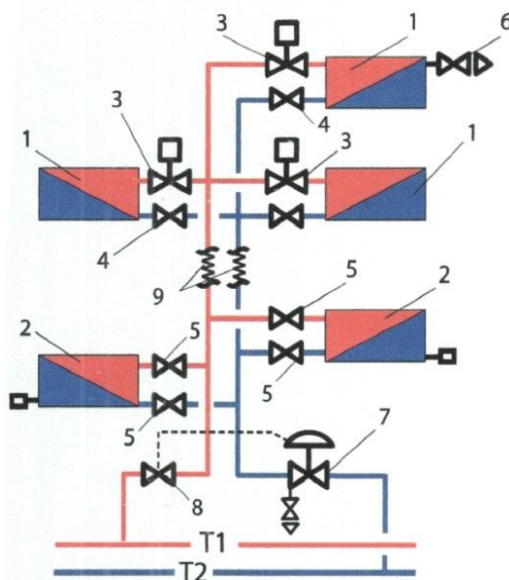
შენიშვნაში მაგისტრალის განლაგების შესაძლო ვარიანტები ნაჩვენებია 27-ე ნახაზზე.



ნახ. 27. მაგისტრალის განლაგება სხვენში, სარდაფში (ა, ბ, გ) და ტექნიკურ სართულებზე (დ, ე, ვ) თბოშემცველის ჩიხური (ა, ბ, დ, ე) და თანამგზავრი (გ, ვ) მოძრაობის დროს

10. ჩამკეტ-მარეგულირებელი არმატურის განლაგება თბოსადენებზე

დგარებთან ან შტოებთან სათბობი ხელსაწყოების მიერთების დროს საჭიროა ამ ხელსაწყოთა მიმწოდებელსა და უკუმიმცვანზე სათანადო არმატურის დაყენება. წარმოება უშვებს საჭირო არმატურის ფართო სპექტრს: თერმოსტატ-ვენტილებს, უკუმიმცვანის ვენტილებს, ხელის და ავტომატური რეგულირების თერმოსტატებს და ა.შ.



ნახ. 28. სათბობ ხელსაწყოებთან ჩამკეტ-მარეგულირებელი არმატურის დაყენება: 1 - რადიატორი გვერდითი მიერთებით; 2 - კონვექტორი თერმორეგულატორის ჩაშენებული სარქვლით; 3 - თერმორეგულატორი სარქვლით; 4 - ჩამკეტი სარქველი; 5 - სფერული ონკანი; 6 - ჰაერგამშვები; 7 - საბალანსო სარქველი; 8 - ჩამკეტი სარქველი; 9 - სილფონური კონპენსატორი

თერმოსტატული ვენტილები კეთდება სათბობი ხელსაწყოთა პირდაპირ (მიმწოდებელ) მიმცვანზე. მათი დანიშნულებაა თბო-

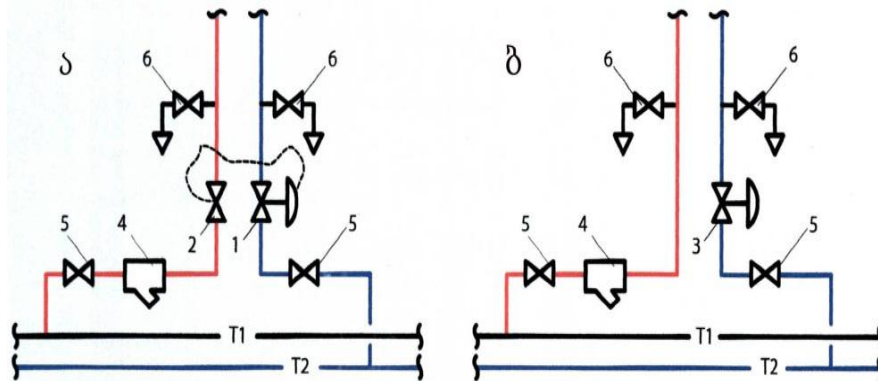
შემცველის ხარჯის ოპტიმალური რეგულირება, რაც უზრუნველყოფს თითოეული სათბობი ხელსაწყოთა თბოგაცემის საუკეთესო მაჩვენებელს. შესაძლებელია პირდაპირ მიმყვანზე ხელის მარეგულირებელი ვენტილის დაყენებაც.

სათბობი ხელსაწყოთა უკუმინყვანზე (მილი, რომლითაც ხელსაწყოში გაცივებული წყალი ბრუნდება სისტემაში) კეთდება ე.წ. უკუმინტილი, რომლის ფუნქციაც ზუსტი პროპორციული აწყობაა. ამ ვენტილის საშუალებით შესაძლებელია სათბობი ხელსაწყოთა დემონტაჟი სისტემის დაუცლელად.

სათბობი ხელსაწყოთა მიმყვანებზე ჩამკეტ-მარეგულირებელი არმატურის პრინციპულ-ტექნოლოგიური სქემა ნაჩვენებია 28-ე ნახაზზე.

გათბობის სისტემის ენერგოეფექტურობის გაზრდის ერთ-ერთი აუცილებელი პარამეტრია სისტემის ჰიდრავლიკური შეკვრა. გათბობის სისტემებში არსებობს რიგი სტანდარტული პრობლემებისა, რომელთაგან თავის დაღწევა ჰიდრავლიკური შეკვრის გარეშე გაძნელებულია. მაგალითად, თბური დატვირთვის ცვლილებების სასურველი ტემპერატურის მიღწევა ზოგიერთ სათავსში თითქმის შეუძლებელია ან კიდევ გათბობის სისტემის შემცირებული დატვირთვის მქონე ღამის ეკონომიკური რეჟიმიდან მუშა რეჟიმში გადართვისას სათბობი ხელსაწყოები ცხელდება შეფერხებით. მიუხედავად ინდივიდუალური თბური პუნქტის (ან სათბობი ხელსაწყოების) მარეგულირებელი არმატურით აღჭურვისა, ენერგომოხმარება მაინც მაღალია. ჩამოთვლილი ხარვეზების ძირითადი მიზეზი ისაა, რომ გათბობის სისტემის ზოგიერთ მონაკვეთში (უბანში) მიეწოდება უფრო ნაკლები თბოშემცველი, ვიდრე ეს თბოდანაკარგების საკომპენსაციოდ გათვალისწინებულია. აღნიშნული ხარვეზების აღმოსაფხვრელად გამოიყენება ავტომატური ხარჯის რეგულატორები ან საბალანსო ვენტილები. ჰიდრავ-

ლიკური შეკვრა (დაბალანსება) გათბობის სისტემაში 25%-ით ამცირებს თბოშემცველის ხარჯს, რაც, შესაბამისად 25%-ით ამცირებს ენერგოდანახარჯებს. ჰიდრავლიკური შეკვრა (დაბალანსება) უნდა ჩატარდეს მონტაჟის შემდეგ. თუ დამონტაჟებული სისტემის თბური დატვირთვა განსხვავდება საანგარიშო თბური დატვირთვისაგან ან, თუ მონტაჟის დროს დაშვებულია უზუსტობები, ჩატარებული ჰიდრავლიკური შეკვრა იძლევა სისტემის დაბალანსების საშუალებას და საცირკულაციო ტუმბოსთან როგორც ახლოს, ასევე შორსმდებარე შტოების თბოშემცველის საანგარიშო რაოდენობით უზრუნველყოფას.



ნახ. 29. მაგისტრალზე საბალანსო-მარეგულირებელი არმატურის დაყენების შესაძლო ვარიანტები

წარმოება, ჰიდრავლიკური შეკვრის მიზნით, უშვებს მრავალი სახის საბალანსო ვენტილებს, რომლებიც ფართოდ გამოიყენება, როგორც გათბობის, ასევე შენობათა გაცივების მიზნით. ეს ვენტილები იძლევა საშუალებას, ვერტიკალური სისტემის დგარში ან ჰორიზონტალური სისტემის შტოებში ხარჯი ააწყოს ექსპლუატაციის პირობების მიხედვით. ყველა ეს რეგულატორი მუშაობს დამატებითი ენერგიის გარეშე. საბალანსო ვენტის გათბობის სისტემაში ჩართვის სქემა ნაჩვენებია 29-ე ნახაზზე.

11. ჰაერის გადაადგილება, მოგროვება და გაყვანა

გათბობის სისტემაში ჰაერის დაგროვება ხელს უშლის მასში თბოშემცველის ცირკულაციას, იწვევს ხმაურს და ლითონის კოროზიას. გათბობის სისტემაში ჰაერი სხვადასხვა გზით ხვდება. ჰაერი შეიძლება დარჩეს გათბობის სისტემაში თავისუფალ მდგომარეობაში, სისტემის წყლით შევსების დროს ან შეწოვილ იქნეს არამჭიდრო შეერთებებიდან სისტემის ექსპლუატაციის პერიოდში. ჰაერი სისტემაში ხვდება, აგრეთვე, წყალში გახსნილი (აბსორბციული) სახით, სისტემის წყლით შევსების დროს. სისტემის დეაერირებული წყლით შევსების დროს, წარმოიქმნება წყალბადის ნარევი სხვა გაზებთან. თავისუფალ მდგომარეობაში მოხვედრილი (გათბობის სისტემაში წყლით შევსების დროს დარჩენილი) ჰაერის რაოდენობის დადგენა არ ხერხდება. მაგრამ ეს ჰაერი ადვილად გაიყვანება სისტემიდან ექსპლუატაციის პირველ დღეებშივე. სისტემაში ჰაერის შეწოვაც შეიძლება ავიცილოთ თავიდან, თუ ჭარბ წნევას შევინარჩუნებთ.

წყლით პერიოდული შევსების დროს, სისტემაში ხვდება ჰაერის მნიშვნელოვანი რაოდენობა წყალში გახსნილი სახით. წყალსადენის წყალი შეიცავს 30 გრამდე ჰაერს 1 ტ წყალზე, წინასწარ დამუშავებული დეაერირებული წყალი კი – 1 გ-მდე.

წყლიდან ჰაერის თავისუფალ მდგომარეობაში გადასვლა (გამოყოფა) დამოკიდებულია გათბობის სისტემაში წყლის ტემპერატურასა და წნევაზე. ატმოსფერული წნევის დროს ჰაერის ჟანგბადის ხსნადობის დამოკიდებულება წყლის ტემპერატურაზე ნაჩვენებია ქვემოთ:

წყლის ტემპერატურა, °C	5	30	50	70	90	95
ჰაერის ჟანგბადის ხსნადობა, გ/ტ	33	20	15	11	5	3

როგორც ჩანს, წყლის ტემპერატურის გაზრდით მასში ჰაერის ჟანგბადის ხსნადობა მცირდება, რაც იმას ნიშნავს, რომ

გაცხელების დროს ხდება წყლიდან ჟანგბადის მნიშვნელოვანი რაოდენობის გამოყოფა.

წნევის გაზრდით სისტემაში ჰაერის გამოყოფა მცირდება. წყალში გაზის ხსნადობის წნევაზე დამოკიდებულება გამოისახება ჰენრის კანონით, რომლის თანახმადაც აბსორბირებული გაზის რაოდენობა მოცემული ტემპერატურის დროს მისი წნევის პირდაპირპროპორციულია და გამოისახება ფორმულით:

$$\rho_1 = \rho_s \frac{P_1}{P_s}, \quad (61)$$

სადაც ρ_s არის წყალში გაზის ხსნადობა ატმოსფერული წნევის დროს, გ/ტ; P_s და P_1 – გაზის პარციალური წნევის სიდიდეები, შესაბამისად, ატმოსფერული და გაზრდილი ჰიდროსტატიკური წნევების დროს, მპა.

ამ ფორმულიდან გამომდინარეობს, რომ მრავალსართულიანი შენობის წყლით სათბობი სისტემის თბოგადამცემზე (როდესაც იგი სისტემის ქვემო ნაწილშია განლაგებული) ჰიდროსტატიკური წნევის ზემოქმედებით გაზის ხსნადობა წყალში იმდენად იზრდება, რომ 90 °C ტემპერატურის დროსაც კი მათ არ შეუძლიათ თავისუფალ მდგომარეობაში გადასვლა. თავისუფალ მდგომარეობაში გადასვლა მოხდება მხოლოდ ჰიდროსტატიკური წნევის მნიშვნელოვანი შემცირებით.

წყალში გახსნილი ჰაერი შეიცავს 38% ჟანგბადს, ამიტომ კოროზიის თვალსაზრისით იგი უფრო საშიშია, ვიდრე ატმოსფერული ჰაერი, რომელიც, როგორც ცნობილია, შეიცავს 21% ჟანგბადს.

წყლით გათბობის სისტემაში, წყლის გაცხელების შედეგად, ჰაერი გამოიყოფა ბუშტულების სახით, რომლებიც გროვდება სისტემის ზემო ნაწილში, მილსადენებსა და სათბობ ხელსაწყოებში და ქმნის ჰაერის საცობებს, რაც აფერხებს სისტემაში წყლის ცირკულაციას.

წყლით სათბობ ტუმბოვან სისტემებში წყლის სიჩქარე მეტია ვიდრე ჰაერის ბუშტულების ამოტივტივების სიჩქარე და მათ არ შეუძლიათ წყლის დინების საწინააღმდეგო მოძრაობა. ამიტომ ზედა განაწილების წყლის სისტემებში მიმწოდებელი მაგისტრალი გაიყვანება წყლის მოძრაობის მიმართულებით აღმავალი დინებით, ხოლო სისტემის ყველაზე მაღალ წერტილში იდგმება ჰაერშემკრები. ქვედა განაწილების სისტემაშიც მიმწოდებელი მაგისტრალი კეთდება წყლის მოძრაობის მიმართულებით აღმავალი დინებით, რათა გამოყოფილმა ჰაერმა შეძლოს დგარებით ზემოთ ასვლა. შემდგომ ეს ჰაერი გაიყვანება ზემო სართულზე განლაგებულ სათბობ ხელსაწყოებზე მოწყობილი საჰაერო ონკანებიდან.

ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემებში, წყლის ზედა განაწილებით, ჰაერის გაყვანა ხდება საფართოებელი ჭურჭლიდან (ღია საფართოებელი ჭურჭლის შემთხვევაში) ან მასთან ახლოს დაყენებული საჰაერო ონკანიდან (დახურული საფართოებელი ჭურჭლის შემთხვევაში), წყლის ქვედა განაწილებით ჰაერის გაყვანა კი ხდება ისევე, როგორც ტუმბოვან, ქვედა განაწილების სისტემებში.

როგორც უკვე აღვნიშნეთ, გათბობის სისტემაში გამოყოფილი ჰაერი გაიყვანება ატმოსფეროში (გარემოში) სისტემის ზემო ნაწილში დაყენებული ჰაერშემკრებიდან (ზედა განაწილების ტუმბოვანი ცირკულაციის სისტემებში) ან ზემო სართულის სათბობ ხელსაწყოებზე დაყენებული საჰაერო ონკანებიდან (ქვედა განაწილების როგორც ტუმბოვან, ასევე ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემებში), ჰაერის გაყვანის ეს სქემები წარმოდგენილია 30-ე ნახაზზე.

გათბობის სისტემებიდან ჰაერის გამყვანი ძირითადი ელემენტია ჰაერშემკრები, რომლის დანიშნულებაც გათბობის სისტემაში გამოყოფილი ჰაერის ცენტრალიზებული შეკრება და მისი

გათბობის სისტემიდან გარემოში გაყვანა. იგი შეიძლება იყოს ვერტიკალური ან ჰორიზონტალური, გამდინარე ან გაუმდინარე.

ჰაერშემკვრების მინიმალური შიგა დიამეტრი განისაზღვრება ფორმულით:

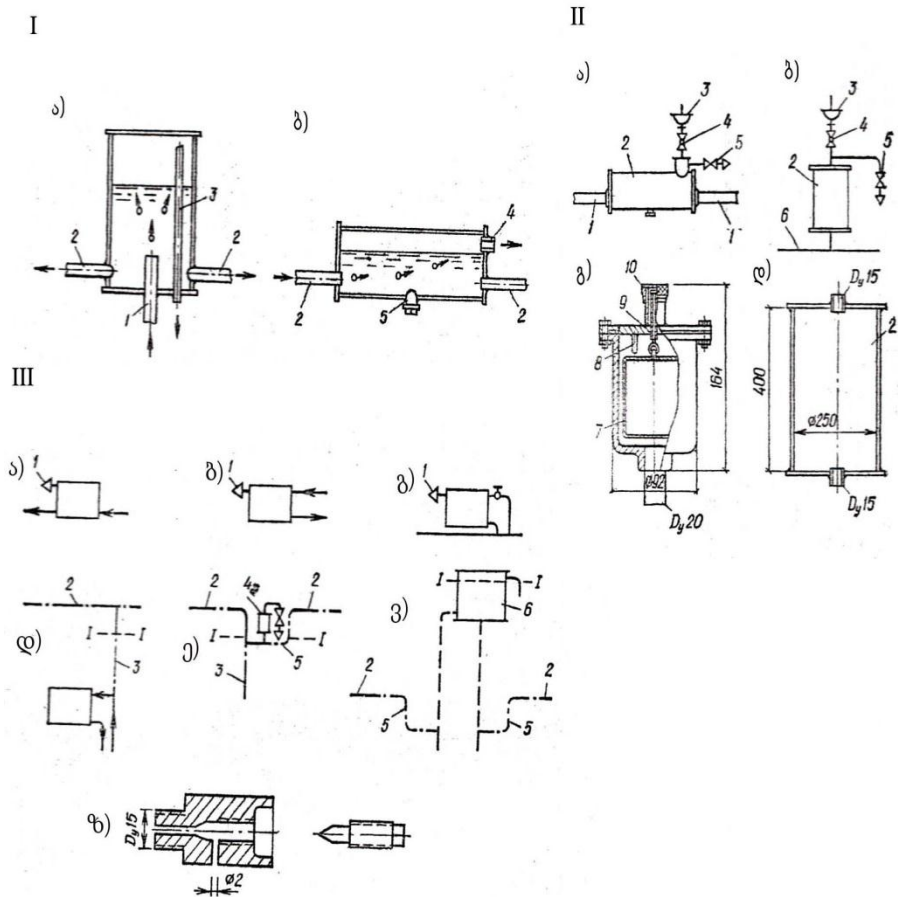
$$d = 2\sqrt{G}. \quad (62)$$

სადაც G წყლის ხარჯია, კგ/სთ.

ჰაერშემკვრებიდან ჰაერის გაყვანა ხდება ჰაერგამშვები ონკანის საშუალებით. ეს ონკანები გამოიყენება, აგეთვე, სათბობი ხელსაწყოდან ჰაერის გასაყვანად ქვედა განაწილების სისტემებში. ჰაერგამშვები ონკანები არის ხელის ან ავტომატური.

ჰაერგამყვანი მოწყობილობა მრავალნაირია, რომელთა სახე და ზომები შერჩეული უნდა იყოს კონკრეტული შენობის გათბობის სისტემის მოწყობის დროს.

ჰაერის გაყვანის ზემოთ განხილული სქემები ძირითადად შეეხება წყლით გათბობის სისტემას, ორთქლით სათბობ სისტემებში კი ჰაერის გაყვანა მისი ქვემო ნაწილიდან ხდება. ორთქლის სისტემებში ჰაერი იმყოფება თავისუფალ მდგომარეობაში. ჰაერი 1,6-ჯერ უფრო მძიმეა ორთქლზე. ორთქლსადენებში ორთქლი დენის ჰაერს ქვემოთ კონდენსატსადენებისკენ, სადაც ეს ჰაერი გროვდება კონდენსატის ზედაპირზე. კონდენსატის მაღალი ტემპერატურის გამო მასში ჰაერის ხსნადობა უმნიშვნელოა და იგი რჩება თავისუფალ მდგომარეობაში. დაბალი წნევის ორთქლის სისტემებში ჰაერი ატმოსფეროში გაიყვანება კონდენსატსადენზე მოწყობილი სპეციალური მილის საშუალებით. მაღალი წნევის ორთქლის სისტემებში კი ჰაერი კონდენსატის მაღალი სიჩქარით მოძრაობის გამო, ხვდება დახურულ საკონდენსაციო ავზში, საიდანაც იგი შემდგომ საჰაერო მილით გარემოში გაიყვანება.



ნახ. 30. ჰაერის გაყვანა გათბობის სისტემებიდან

I - გამდინარე ჰაერშემკრები; ა - ვერტიკალური მთავარ დგარზე; ბ - ჰორიზონტალური მაგისტრალზე. 1 - მთავარი დგარი; 2 - მაგისტრალელები; 3 - ჰაერის გამოსაშვები მილი $d15$ მმ (ონკანით); 4 ჰაერგამშვები მილის ქურო $d15$; 5 - ჭუჭყის გამყვანი მილის ქურო $d15$ მმ.

II - ჰაერშემკრების და ჰაერგამყვანების დაყენების სქემები: ა - ჰორიზონტალური გამდინარე ჰაერშემკრების დროს; ბ - ვერტიკალური არაგამდინარე ჰაერშემკრების დროს; გ - ავტომატური ჰაერგამყვანი; დ - არაგამდინარე ჰაერშემკრები.

1 – მაგისტრალი; 2 – ჰაერშემკრებები; 3 – ჰაერგამყვანები; 4 – ჩამკეტი ონკანები; 5 – ხელის ჰაერგამშვები ონკანები; 6 – საჰაერო ხაზი; 7 – ტივტივა; 8 – საბჯენი; 9 – ზამბარიანი სარქველი; 10 – დამცავი ხუფი.

III – ქვემო განაწილების სისტემიდან ჰაერის გაყვანა; ა, ბ, გ, – საჰაერო ონკანით (1); დ; ე – მარყუჟიანი (5) საჰაერო მილით (2,3) არაგამდინარე ჰაერშემკრებებში; ვ – ღია საფართოებელი ჭურჭლით (6); I-I – დგარებსა და ავზში წყლის დონე

გათბობის სისტემების მილსადენი იშვიათად გაჰყავთ ჰორიზონტალურად. მისი ჰორიზონტალურად გაყვანა ხდება მხოლოდ აუცილებლობის შემთხვევაში, ადგილობრივი პირობებიდან გამომდინარე. როგორც წესი, მილები გაიყვანება ჰორიზონტალიდან გარკვეული გადახრით, რომელსაც ქანობი ეწოდება. ჰორიზონტალური მილსადენისათვის ქანობი აუცილებელია, სისტემაში გამოყოფილი ჰაერის გასაყვანად მის ზემო ნაწილში ან სისტემის წყლისგან თვითდინებით დასაცლელად.

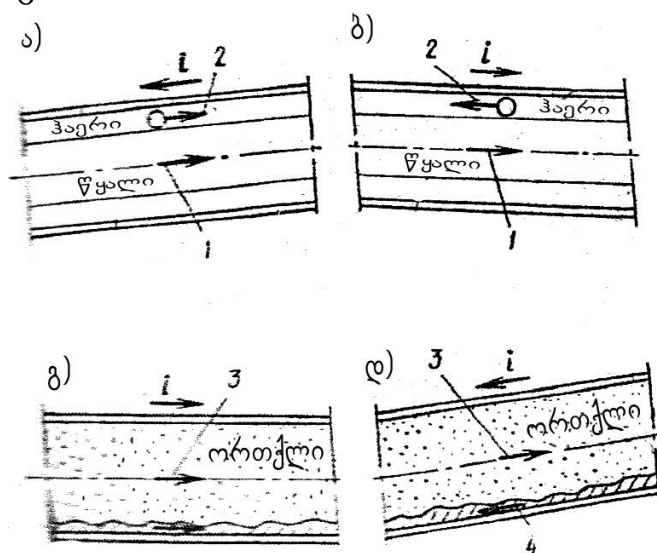
მილსადენის მკაცრად ჰორიზონტალურად გაყვანა $d > 50$ მმ დიამეტრის მილებისათვის დასაშვებია იმ შემთხვევაში, თუ წყლის მოძრაობის სიჩქარე $0,25$ მ/წმ-ზე მეტია.

გათბობის სისტემის მილებში წყლის მოძრაობის მიმართულება და ქანობი ნაჩვენებია 31-ე ნახაზზე.

ზედა განაწილების ტუმბოვან წყლით სათბობ სისტემებში გამანაწილებელი მაგისტრალი უნდა გაკეთდეს ქანობით წყლის მოძრაობის საწინააღმდეგოდ. ამ დროს ჰაერის გასაყვანად, წყლის მოძრაობის ძალასთან ერთად, გამოიყენება ამწევი ძალაც. ბუნებრივი ცირკულაციის (გრავიტაციულ) წყლით სათბობ სისტემებში მაგისტრალები გაიყვანება ქანობით წყლის მოძრაობის მიმართულებით.

წყლით გათბობის სისტემების უკუმაგისტრალები ყოველთვის გაიყვანება ქანობით შენობის თბური პუნქტისკენ.

სისტემიდან წყლის დაცლის შემთხვევაში წყალი ჩაიდვრება კანალიზაციაში.



ნახ. 31. გათბობის სისტემებში თბოშემცველის მოძრაობის მიმართულება და მილსადენის დახრა

ა და ბ - რეკომენდებული და დასაშვები ზემო განაწილების წყლის მაგისტრალისათვის.

გ და დ - რეკომენდებული და დასაშვები ორთქლის მაგისტრალისათვის.

ორთქლით სათბობ სისტემებში ჰორიზონტალური მილსადენის ქანობი საჭიროა კონდენსატის გასაყვანად, როგორც სისტემის ექსპლუატაციის დროს, ასევე მისი დაცლის შემთხვევაში. ორთქლის მილები (ორთქლსადენები) გაიყვანება ქანობით ორთქლის დინების მიმართულებით, რათა უზრუნველყოფილი იყოს მილების კედლებიდან თბოდანაკარგების შედეგად წარმოქმნილი თანამგზავრული კონდენსატის თვითდინებით გაყვანა. ორთქლის და კონდენსატის ერთსა და იმავე მილში

ურთიერთსაწინააღმდეგო მიმართულებით მოძრაობა იწვევს ხმაურს და ჰიდრაულიკურ დარტყმებს.

წყლით სათბობ ტუმბოვან სისტემებში მაგისტრალების ნორმატიული ქანობი $i = 0,003$ (3 მმ მილის 1 გრძ. მ-ზე), თუმცა აუცილებლობის შემთხვევაში ეს ქანობი შეიძლება შემცირდეს 0,002-მდე. იგივე ქანობი აიღება ორთქლის და დაწნევით კონდენსატადენებში. ბუნებრივი ცირკულაციის წყლის სისტემების მაგისტრალები და ორთქლის სისტემების კონდენსატადენები გაიყვანება ქანობით $i = 0,005$.

12. თბოსადენების იზოლაცია

გაუმთბარ სათავსებში გაყვანილ მილსადენებში, თბოშემცველის ტრანსპორტირების დროს, შესაძლებელია წყლის ტემპერატურის მნიშვნელოვანი დაწევა ან ორთქლის ნაწილის არასასარგებლო კონდენსაცია. შესაძლებელია, აგრეთვე, სამუშაო სათავსებში ხმაურის და ვიბრაციის გადაცემა, რაც წარმოიქმნება ტუმბოების მოქმედებით. ხმაური, ასევე, წარმოიქმნება მილსადენში თბოშემცველის დიდი სიჩქარით მოძრაობის დროსაც. უსარგებლო თბოდანაკარგების შემცირების მიზნით გაუმთბარ სათავსებში გაყვანილ მილსადენს უკეთდება თბოიზოლაცია. თბოიზოლაცია მრავალი მასალისგან მზადდება, რომელთაგან გათბობის სისტემებში ძირითადად გამოიყენება:

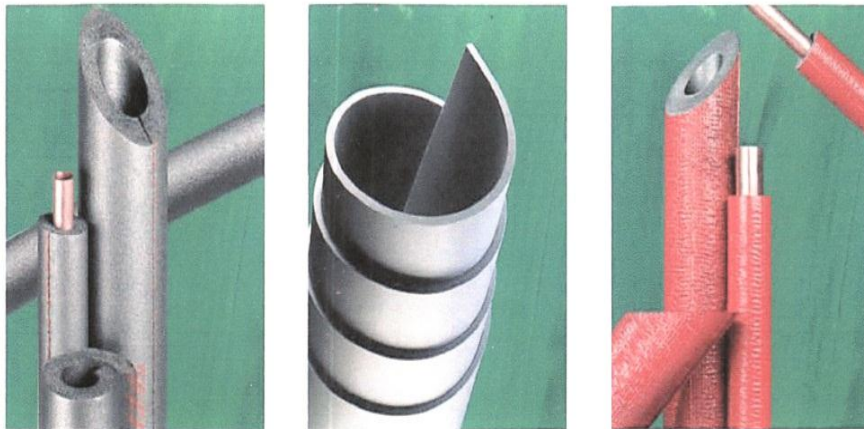
მინერალური ბამბა. მინერალურ ბამბას აქვს სიმტკიცე, სტრუქტურული სიმყარე და ცეცხლმედეგობა. მისი საექსპლუატაციო ტემპერატურა -150 დან $+750^{\circ}\text{C}$ -მდეა. ასეთი თბოიზოლაციის არეკვლის უნარის გაზრდის მიზნით, რომელიც მის თბოტექნიკურ მაჩვენებლებს ზრდის, იგი გამოიყენება მოკილიტებული სახით;

სინთეზური კაუჩუკისგან დამზადებული მილების თბოიზოლაცია, რომელიც გათბობის მილსადენის თბოიზოლაციის გარდა გამოიყენება, აგრეთვე, დაბალი ტემპერატურის მილსადენის (კონდიციონერის მილები) დასათბუნებლად;

პენოპოლიეთილენი - გამოიყენება ისეთ შემთხვევაში, როდესაც მილების თბოიზოლაციას გაზრდილი მოთხოვნები არ წაეყენება;

პენოპოლიურეთანი - მზადდება ნაჭუჭების, საგებების და დასაფრქვევი სახით;

მინაბოჭკო-საიზოლაციო მასალა, რომელიც მიწისზედა მილგაყვანილობებში გამოიყენება. მისი საექსპლუატაციო ტემპერატურა $+180^{\circ}\text{C}$ -მდეა.



ნახ. 32. კაუჩუკის მოქნილი თბოიზოლაციო მილები

დღეისათვის გათბობის სისტემებში ყველაზე მეტად გამოყენებული კაუჩუკის თბოიზოლაცია (ნახ.32) გამოირჩევა საუკეთესო თბოიზოლაციო თვისებებით და ფართო ტემპერატურულ დიაპაზონში ენერგიის ეკონომიის მაჩვენებლებით. ამ იზოლაციის გამოყენება ადვილია და მრავალჯერადი. კაუჩუკის

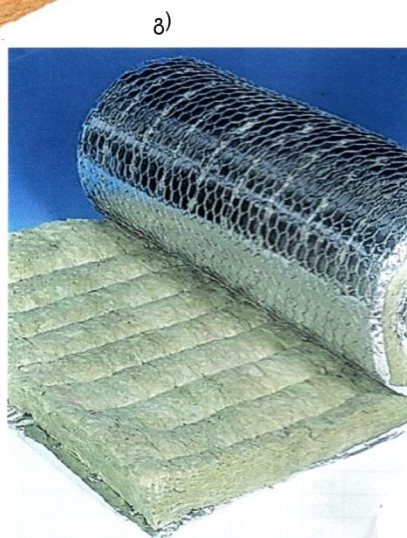
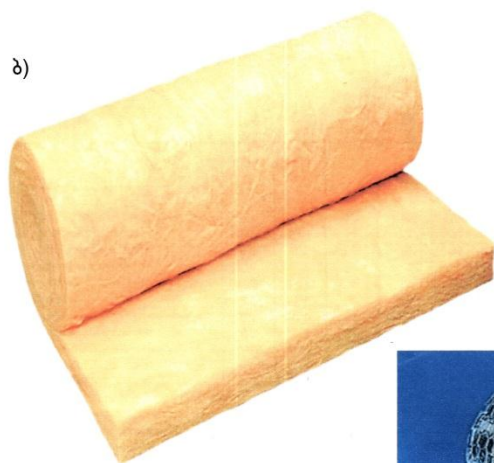
თბოიზოლაციის თბოგამტარობის კოეფიციენტი $\lambda=(0,035-0,039)$ ვტ/მ, °C ფარგლებში მერყეობს.

კაუჩუკის თბოიზოლაცია კეთდება ნებისმიერი დიამეტრის მილისთვის, ხოლო მილსადენის ძნელად მისადგომი უბნებისათვის, არმატურისა და სხვა დეტალებისათვის მზადდება, ასევე, კაუჩუკის თვითდამწები ლენტები, რომლებიც გამოიყენება მილსადენის გადაბმის ადგილებში.

დღეისათვის გამოიყენება, აგრეთვე, ბაზალტის თბოიზოლაცია (ბაზალტი ბუნებრივი ქვაა, რომელიც დიდი რაოდენობით არის საქართველოში).

ბაზალტისაგან დამზადებული მინერალური ბამბის თბოიზოლაცია წარმოადგენს ბოჭკოვან თბოსაიზოლაციო მასალას. მისი ყველაზე დიდი პლუსია ის, რომ იგი არ იწვის, არ იწოვს ტენს და გამოიყენება საკმაოდ მაღალი ტემპერატურისა და მექანიკური დატვირთვების დროს. ქიმიურად მდგრადია, რაც ამ მასალის აგრესიულ გარემოში გამოყენების შესაძლებლობას იძლევა. ბაზალტის დამატბუნებელი არ იწვევს მასთან კონტაქტში მყოფი ლითონის კოროზიას და ბიოლოგიურად მდგრადია – არ ლპება, არ ექვემდებარება მღრღნელების, მიკროორგანიზმების და სოკოსებრთა ზემოქმედებას. სხვადასხვა სახის თბოსაიზოლაციო მასალები ნაჩვენებია 33-ე ნახაზზე.

ნებისმიერი თბოსაიზოლაციო მასალის ერთ-ერთი მნიშვნელოვანი მახასიათებელია მისი თბოგამტარობა, ამიტომაც თბოსაიზოლაციო მასალის ტიპის და სისქის შერჩევის დროს სწორედ მისი თბოგამტარობის კოეფიციენტი გადამწყვეტი. რაც უფრო დაბალია მასალის თბოგამტარობის კოეფიციენტი, მით მეტია მისი სითბოს გადაცემისადმი წინააღმდეგობის უნარი.



ნახ. 33. გათბობის სიტემების მილსადენის თბოიზოლაციის სახეები:
 ა - მინერალური ბამბა; ბ - მინა ბოჭკო; გ - ბაზალტის ბამბა

სხვადასხვა დიამეტრის სტანდარტული მილების ოპტი-
მალური თბოსაიზოლაციო შრის სისქეები მასალის თბოგამტა-
რობის კოეფიციენტების მიხედვით ნაჩვენებია ცხრილში.

ცხრილი №10

მასალის თბოგამტარობის კოეფიციენტი λ , ვტ/მ, °C	მილის ნომინალური დიამეტრი, მმ									
	10	15	20	25	32	40	50	65	80	≥ 100
	თბოსაიზოლაციო შრის სისქე, მმ									
0,035	20	20	20	30	30	40	50	65	80	100
0,040	25	25	25	40	40	40	65	80	100	125
0,045	35	35	35	50	45	60	80	100	125	155
0,050	45	45	40	60	55	80	100	120	150	190
0,055	60	55	50	75	70	90	120	150	185	230
0,060	70	65	60	90	80	110	140	180	225	280

თბოსაიზოლაციო მასალებს მაქსიმალურად სუსტი კონტაქტი უნდა ჰქონდეთ იმ მილებთან, რომლებზეც ისინია შემოხვეული. ეს განპირობებულია იმით, რომ მხედველობაში იქნეს მიღებული მინერალური ბამბის შემავალი კომპონენტების თვისებები (მაგ., სულფიდისა და ფოლადის ან ქლორისა და ქრომნიკელოვანი ფოლადის ურთიერთქმედება), ამიტომ თბოსაიზოლაციო მასალის შერჩევის დროს უნდა ვეცადოთ ისეთი მასალის გამოყენებას, რომელიც სულფიდს არ შეიცავს, ხოლო ქლორს – დაბალი შემცველობით.

იმ შემთხვევაში, როდესაც გათბობის სისტემა გამოყენებულია შენობების გასაცივებლად, მილსადენის ტემპერატურა მასში ცივი წყლის გატარების გამო იმდენად დაბალია ($t_{\text{მილ}} < t_{\text{ნაშ}}$),

რომ მოსალოდნელია გარემო ჰაერიდან ზედაპირთან შეხებისას წყლის ორთქლის კონდენსაცია. ამიტომ იზოლაციის შერჩევის დროს გათვალისწინებული უნდა იქნეს ორთქლის იზოლაცია. კონდენსირებული ტენის მოხვედრა თბოსაიზოლაციო შრეში ამცირებს მის თბოტექნიკურ მაჩვენებლებს, რაც არასასარგებლო თბოდანაკარგებს იწვევს.

მილსადენი, რომელშიც გადის წყალი, ორთქლი ან გაზი, ძლიერი ხმაურის წყაროა. ამის მიზეზია მილსადენში მოძრავი სითხის დიდი სიჩქარე ან მილსადენის შიგნით არსებული დაბრკოლებები, ამიტომ მილსადენის გაყვანის დროს უნდა გავითვალისწინოთ ხმაურისა და ბგერის გავრცელების საწინააღმდეგო ღონისძიებები.

ხშირ შემთხვევაში ჩვეულებრივი თბოიზოლაცია უკვე უზრუნველყოფს ბგერათბოიზოლაციას, გაზრდილი გამძლეობის თბოსაიზოლაციო მასალების გამოყენება კი ამცირებს ხმაურის დონეს.

სხვადასხვა ტიპის შენობებში ხმაურსაწინააღმდეგო მოთხოვნების გასათვალისწინებლად დადგენილია მილსადენში წყლის ან ორთქლის მოძრაობის სიჩქარეთა შემზღუდველი პირობები.

IV თავი .

წყლით გათბობა

გათბობის სისტემებში წყალი სულ უფრო ფართოდ გამოიყენება, როგორც თბოშემცველი. მას აქვს მთელი რიგი უპირატესობები სხვა თბოშემცველებთან შედარებით, რომლებზეც ზემოთ უკვე აღვნიშნეთ. პრაქტიკამ დაამტკიცა წყლით გათბობის ჰიგიენური და ტექნიკური უპირატესობები. ასეთი გათბობის დროს მიიღწევა – ხელსაწყოების და მილების არცთუ მაღალი ტემპერატურა, სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის ხარისხობრივ-რაოდენობრივი რეგულირებისას სათავსების თანაბარი ტემპერატურა, სათბობის ეკონომია, უხმაურო მუშაობა, მომსახურების და რემონტის სიმარტივე, ექსპლუატაციის მნიშვნელოვანი ხანგრძლივობა.

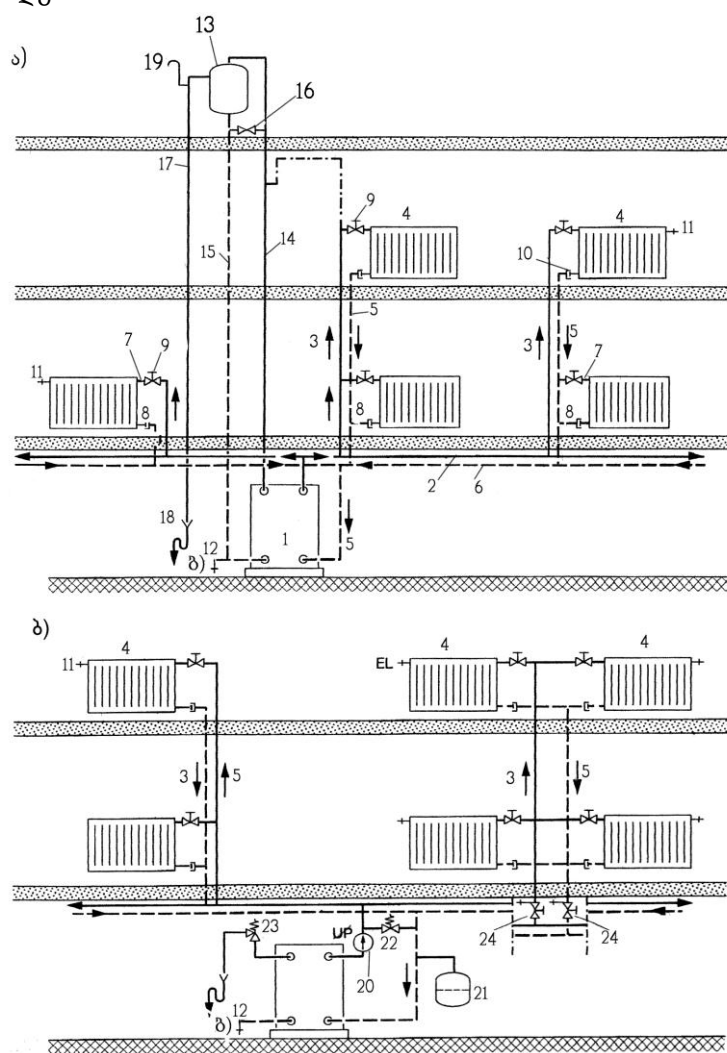
სათბობი სისტემები წყლის ტემპერატურის მიხედვით ორი სახისაა: დაბალტემპერატურული $t_{\text{წყ}} < 120^{\circ}\text{C}$ და მაღალტემპერატურული $t_{\text{წყ}} > 120^{\circ}\text{C}$ (ასეთი დაყოფა განსაზღვრულია DIN 4751-ით).

1. წყლით სათბობი სისტემების ძირითადი სქემები

წყლით სათბობი სისტემების ძირითადი სქემები წარმოდგენილია 34-ე ნახაზზე წყლის, როგორც ბუნებრივი, ასევე იძულებითი ცირკულაციის დროს.

ბუნებრივი ცირკულაციის დროს (ნახ.34 ა) წყალი, თბება რა წყალსათბობ ქვაბში (1), ფართოვდება და იწყებს გადაადგილებას ზევით. მილსადენის (2) საშუალებით ცხელი წყალი ნაწილდება შენობის მთელ პერიმეტრზე და ცალკეული დგარების (3) საშუალებით მიეწოდება სათავსებში განლაგებულ სათბობ ხელსაწყო-

ებს (4), სადაც იგი ცივდება და დგარების (5) საშუალებით ჩაედინება ქვევით. ცალკეული დგარებიდან სათბობ ხელსაწყოებში (4) გაცივებული წყალი ივრისება შემკრებ მილსადენში (6), რომელიც, ასევე, მთელ პერიმეტრზეა გაყვანილი და კვლავ ქვაბში (1) ბრუნდება.



ნახ. 34. ქვემო განაწილების ორმილოვანი წყლით სათბობი სისტემა

ა - ბუნებრივი ცირკულაციის დროს; ბ - იძულებითი ცირკულაციის დროს

1- ქვაბი; 2- გამანაწილებელი მაგისტრალი; 3 - ცხელი დგარი; 4 - სათბობი ხელსაწყო; 5 - ცივი დგარი; 6 - უკუმისადენი; 7 - ცხელი მიმყვანი; 8 - ცივი მიმყვანი; 9 - თერმოსტატენტელი; 10 - ჩამკეტი ვენტელი; 11 - საჰაერო ვენტელი; 12 - დამცავი მილი; 13 - საფართოებელი ჭურჭელი; 14 - საცირკულაციო მილი; 15 - მიმწოდებელი მილსადენის დამცავი მონაკვეთი; 16 - ჩამკეტი ვენტელი; 17 - გადამღვრელი მილი; 18 - ნიჟარა; 19 - საჰაერო მილი; 20 - საცირკულაციო ტუმბო; 21 - საფართოებელი ჭურჭელი; 22 - ვენტელი გადამღვრელ მილზე; 23 - დამცავი სარქველი; 24 - ჩამკეტი ვენტელი

მილსადენს, რომლითაც ცხელი წყალი ნაწილდება ცალკეულ დგარებში, ხოლო შემდგომ სათბობ ხელსაწყოებში, გამანაწილებელი, ანუ **ცხელი მაგისტრალი** (2) ეწოდება, ხოლო მილსადენს, რომლითაც სათბობ ხელსაწყოებში (4) გაცივებული წყალი დგარების (5) საშუალებით იკრიბება და კვლავ ქვაბში (1) ბრუნდება, **ცივი ან უკუმაგისტრალი** (6) ეწოდება. ვერტიკალურ მილსადენს, რომლითაც სათბობი ხელსაწყოები უკავშირდება ცხელ და ცივ (მიმწოდებელ და უკუ-) მაგისტრალს, სათანადოდ, **ცხელი** და **ცივი** (ან მიმწოდებელი და უკუ-) **დგარები** ეწოდებათ. დგარების სათბობ ხელსაწყოებთან დამაკავშირებელ მოკლე მილსადენებს უწოდებენ **ცხელ** (7) და **ცივ** (8) **მიმყვანებს**, რომლებზეც დაყენებულია თბოგაცემის მარეგულირებელი (9) და ჩამკეტი (10) ვენტელები. როგორც ადრე აღვნიშნეთ, სისტემაში წყლის გაცხელების შედეგად გამოიყოფა ჰაერი, რომელიც წყალზე უფრო მსუბუქია და მიიწევს ზევით, გათბობის სისტემის ყველაზე მაღალი წერტილებისკენ. ეს ჰაერი რადიატორებზე დაყენებული საჰაერო (ჰაერგამშვები) ონკანების (11) საშუალებით ატმოსფეროში გაიყვანება. სისტემის ყველაზე ქვედა ნაწილში კეთდება დამცლელი მილი, რომელზეც დაყენებულია

დამცლელი ონკანი (12). მათი მეშვეობით, სისტემის დაცლის შემთხვევაში, წყალი კანალიზაციაში ჩაიდვრება.

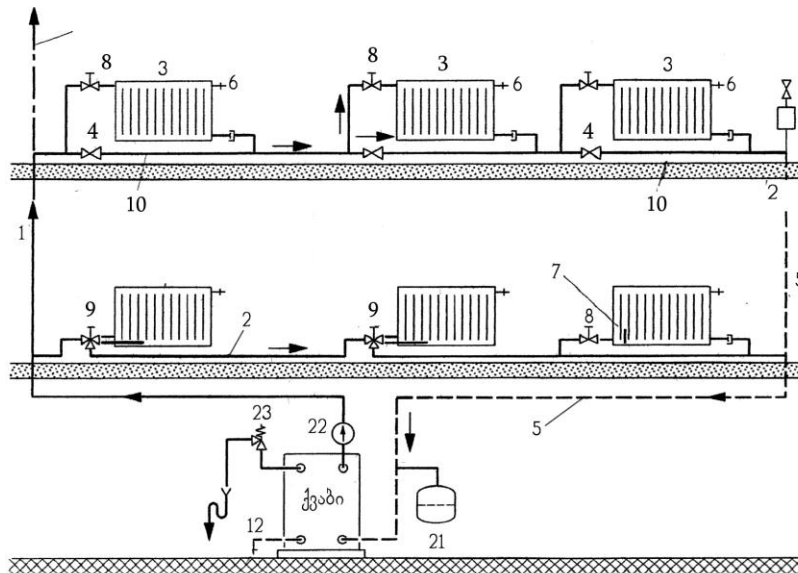
წყლის გაცხელების შედეგად, მისი გაფართოების ხარჯზე, სისტემაში იცვლება წყლის რაოდენობა და წნევა. მათი რეგულირების მიზნით, როგორც ზემოთ აღვნიშნეთ, უნდა დაყენდეს საფართოებელი ჭურჭელი (13), რომელიც მიმწოდებელი (14) და უკუ- (15) უსაფრთხოების მიღების საშუალებით უერთდება მიმწოდებელ და უკუმანგისტრალს. ამ მიღებს შორის შემართებელ ხაზზე კეთდება დროსელი (16). საფართოებელი ჭურჭლიდან გაფართოების შედეგად წარმოქმნილი ნამატი წყლის გადაღვრა ხდება გადამღვრელი მილის (17) საშუალებით, რომელიც ჩაიყვანება საქვაბეში ნიჟარასთან (18); გადამღვრელი მილი (17) იძლევა, აგრეთვე, სიგნალს სისტემის წყლით შევსების შესახებ, მისგან ნიჟარაში წყლის გადმოღვრის შედეგად. საფართოებელ ჭურჭელში დაგროვილი ჰაერის პერიოდულად გაყვანა გარემოში საჰაერო მილის (19) საშუალებით ხდება. ვინაიდან ამ მილის საშუალებით საფართოებელი ჭურჭელი გარემოს უკავშირდება, მას **ღია საფართოებელ ჭურჭელს** უწოდებენ.

რადგან ასეთ სისტემაში წყლის ცირკულაცია ცივი და ცხელი წყლის სიმკვრივეთა ხარჯზე მიმდინარეობს, მათ **ბუნებრივი ცირკულაციის**, ანუ **გრავიტაციულ სისტემას** უწოდებენ. გამანაწილებელი და უკუმანგისტრალის გათბობის სისტემის ქვემო ნაწილში განლაგების გამო სისტემა არის წყლის ქვედა განაწილებით, ხოლო, რადგანაც ცალკეული რადიატორები სისტემას ორი ვერტიკალური მილის (დგარის) საშუალებით უკავშირდება, იგი ორმილოვანი და ვერტიკალურია. ამიტომ 34 ა ნახაზზე წარმოდგენილი სისტემის სრული დასახელება იქნება – ბუნებრივი ცირკულაციის, ქვედა განაწილების ორმილოვანი ვერტიკალური წყლით სათბობი სისტემა. 34 ბ ნახაზზე წარმოდგენილია იგივე

ქვედა განაწილების ორმილოვანი ვერტიკალური სისტემა, მხოლოდ – წყლის იძულებითი ცირკულაციით. წინა სქემისაგან განსხვავებით, ასეთ სისტემებში წყლის ცირკულაცია იძულებით, ტუმბოს (20) საშუალებით ხორციელდება. ამ სისტემაში გამოყენებულია დახურული (მემბრანული) საფართოებელი ჭურჭელი, რომელიც მოთავსებულია საქვებში და მიერთებულია უკუმილსადენთან. მიმწოდებელი და უკუმილსადენები ერთმანეთთან მიერთებულია საბაიპასო ხაზით, რომელზეც დაყენებულია ვენტილი (22). ამ ხაზის დანიშნულებაა ქვებში დაბრუნებული გაცივებული წყლის ნაწილობრივი შეთბობა. ქვებზე დაყენებულია დამცავი სარქველი (23) და დამცლელი ონკანი (12). როგორც ცხელ, ასევე ცივ დგარებზე კეთდება ხაზოვანი ჩამკეტი ვენტილები (24), რომელთაც აქვთ წყლის დამცლელი მოწყობილობაც. ასეთი ვენტილები ყველა დგარს უკეთდება.

იძულებითი ცირკულაციის, ანუ ტუმბოვანი სისტემები ფართოდ არის გავრცელებული თანამედროვე მშენებლობაში. მათთვის დამახასიათებელია – გამოყენებული კონსტრუქციული სქემების მრავალფეროვნება, მოქმედების მნიშვნელოვანი რადიუსი, წყლის მოძრაობის შედარებით მაღალი სიჩქარე და მათი საფართოებელ ჭურჭელთან მიერთების თავისებურება.

ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემები გათბობის ტექნიკაში გამოიყენება იშვიათად. მათ ახასიათებთ მოქმედების მცირე რადიუსი, მილსადენში წყლის მოძრაობის დაბალი სიჩქარეები, რის გამოც მილსადენის დიამეტრები გამოდის დიდი. ეს სისტემები ძირითადად გამოიყენება დაბალი თბური სიმძლავრის სისტემებში, უმთავრესად ისეთ სისტემებში, სადაც სითბოს წყაროა ძირითადად მყარ სათბობზე მომუშავე ქვებები.



ნახ. 35. იძულებითი ცირკულაციის, ქვემო განაწილების ერთმილოვანი
ჰორიზონტალური წყლით სათბობი სისტემის პრინციპული სქემა

1 – მანაწილებელი დგარი; 2 – ჰორიზონტალური შტო; 3 – სათბობი
ხელსაწყო; 4 – ცირკულაციის დროსელი (ზაიპასი); 5 – შემკრები (უკუ-
დგარი); 6 – საპაერო ვენტილი; 7 – ყრუ მილტუჩიანი სათბობი ხელსა-
წყო; 8 – მარეგულირებელი ვენტილი; 9 – სპეცვენტილი; 10 – ჩამკეტი
უბანი (ზღუდარი)

უნდა აღინიშნოს, რომ, როგორც ბუნებრივი, ასევე იძუ-
ლებითი ცირკულაციის სისტემებში რადიატორები დგარებთან
მიერთებულია ერთმანეთის პარალელური სქემით. ამ დროს
ყველა რადიატორში შედის ერთი და იმავე ტემპერატურის
წყალი, რაც ნორმალური რეგულირების საშუალებას იძლევა. 35-ე
ნახაზზე წარმოდგენილია იძულებითი ცირკულაციის ქვედა
განაწილების ცალმილოვანი ჰორიზონტალური წყლით სათბობი
სისტემის პრინციპული სქემა.

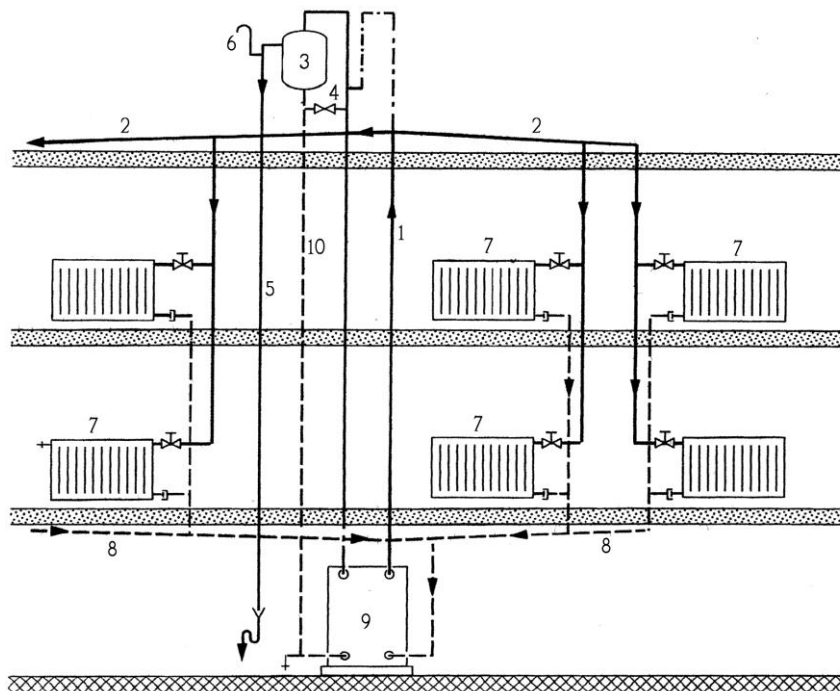
საქვებიდან გამოსული ცხელი წყალი გამანაწილებელი დგა-
რის (1) საშუალებით ნაწილდება ცალკეულ დგარებზე გაყვანილ

ჰორიზონტალურ შტოებში (2). ამ შტოებზე მიერთებულია სათბობი ხელსაწყოები (3) ორი (მიმწოდებელი და უკუ-) მიმყვანით. ჰორიზონტალური შტოდან რადიატორში შესული წყალი, გაცივების შემდეგ, ისევ იმ შტოში ბრუნდება და განაგრძობს მოძრაობას შემდეგი რადიატორისკენ, ე.ი. როგორც ცხელი, ასევე გაცივებული წყალი ერთი მილით გადაადგილდება, ამიტომაც სისტემას **ცალმილოვანი** ეწოდება. წყლის დინების მიმართულებით ჰორიზონტალური შტოს პირველ (საწყის) რადიატორში შედის ყველაზე მაღალი ტემპერატურის თბოშემცველი. მისი ტემპერატურა გათბობის სისტემაში მისაწოდებელი წყლის საანგარიშო ტემპერატურის (90, 80, 75, 70...°C) ტოლია. ამ რადიატორიდან გამოსული წყალი ერევა საბაიპასო მილში (4) გატარებულ წყალს. ეს ნარევი უფრო დაბალი ტემპერატურით მიეწოდება მეორე ხელსაწყოს. აქედან გამოსული წყალი შტოში გამავალ წყალთან კვლავ შერევის შემდგომ მომდევნო რადიატორს მიეწოდება და ა.შ., ყველა რადიატორს გაათბობს. შტოს ბოლოს წყალი შეედინება უკუდგარში (5), საიდანაც ის კვლავ ქვამში ბრუნდება. ჰაერის გაყვანის მიზნით ყველა სართულის რადიატორებზე კეთდება საჰაერო ვენტილები (6). თბოგაცემის რეგულირების მიზნით რადიატორებზე კეთდება ან მარეგულირებელი ვენტილი (8), ან სპეციალური ვენტილი (9). ამ ვენტელის საშუალებით ხდება როგორც რადიატორის თბოგაცემის რეგულირება, ასევე რადიატორიდან გამოსული გაცივებული წყლის ცხელ წყალთან შერევა. ეს ნარევი წყალი უკვე შემდგომ ხელსაწყოს მიეწოდება და შტოს ბოლოს წყლის ტემპერატურა გათბობის სისტემაში უკუწყლის ტემპერატურის ტოლი გახდება. ამ ტემპერატურით წყალი უკუმბილსადენის (5) საშუალებით ქვამში ბრუნდება. ასეთ სისტემებში შეიძლება დავაყენოთ რადიატორები ყრუ მილტუჩით (7), რომელიც აუმჯობესებს წყლის ცირკულაციას რადიატორში.

როგორც ამ ნახაზიდან ჩანს, ცალმილოვან სისტემებში რადიატორები (სათბობი ხელსაწყოები) წყლის მოძრაობის მიმართულებით მიმდევრობით არის შეერთებული, ამიტომ ყოველ მომდევნო სათბობ ხელსაწყოში შედის უფრო დაბალი ტემპერატურის წყალი, ვიდრე წინა ხელსაწყოში. ხელსაწყოში შედინებული წყლის ტემპერატურის გაზრდის მიზნით რადიატორის მიმყვანებს შორის კეთდება ჩამკეტი უბნები (9) სათანადო დროსელებით.

36-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ბუნებრივი ცირკულაციის ზედა განაწილების ორმილოვანი ვერტიკალური სისტემის პრინციპული სქემა. ამ დროს თბოშემცველის მთელი რაოდენობა მთავარი დგარის (1) საშუალებით მიეწოდება სისტემის ყველაზე მაღალ ადგილზე გაყვანილ გამანაწილებელ (მიმწოდებელ) მაგისტრალს (2), საიდანაც შეედინება ცალკეულ დგარებში, აქედან კი – სათბობ ხელსაწყოებში. ხელსაწყოში გაცივებული წყალი უკუდგარების საშუალებით ჩაედინება უკუმაგისტრალში, საიდანაც შეკრებილი მთელი წყალი ქვაბში ბრუნდება. სისტემაში დაყენებულია ღია საფართოებელი ჭურჭელი. ჰაერის გაყვანა ასეთ სისტემაში ხდება ცენტრალიზებული სისტემის უმაღლეს წერტილში დაყენებული ჰაერშემკრების საშუალებით. ასეთ სისტემებში გამანაწილებელი (მიმწოდებელი) მილსადენი კეთდება შენობის სხვენში ან ტექნიკურ სართულზე, ხოლო უკუმაგისტრალი ან შენობის სარდაფში, ან სპეციალურად ამ მიზნისთვის მოწყობილი იატაკქვეშა არხებში.

მიღებულია, რომ ცალმილოვანი სისტემების სათბობ ხელსაწყოებში წყლის ტემპერატურული ვარდნილი, რომელიც ამ ხელსაწყოში შესული და გამოსული წყლის ტემპერატურების სხვაობის ტოლია, 10°C -ის ტოლი უნდა იყოს, ამიტომ ასეთი სისტემების განფენილობის ზრდა შეზღუდულია.



ნახ. 36. ბუნებრივი ცირკულაციის ზემო განაწილების ორმილოვანი
ვერტიკალური სისტემის პრინციპული სქემა

1 - მთავარი დგარი; 2 - მიმწოდებელი მაგისტრალი; 3 - ღია
საფართოებელი ჭურჭელი; 4 - საცირკულაციო დროსელი; 5 -
გადამღვრელი მილი; 6 - ცენტრალური ჰაერის გამყვანი; 7 - სათბობი
ხელსაწყო; 8 - უკუმაგისტრალი; 9 - გათბობის ქვაბი; 10 -
უკუმილსადენის დამცავი მონაკვეთი

დიდი შენობების შემთხვევაში იყენებენ გათბობის ორივე
(ორმილოვან და ცალმილოვან) სქემას ერთად. მაგალითად,
საცხოვრებელ სახლებში კეთდება ორმილოვანი დგარები, ხოლო
მათგან - ცალკეულ ბინებში ან გარკვეულ მონაკვეთებზე -
ცალმილოვანი ჰორიზონტალური განშტოებები.

ეს ორივე სისტემა შეიძლება იყოს როგორც ზედა, ასევე ქვედა
განაწილებით.

ქვედა განაწილების დროს მაგისტრალები გაიყვანება ქვაბიდან ჰორიზონტალური მიმართულებით. ასეთ სისტემებში რეგულირება და სხვა მომსახურება გაადვილებულია.

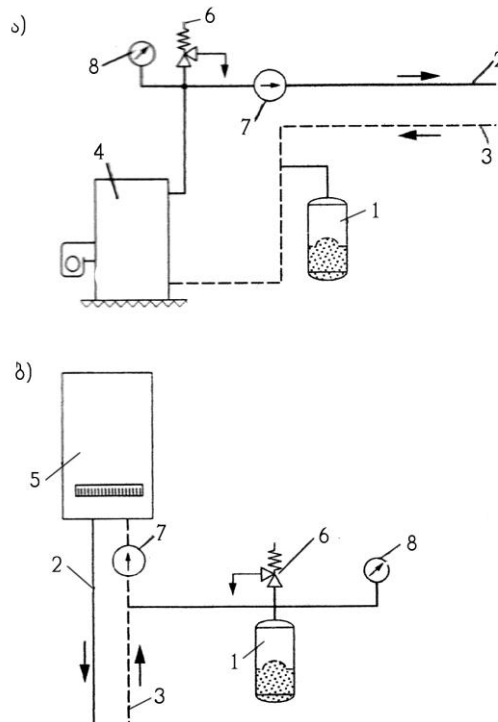
ზედა განაწილების დროს სისტემის წყლის საერთო რაოდენობა უნდა ავიყვანოთ სისტემის მაღლა (მაგალითად, სხვენში) და იქ გავანაწილოთ ჰორიზონტალურად, რაც, გარდა იმისა, რომ მილსადენში წყალი დამატებითი ცივდება, ზრდის სამონტაჟო და საექსპლუატაციო ხარჯებს.

2. საცირკულაციო ტუმბო

თანამედროვე, იძულებითი ცირკულაციის, ანუ ტუმბოვანი წყლით სათბობი სისტემის ერთ-ერთი ძირითადი ელემენტია საცირკულაციო ტუმბო. მისი დანიშნულებაა გათბობის სისტემაში უზრუნველყოს წყლის მდგრადი ცირკულაცია. ეს ტუმბო, წყალსადენის ტუმბოსაგან განსხვავებით, წყალს მაღლა არ სწევს. წყალსადენის ტუმბოს დანიშნულებაა ქსელში წყლის გადაადგილება მისი მაღლა, წყალდამხარჯ წერტილებთან აწევით. ასეთ ტუმბოებს **სამაღლებელი** ტუმბოები ეწოდება.

სისტემის წყლით შევსების პროცესში საცირკულაციო ტუმბო არ მონაწილეობს. ამ დროს წყლით შევსება წყალსადენში არსებული წნევის ხარჯზე ხდება. თუ წყალსადენში წნევა არასაკმარისია, მაშინ სპეციალური მკვებავი ტუმბო გამოიყენება.

საცირკულაციო ტუმბოები შეიძლება დაიდგას სისტემის საცირკულაციო რგოლის ნებისმიერ წერტილში, როგორც მიმწოდებელ, ასევე უკუმაგისტრალზე.



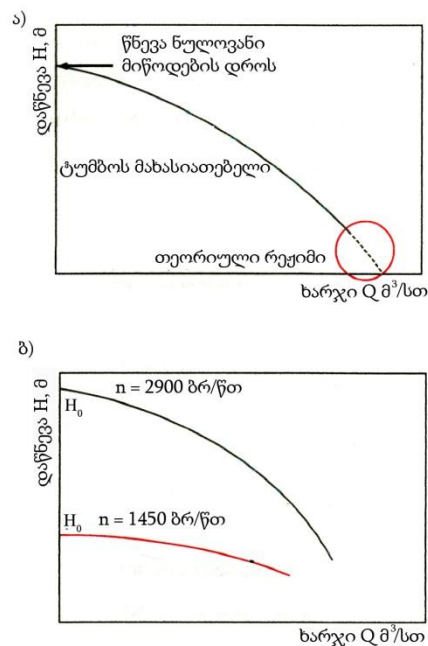
ნახ. 37. საცირკულაციო ტუმბოს გათბობის სისტემაში ჩართვის შემთხვევები (ვარიანტები)

ა - მიმწოდებელ მაგისტრალზე; ბ - უკუმაგისტრალზე

1 - დახურული საფართოებელი ჭურჭელი; 2 - მიმწოდებელი მაგისტრალი; 3 - უკუმაგისტრალი; 4 - დაბალი წინააღმდეგობის თბოგენერატორი; 5 - გაზრდილი წინააღმდეგობის თბოგენერატორი; 6 - დამცავი სარქველი; 7 - საცირკულაციო ტუმბო; 8 - მანომეტრი

საცირკულაციო ტუმბოს გათბობის სისტემაში ჩართვის სქემა და წნევის ცვლილება ტუმბოს შემწოვ და დამჭირხნ მხარეებზე ნაჩვენებია 37-ე ნახაზზე. გათბობის სისტემაში წნევათა თანაფარდობა განისაზღვრება ტუმბოს დაყენების ადგილის მიხედვით. ამ დროს განმსაზღვრელი ფაქტორია ე.წ. ნეიტრალური წერტილი. ეს ის წერტილია, სადაც საფართოებელი ჭურჭელი უერთ-

დება გათბობის სისტემას. ამ წერტილში ჰიდროსტატიკური წნევის სიდიდე არ იცვლება. მას სხვანაირად **მუდმივი წნევის წერტილი** ეწოდება. დანარჩენ წერტილებში ჰიდროსტატიკური წნევა იცვლება ხახუნზე და ადგილობრივ წინააღმდეგობებზე წნევის კარგვის შედეგად. ამ გარემოებების გამო, საქვაბეში საცირკულაციო ტუმბოს დაყენების დროს, უნდა გავითვალისწინოთ დაყენებული თბოგენერატორის (ქვაბის) წინააღმდეგობა. დაბალი წინააღმდეგობის ქვაბის დროს ტუმბო უნდა დავაყენოთ მიმწოდებელ (ცხელ) მაგისტრალზე (ნახ. 37 ა), მაღალი წინააღმდეგობის ქვაბის დროს კი საცირკულაციო ტუმბოს დაყენება უკუ (ცივ) მაგისტრალზე ჯობია (ნახ.37ბ).



ნახ. 38. საცირკულაციო ტუმბოს მახასიათებლები

საცირკულაციო ტუმბოს სიმძლავრე მის მიერ გადასადგილებელი წყლის რაოდენობით და მის მიერ შექმნილი დაწნევით განისაზღვრება.

საცირკულაციო ტუმბოს მიერ გადასადგილებელი წყლის ხარჯი გათბობის სისტემის წყლის ხარჯის ტოლია და გამოითვლება ფორმულით:

$$G_{\text{ტ}} = \frac{Q_{\text{სისტ}}}{C(t_{\text{ცხ}} - t_{\text{ცივ}})}, \quad (63)$$

სადაც $Q_{\text{სისტ}}$ არის გათბობის სისტემის თბური დატვირთვა, ვტ; C - წყლის ხვედრითი მასური თბოტევადობა, კჯ/კგ°C; $t_{\text{ცხ}}$ და $t_{\text{ცივ}}$ - გათბობის სისტემის მიმწოდებელ და უკუმაგისტრალეზში წყლის ტემპერატურები, °C.

პრაქტიკული გაანგარიშების დროს სარგებლობენ 1 სთ-ის განმავლობაში გადაადგილებული წყლის რაოდენობით, რომელიც გამოითვლება ფორმულით:

$$Q_{\text{სისტ}} = \frac{0,86 Q_{\text{სისტ}}}{t_{\text{ცხ}} - t_{\text{ცივ}}}. \quad (64)$$

მეორე ძირითადი მახასიათებელი (სიდიდე), რომლის მიხედვითაც საცირკულაციო ტუმბო შეირჩევა, ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევაა, $H_{\text{ტ}}$, პა. ეს წნევა გათბობის სისტემის ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობის ტოლია და მისი მნიშვნელობა გათბობის სისტემის ჰიდრავლიკური გაანგარიშების საფუძველზე აიღება. ტუმბოს მიერ განვითარებულ წნევაში ხშირად მისი დაწნევა იგულისხმება.

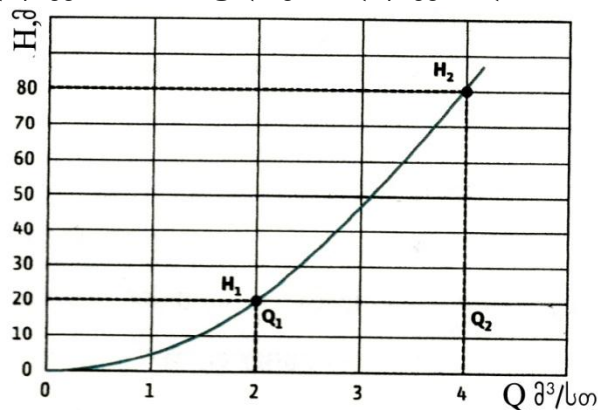
ტუმბოს მიერ წნევის აწევას (გაზრდას) **დაწნევა ეწოდება**. დაწნევა არის ხვედრითი მექანიკური მუშაობა, რომელიც ტუმბოსაგან გადაეცემა გადასატუმბ სითხეს:

$$H = \frac{E}{G} \text{ მ} \quad (65) ,$$

სადაც E არის მექანიკური ენერგია, ნ.მ; G - გადასადგილებელი სითხის წონა, ნ.

ტუმბოს მიერ შექმნილი დაწნევა და გადასატუმბი სითხის ხარჯი ერთმანეთზეა დამოკიდებული. ეს დამოკიდებულება გამოისახება გრაფიკულად (ნახ.38) ტუმბოს მახასიათებლის სახით. ორდინატთა ღერძზე გადაზომილია დაწნევა H , მ (10 მ.წყ.სვ = 1ბარ = 100000პა = 100კპა). აბსცისათა ღერძზე დატანილია წყლის ხარჯების შკალა მ³/სთ (შეიძლება იყოს ლ/წმ).

ელექტროამძრავის ენერგია ტუმბოში გარდაიქმნება ჰიდრავლიკური ენერგიის ისეთ ფორმებში, როგორიცაა წნევა და სიჩქარე. თუ ტუმბო მუშაობს ჩაკეტილი სარქვლის დროს, ის ავითარებს მაქსიმალურ წნევას. ამ შემთხვევაში საქმე გვაქვს ტუმბოს დაწნევასთან H_0 ნულოვანი დაწნევის დროს.



ნახ. 39. გათბობის სისტემის (ქსელის) მახასიათებელი

სარქვლის თანდათანობითი გაღებით გადასატუმბი სითხე იწყებს მოძრაობას. ამის გამო ამძრავის ენერგიის ნაწილი გადადის კინეტიკურ ენერგიაში. პირველადი წნევის შენარჩუნება შეუძლებელი ხდება. ტუმბოს მახასიათებელი იღებს ვარდნილი მრუდის სახეს. თეორიულად ეს მრუდი (ტუმბოს მახასიათებელი) გადაკვეთს სითხის მიწოდების (ხარჯის) ღერძს. ამ დროს წყალს აქვს მხოლოდ კინეტიკური ენერგია, ე.ი. წნევა უკვე აღარ იქმნება. რეალურ პირობებში, რადგანაც მილსადენს აქვს

წინააღმდეგობა, ტუმბოს მახასიათებელი გაწყდება, ვიდრე იგი ხარჯის ღერძს მიაღწევს. 38 ბ ნახაზზე ნაჩვენებია ტუმბოს მახასიათებლის სხვადასხვა სიმრუდე, რომელიც ძრავის ბრუნვის სიხშირეზეა დამოკიდებული. ამასთანავე, მახასიათებლის სიმრუდე და მუშა წერტილის გადაადგილება გავლენას ახდენს ხარჯსა და დაწნევაზე. დამრეცი (დაქანებული) მრუდი გვიჩვენებს ხარჯის მნიშვნელოვან ცვლილებას, დაწნევის უმნიშვნელო ცვლილების დროს, ციკაბო მრუდი კი – ხარჯის მნიშვნელოვან ცვლილებას დაწნევის მნიშვნელოვანი ცვლილების დროს.

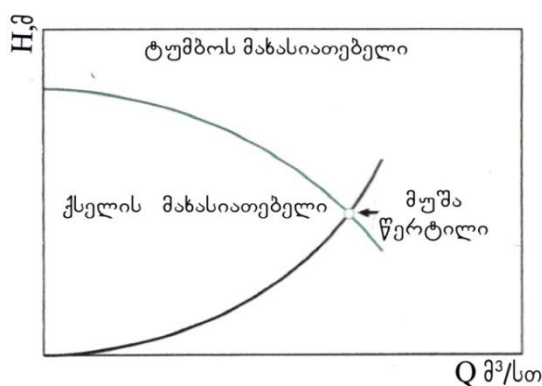
ტუმბოს შერჩევის დროს, ტუმბოს მახასიათებლის გარდა, საჭიროა გათბობის სისტემის, ანუ ქსელის მახასიათებლის ცოდნა. გათბობის სისტემის მილსადენში ხდება წნევის კარგვა ხახუნზე, რომელიც გამოწვეულია გადასატუმბი სითხის კედლებზე და ერთმანეთში ურთიერთხახუნით. გარდა ამისა, წნევის კარგვა დამოკიდებულია – გადასატუმბი სითხის ტემპერატურასა და სიბლანტეზე, ნაკადის სიჩქარეზე, არმატურისა და აგრეგატების თვისებებზე, აგრეთვე მილის დიამეტრზე, სიგრძეზე და კედლების ხორკლიანობაზე. წნევის დანაკარგები გამოისახება გრაფიკულად, როგორც ქსელის მახასიათებელი. ამისათვის გამოიყენება ტუმბოს მახასიათებლის იგივე გრაფიკი (ნახ.39).

ქსელის მახასიათებლის მრუდი გვიჩვენებს, რომ მილსადენის ქსელში ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობის მიზეზია – სითხის ნაწილაკების ერთმანეთში და კედლის ზედაპირებთან ხახუნი, ფასონური ნაწილებისა და არმატურის დეტალებში ნაკადის მიმართულების შეცვლა. მაგალითად, ხარჯის შეცვლის დროს ვენტილების გაღება-დაკეტვისას იცვლება, აგრეთვე, ნაკადის სიჩქარე და, აქედან გამომდინარე, წინააღმდეგობა. რადგან კვეთი ნაკადის ცოცხალი კვეთის ფართობია, წინააღმდეგობა იცვლება კვადრატულად. ამიტომ გრაფიკს ექნება პარაბოლის სახე.

ეს კავშირი გამოისახება განტოლებით:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2 \quad (66).$$

აქედან გამომდინარეობს, თუ მილსადენში ხარჯი ორჯერ მცირდება, დაწნევა მცირდება 3/4-ჯერ, ხოლო თუ ხარჯი ორჯერ იზრდება, დაწნევა გაიზრდება ოთხჯერ.



ნახ. 40. გათბობის სისტემისა და საცირკულაციო ტუმბოს მუშა წერტილი

ქსელის მახასიათებლის ტუმბოს მახასიათებელთან გადაკვეთის წერტილს **მუშა წერტილი ეწოდება** (ნახ.40). ამ წერტილში მყარდება ტუმბოს მარგ (სასარგებლო) სიმძლავრესა და ქსელის ხმარებად სიმძლავრეს შორის წონასწორობა. ტუმბოს დაწნევა ყოველთვის სისტემის წინააღმდეგობის ტოლია. მასზეა დამოკიდებული, აგრეთვე, ხარჯი, რომელიც ტუმბომ უნდა უზრუნველყოს. უნდა აღინიშნოს, რომ ხარჯი არ უნდა იყოს გარკვეულ მინიმალურ სიდიდეზე ნაკლები. წინააღმდეგ შემთხვევაში ეს გამოიწვევს ტუმბოს კამერაში ტემპერატურის ძალიან გაზრდას და შედეგად ტუმბოს დაზიანებას, ე.ი. ტუმბოს მახასიათებლის საზღვრებს გარეთ მუშა წერტილის არსებობა იწვევს ძრავის დაზიანებას.

ტუმბოს მუშაობის პროცესში ხარჯის ცვლილების დროს მუშა წერტილი მუდმივად გადაადგილდება. ტუმბოს შერჩევის დროს უნდა ვეცადოთ ისეთი ოპტიმალური მუშა წერტილის მოძებნას, რომელიც მაქსიმალურ საექსპლუატაციო მოთხოვნებს დააკმაყოფილებს. გათბობის სისტემის საცირკულაციო ტუმბოებისთვის ესაა შენობის მიერ სითბოს მოთხოვნილება, წნევის ამწევი დანადგარებისთვის კი – პიკური ხარჯი ყველა სახის წყალსაზარჯი წერტილებისთვის. ყველა სხვა მუშა წერტილი ამ საანგარიშო მუშა წერტილის მარცხნივ იმყოფება. მუშა წერტილის გადაადგილება მარცხნივ (ნახ.40) იწვევს დაწნევის გაზრდას, რის გამოც სარქველებში ხმაური წარმოიქმნება.

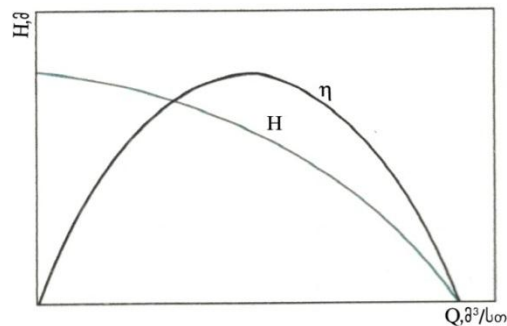
ტუმბოს შერჩევის დროს საჭიროა მისი მქ კოეფიციენტის მხედველობაში მიღება. ნებისმიერი მექანიზმის მქ კოეფიციენტი წარმოადგენს მისი სასარგებლო სიმძლავრის ფარდობას მოხმარებულ სიმძლავრესთან. იგი ყოველთვის 1(100%)-ზე ნაკლებია. გათბობის სისტემის საცირკულაციო ტუმბოს საერთო მქ კოეფიციენტი $\eta_{\text{საერთ}}$ განისაზღვრება ძრავის (ელექტრო- ან მექანიკური) $\eta_{\text{ძრ}}$ და ტუმბოს $\eta_{\text{ტ}}$ მქ კოეფიციენტებით. მისი მნიშვნელობა ტოლია $\eta_{\text{საერთ}} = \eta_{\text{ძრ}} \cdot \eta_{\text{ტ}}$. (67)

სხვადასხვა ტიპის ტუმბოს მქ კოეფიციენტი სხვადასხვაა. სველ-როტორიანი (სვლიანი) ტუმბოებისათვის $\eta_{\text{საერთ}} = 5 \div 54\%$, მშრალროტორიანი ტუმბოებისათვის $\eta_{\text{საერთ}} = 30 \div 80\%$.

ტუმბოს მახასიათებლის საზღვრებშიც კი, ამა თუ იმ მომენტში, მქ კოეფიციენტი იცვლება ნულიდან მის მაქსიმალურ სიდიდემდე.

თუ ტუმბო მუშაობს ჩაკეტილი სარქვლის დროს, მაშინ წნევა მაღალია, მაგრამ წყალი არ გადაადგილდება. ამ დროს ტუმბოს მქ კოეფიციენტი (ნახ.41) ნულის ტოლია. იგივეა ღია მილის შემთხვევაშიც. მიუხედავად იმისა, რომ გადასადგილებელი

წყლის ხარჯი დიდია, წნევა არ იქმნება. ე.ი. მქ კოეფიციენტი ტოლია ნულისა. გათბობის სისტემების საცირკულაციო ტუმბოების ყველაზე მაღალი მქ კოეფიციენტი მიიღწევა ტუმბოს მახასიათებლის შუა ნაწილში.



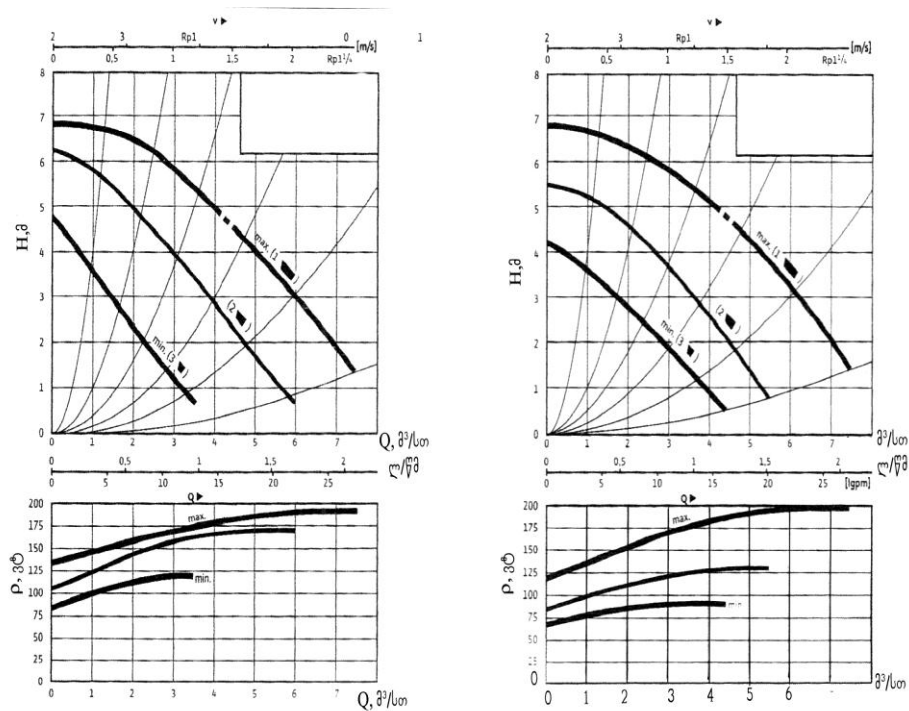
ნახ. 41. საცირკულაციო ტუმბოს მქ კოეფიციენტები

ტუმბო არასოდეს მუშაობს მუდმივი ხარჯით, ამიტომ ტუმბოს შერჩევის დროს უნდა ვეცადოთ, რომ მისი მუშა წერტილი, გათბობის სეზონის უმეტეს პერიოდში, მდებარეობდეს ტუმბოს მახასიათებლის შუა მესამედში. ეს გვაძლევს ტუმბოს ოპტიმალური მქ კოეფიციენტით მუშაობის შესაძლებლობას.

$$\eta_{\text{ტ}} = \frac{QH\rho}{367P} \cdot (68)$$

სადაც Q არის ხარჯი, მ³/სთ; H - დაწნევა, მ; P - ტუმბოს სიმძლავრე, კვტ; ρ - სითხის სიმკვრივე, კგ/მ³.

ყველა სახის საცირკულაციო ტუმბოსათვის კატალოგებში მოცემულია გრაფიკები, რომლებზეც გადატანილია ტუმბოს მახასიათებლები სხვადასხვა ბრუნთა რიცხვის დროს (ნახ.42) და სათანადო მქ კოეფიციენტები. ამავე გრაფიკებზე წარმოდგენილია ძრავის მიერ მოხმარებული ელექტროსიმძლავრეები. ჩვენთვის საჭირო პარამეტრებისათვის (თბური დატვირთვა და საცირკულაციო წნევა) ამ გრაფიკებიდან ვირჩევთ ტუმბოს და ამ ტუმბოს მუშა პარამეტრებს.

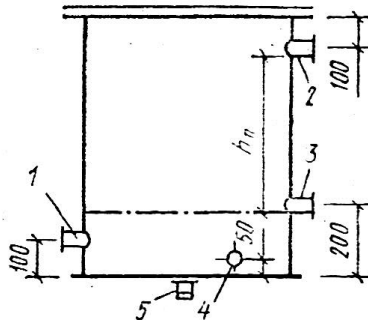


ნახ. 42. საცირკულაციო ტუმბოს მახასიათებლები სხვადასხვა ბრუნთა რიცხვის დროს

3. საფართოებული ჭურჭელი

ნებისმიერი წყლით სათბობი სისტემა ჰიდრავლიკურად ჩაკეტილია და აქვს არმატურის, მილების და სათბობი ხელსაწყოების გარკვეული მოცულობა, რომელიც შევსებულია წყლით. სისტემაში წყლის გაცხელების შედეგად იცვლება მისი პარამეტრები (წნევა და ტემპერატურა) და წყალი ფართოვდება. წყლის წნევა სისტემაში შეიძლება გაიზარდოს ამ სისტემის ცალკეული ელემენტების სიმტკიცის ზღვარზე მეტად, რასაც შეუძლია მათი მწყობრიდან გამოყვანა. ამ არასასურველი მოვლენის თავიდან ასაცილებლად სისტემაში შემოტანილია

დამატებითი ელემენტი - საფართოებელი ჭურჭელი, რომლის დანიშნულება ჰიდრავლიკური წნევის შეზღუდვაა. საფართოებელი ჭურჭელი შეიძლება იყოს ღია, ატმოსფეროსთან შეხებაში ან დახურული, რომელიც იმყოფება ცვალებადი, მაგრამ შეზღუდული ჭარბი წნევის ქვეშ.

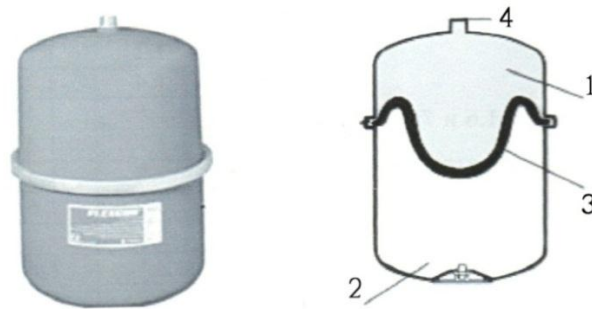


ნახ. 43. ღია საფართოებელი ჭურჭელი

1 - საფართოებელი მილი; 2 - გადამღვრელი მილი; 3 - სასიგნალო მილი; 4 - საციკულაციო მილი; 5 - დამცავი მილი

ღია საფართოებელი ჭურჭელი ძირითადად გამოიყენებოდა საბჭოთა პერიოდში აგებული შენობების გათბობის სისტემებში. ამ საფართოებელი ჭურჭლის (ნახ.43) ძირითადი დანიშნულებაა გათბობის სისტემაში წყლის გაცხელების შედეგად მიღებული მოცულობის მიღება. გარდა ამისა, იგი უზრუნველყოფს - სისტემაში წყლის დამატებას გაჟონვებისა და გაცივების შემთხვევაში, სისტემაში ჰიდრავლიკური წნევის შეზღუდვას, სისტემაში წყლის დონის შესახებ სიგნალიზაციას, სისტემის გადავსების შემთხვევაში წყლის გადაღვრას კანალიზაციაში, მკვებავი ხელსაწყოების მოქმედების მართვას, დაბოლოს, ზოგიერთ შემთხვევაში (მაგ., ბუნებრივი ცირკულაციის წყლით სათბობ სისტემებში) იგი გამოიყენება სისტემიდან ჰაერის გასაყვანად. ყოველივე ეს განაპირობებდა ამ ჭურჭლის ფართო გამოყენებას მე-20 საუკუნის გათბობის სისტემებში.

ღია საფართოებელი ჭურჭლების ნაკლია მათი დიდი ზომა. ისინი უზარმაზარია, რის გამოც ძნელდება მათი შენობებში განლაგება და იზრდება უსარგებლო სივრცის კარგვა მათი კედლებიდან. ღია საფართოებელ ჭურჭლებში, წყლის ზედმეტად გაცივების გამო, შესაძლებელია ჰაერის შთანთქმა და მილებისა და სათბობი ხელსაწყოების შიგა კოროზიის გაძლიერება. ღია საფართოებელი ჭურჭელი, როგორც წესი, იდგმება გათბობის სისტემის მაღლა, რაც ხშირ შემთხვევაში იწვევს სპეციალური შემართებული მილების გაყვანას. ჩამოთვლილი უარყოფითი თვისებების გამო, ღია საფართოებელი ჭურჭლები სადღეისოდ თითქმის აღარ გამოიყენება.

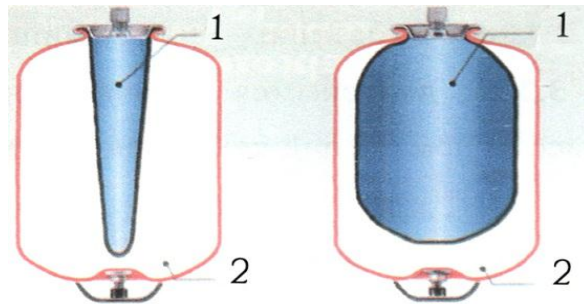


ნახ. 44. მემბრანული (დახურული) საფართოებელი ჭურჭელი

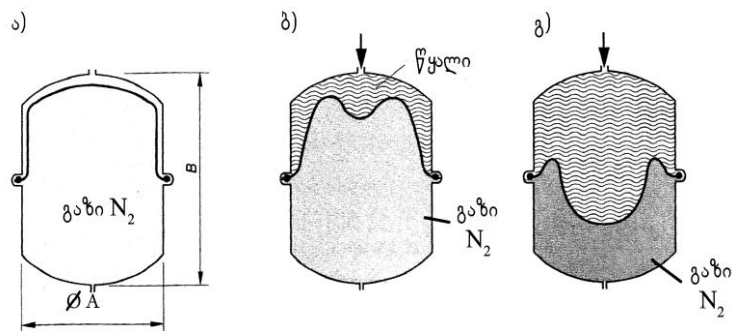
1 - წყლის კამერა; 2 - ჰაერის (აზოტის) კამერა; 3 - მემბრანა; 4 - წყლის შესვლა

დახურული საფართოებელი ჭურჭელი წარმოადგენს ლითონის ავზს, რომლის მოცულობაც ელასტიკური მემბრანით (ნახ.44) ორ ნაწილადაა გაყოფილი. ერთი ნაწილი შევსებულია ჰაერით ან აზოტით (ეს უკანასკნელი ავზის ფოლადის კედელთან კონტაქტის დროს არ იწვევს მის კოროზიას), ხოლო მეორე ნაწილი განკუთვნილია წყლის მისაღებად. თბური გაფართოების ან ტუმბოს ზემოქმედებით წყალი შედის რა საფართოებელ ჭურჭელში, იწვევს მემბრანის მეორე მხარეს მოთავსებული გაზის შეკუმშვას.

გაცივების ან დახარჯვის შემთხვევაში, წყლის მოცულობის შემცირებისას, გაზი ფართოვდება. მემბრანის დრეკადი თვისებების გამო ჰიდრავლიკურ სისტემაში მუდმივი წნევაა შენარჩუნებული. გათბობის სისტემებში გამოიყენება მემბრანული საფართოებელი ავზის ორი სახე: საცვლელი ან არასაცვლელი მემბრანებით. საცვლელმემბრანიან საფართოებელ ჭურჭელში (ნახ.45) მოთავსებულია მოგრძო ფორმის ელასტიკური მოცულობითი მემბრანა, რომლის მოხსნაც ჭურჭლის ყელიდანაა შესაძლებელი.



ნახ. 45. საცვლელმემბრანიანი საფართოებელი ჭურჭელი
1 - წყალი; 2 - ჰაერი ან აზოტი



ნახ. 46. არასაცვლელმემბრანიანი საფართოებელი ჭურჭელი
ა - ობიექტზე მისაწოდებელი სახით; ბ - წყლით შევსებული გათბობის სისტემის ჩართვამდე; გ - წყლით მაქსიმალურად შევსებული

46-ე ნახაზზე წარმოდგენილია არასაცვლელმემბრანიანი საფართოებელი ჭურჭლის პრინციპული სქემა.

გათბობის სისტემაში საფართოებელი ჭურჭლის დაყენების დროს იგი შევსებულია გაზით (ნახ.46 ა). ასეთ მდგომარეობაში საფართოებელი ჭურჭლის წნევას **საწყისი წნევა** ეწოდება, P_0 . ეს წნევა გათბობის სისტემის ჰიდროსტატიკურ წნევას შეესაბამება და 100°C ტემპერატურამდე მისი სიმაღლით განისაზღვრება:

$$h_{\text{სისტ}} = 5 \text{ მ}; \quad P_0 = 5 \text{ ბარ},$$

$$h_{\text{სისტ}} = 10 \text{ მ}; \quad P_0 = 10 \text{ ბარ},$$

და ა.შ.

თუ გათბობის სისტემაში ტემპერატურა 100°C -ზე მეტია, საჭიროა დამატებითი ორთქლის წნევის გათვალისწინებაც. ეს დანამატი 110°C -ს დროს აიღება 0,5 ბარი, ხოლო 120°C -ის დროს - 1 ბარი. საფართოებელი ჭურჭლის საწყისი წნევა ის წნევაა, რომლის ქვეშაც იმყოფება გაზი ჭურჭლის დაყენების დროს.

გათბობის სისტემაში წყლის გაცხელების შედეგად საფართოებელი ჭურჭელში გაზი იკუმშება მაქსიმალურ სიდიდემდე, რომელსაც საფართოებელი ჭურჭლის **მაქსიმალური წნევა** $P_{\text{მაქს}}$ ეწოდება (ნახ.46 ბ). ეს წნევა არ უნდა აღემატებოდეს გათბობის სისტემაში დაყენებული დამცავი სარქვლის წნევას და მისი მნიშვნელობა დამცავი სარქვლის მუშა წნევაზე 0,5 ბარით ნაკლები აიღება. DIN 4751-ის თანახმად, გათბობის სისტემებში ჭარბი წნევა (რომელიც დამცავი სარქვლის მუშა წნევის ტოლია) აიღება $2 \div 2,5$ ბარი.

მაქსიმალურ $P_{\text{მაქს}}$ და საწყის P_0 წნევებს შორის არის გათბობის სისტემის წყლით შევსების წნევა $P_{\text{შევს}}$ (ნახ.46 ბ). ეს ის წნევაა, რომლის სიდიდემდეც უნდა შეივსოს საფართოებელი ჭურჭელი გათბობის სისტემის გაშვებამდე.

არასაცვლელმემბრანიანი საფართოებელი ჭურჭლის შიგა ზედაპირის ის ნაწილი, რომელიც იმყოფება წყალთან კონტაქტში, იფარება ემალის ან სხვა რომელიმე ანტიკოროზიული საფარით.

ასეთი დაფარვა საცვლელმემბრანის საფართოებელი ჭურჭლებისათვის საჭირო არაა, რადგანაც ჭურჭლებში წყალი მათ შიგა ზედაპირებს არ ეხება. არასაცვლელი მემბრანები გამოიყენება მცირე ზომის ავზებში, ხოლო დიდი ზომის ავზებში – საცვლელი მემბრანები, რომლებიც იცვლება დაზიანების შემთხვევაში.

ფორმის მიხედვით დახურული (მემბრანული) საფართოებელი ავზები არის: ცილინდრული, სფერული და ბრტყელი, ჰორიზონტალური ან ვერტიკალური. ასეთი ავზების მოცულობაა 5-დან (ძირითადად კედლის ქვაბებში გამოიყენება) 1500ლ-მდე და მეტია.

4. საფართოებელი ჭურჭლის მოცულობის განსაზღვრა

საფართოებელი ჭურჭლის მოცულობის განსაზღვრა და შესაბამისად, მისი შერჩევა წყლის იმ მოცულობით ხდება, რომელიც გათბობის სისტემის ელემენტებს (მილები, სათბობი ხელსაწყოები, არმატურა, საფართოებელი ჭურჭელი) ავსებს წყლით, $V_{სისტ.}$. საფართოებელი ჭურჭლის მოცულობა გამოითვლება ფორმულით:

$$V_{ს.ჭ} = n V_{სისტ.}, \quad (69)$$

სადაც n არის წყლის გაფართოების ფაქტორი, რომელიც ითვალისწინებს წყლის მოცულობის მატებას მისი გაცხელების დროს და მისი მნიშვნელობა წყლის ტემპერატურის მიხედვით 11 ცხრილიდან აიღება.

ცხრილი №11

წყლის მოცულობის ცვლილება მისი გაცხელების დროს

t, °C	40	50	60	70	80	90	100
n, %	0,75	1,18	1,68	2,25	2,89	3,58	4,41

მაგალითი: გამოვთვალოთ საფართოებელი ჭურჭლის მოცულობა, თუ გათბობის სისტემაში თბოშემცველის (წყლის) პარამეტრებია: $90/70^{\circ}\text{C}$; ვერტიკალური მანძილი ქვაბსა და ზემო სართულის სათბობ ხელსაწყოს შორის 13 მ; დამცავი სარქველის მუშა წნევა 2,5 ბარი; სისტემის მოცულობა 710ლ.

რადგან სისტემის სიმაღლე 13 მ-ია, საწყისი წნევა იქნება $P_0 = 1,3$ ბარ, ხოლო მაქსიმალური წნევა $P_{\text{მაქს}} = 2,5 - 0,5 = 2$ ბარ; 11 ცხრილის თანახმად, 90°C ტემპერატურის დროს გაფართოების ფაქტორი 3,58%-ია.

(69) ფორმულის თანახმად, საფართოებელი ჭურჭლის მოცულობა შეადგენს:

$$V_{\text{ს.ჭ}} = 710 \frac{3,58}{100} = 25,4 \text{ ლ.}$$

თუ გავითვალისწინებთ სარეზერვო მოცულობას 0,5%-ით, რომელიც შეადგენს $700 \cdot \frac{0,5}{100} = 3,55$ ლ, საფართოებელი ჭურჭლის საანგარიშო (ნომინალური) მოცულობა იქნება

$$V_{\text{ს.ჭ}}^{\text{საანგ}} = (V_{\text{ს.ჭ}} + V_{\text{დან}}) \frac{P_{\text{მაქს.აბს}}}{P_{\text{მაქს}} - P_0} = (25,4 + 3,55) \frac{2 + 1}{2 - 1,3} = 124,1 \text{ ლ.}$$

მიღებული მოცულობის მიხედვით ცხრილიდან შევარჩევთ უახლოესი მოცულობის ტიპიურ საფართოებელ ჭურჭელს. ჩვენ შემთხვევაში იგი 140 ლ-ის ტოლია.

ამის შემდეგ შეგვიძლია განვსაზღვროთ სისტემის წყლით შევსების წნევა

$$P_{\text{შევს.აბს}} = P_{0,\text{აბს}} \frac{V_{\text{ს.ჭ}}^{\text{საანგ}}}{V_{\text{ს.ჭ}}^{\text{საანგ}} - V_{\text{რეზერვ}}} = (1,3 + 1) \frac{140}{140 - 3,55} = 2,36 \text{ ბარ. აბს}$$

ანუ, რაც იგივეა, $2,36 - 1 = 1,36$ ბარ. ე.ი. ჩვენ მაგალითში განხილული სისტემა წყლით უნდა შეივსოს 1,36 ბარ წნევამდე.

თუ გათბობის სისტემის შიგა მოცულობა უცნობია, შეგვიძლია ვისარგებლოთ ქვემოთ მოყვანილი ცხრილით 12.

**სხვადასხვა სახის სათბობი ხელსაწყოების დროს
გათბობის სისტემაში წყლის მოცულობა , $V_{\text{სისტ}}$ ლ/კვტ**

თბომომცველის პარამეტრები °C	90/70	80/60	70/55	70/50	60/40	50/40	40/30	გათბობის სისტემის ელემენტები	თბომომცვე- ლის ხვ.მო- ცულობა, ლ/კვტ
სექციური რადიატორები	14,0	16,5	20,1	20,6	27,9	36,6	–	საქვაზე	13
ბრტყელი რადიატორები	9,0	10,1	12,1	11,9	15,1	20,1	–	გათბობის სისტემა	11
კონვექტორები	6,5	7,0	8,4	7,9	9,6	13,4	–	კონვექტორები	8
კალორიფერები	5,8	6,1	7,2	6,6	7,6	10,8	–	კალორიფერები	10
იატაკის გათბობა	9,2	10,3	11,8	11,9	14,7	18,0	26,8	რადიატორები	15

მაგალითი. გამოვთვალოთ წყლის მოცულობა გათბობის სისტემაში, რომლის თბური დატვირთვა $Q=800$ კვტ, თუ სათბობ ხელსაწყოებად გამოყენებულია კონვექტორები, ხოლო თბომომცველის პარამეტრებია $70/50^{\circ}\text{C}$,

$$V_{\text{სისტ}} = 800 \cdot 7,9 = 6320 \text{ ლ.}$$

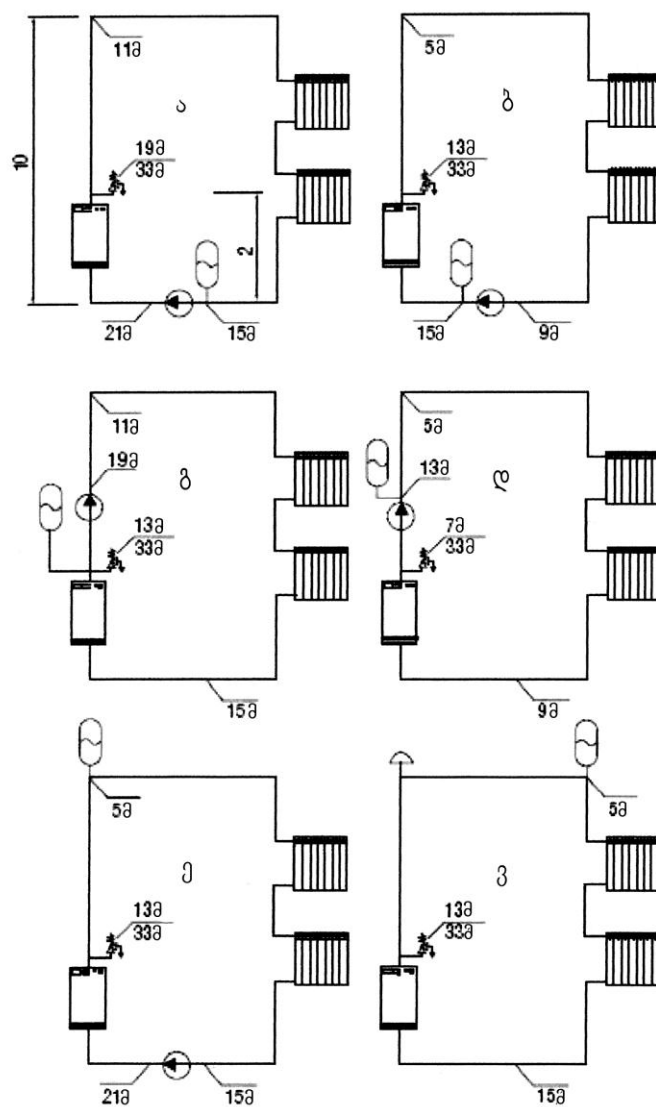
საფართოებელი ჭურჭლის შესარჩევად DIN 4807/T2 ნორმები გვთავაზობს ფორმულებს:

ღია საფართოებელი ჭურჭლებისთვის: $V_{\text{ს.ჭ}}^{\text{მინ}} = 2V_{\text{სისტ}}$, (70)

დახურული საფართოებელი ჭურჭლებისთვის მემბრანის გარეშე: $V_{\text{ს.ჭ}}^{\text{მინ}} = 3V_{\text{სისტ}}$, (71)

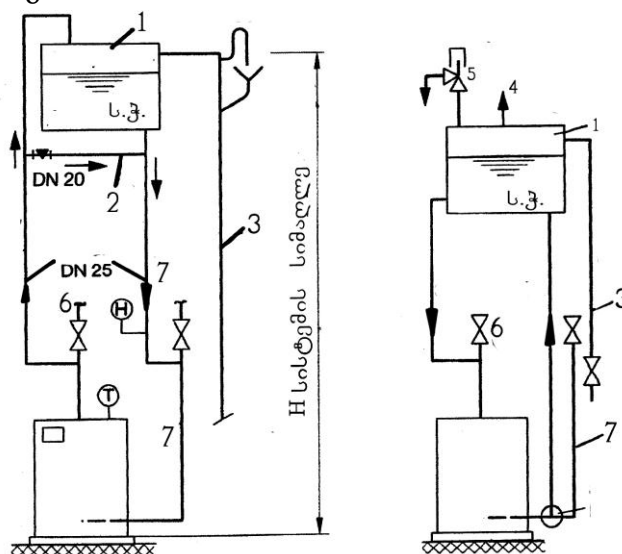
მემბრანული საფართოებელი ჭურჭლებისთვის კი უნდა გამოვიყენოთ ზემოთ განხილული მეთოდები.

5. საფართოებული ჭურჭლის მიერთება გათბობის სისტემებთან



ნახ. 47. მემბრანული საფართოებული ჭურჭლის გათბობის სისტემებში
დაყენების ვარიანტები

მემბრანული საფართოებელი ჭურჭლის მიერთება გათბობის სისტემებთან შესაძლებელია სისტემის ნებისმიერ წერტილში. მიერთების რამდენიმე სქემა ნაჩვენებია 47-ე ნახაზზე. საფართოებელი ჭურჭელი გათბობის სისტემას შეიძლება მიუერთდეს ნებისმიერ წერტილში, ტუმბოს როგორც შემწოვ, ასევე დამჭირხნ მხარეს, რადგან საცირკულაციო ტუმბო შეიძლება მოთავსდეს მილსადენის როგორც შემწოვ, ასევე დამჭირხნ მხარეს. საფართოებელი ჭურჭელიც, ასევე, კეთდება როგორც დამჭირხნ (47 ბ,დ), ასევე შემწოვ (47 ა,გ) მხარეს. როდესაც საფართოებელი ჭურჭელი თავსდება დამჭირხნ მხარეს, უშუალოდ ტუმბოსთან, საჭიროა შემოწმდეს, ინარჩუნებს თუ არა ეს ტუმბო წნევის ანტიკავიტაციურ მარაგს.



ნახ. 48. ღია (ა) და დახურული (ბ) საფართოებელი ჭურჭლის დაყენება გათბობის სისტემის ზემოთ

1 - ორთქლის სივრცე; 2 - საცირკულაციო მილი; 3 - გადამღვრელი მილი; 4 - ჰაერგამყვანი; 5 - დამცავი სარქველი; 6, 7 - საფართოებელი ჭურჭლის გათბობის სისტემასთან მისაერთებელი მიმწოდებელი და უკუმიღებელი; H - სისტემის სიმაღლე

ამრიგად, დახურულმემბრანიანი საფართოებელი ჭურჭელი მიზანშეწონილია ქვების სიახლოვეს (ნახ.34 ბ, ნახ.35) დავაყენოთ. ამ დროს მისი მიერთება არავითარ სირთულეს არ წარმოადგენს. ეს ძირითადად იძულებითი ცირკულაციის სისტემებს ეხება.

გართულებულია ბუნებრივი ცირკულაციის გათბობის სისტემებთან (ნახ.34 ა, ნახ.36) საფართოებელი ჭურჭლის მიერთება. ამ დროს საფართოებელი ჭურჭელი განლაგებულია გათბობის სისტემის ყველაზე მაღალ წერტილში, ქვაბიდან მოშორებით, ხოლო ქვაბთან მისი მიერთება ხდება უსაფრთხოების მიზეზების საშუალებით.

სისტემის ზემოთ მოთავსებული საფართოებელი ჭურჭლის გათბობის სისტემასთან მიერთების სქემები როგორც ღია, ასევე დახურული საფართოებელი ჭურჭლისათვის ნაჩვენებია 48-ე ნახაზზე.

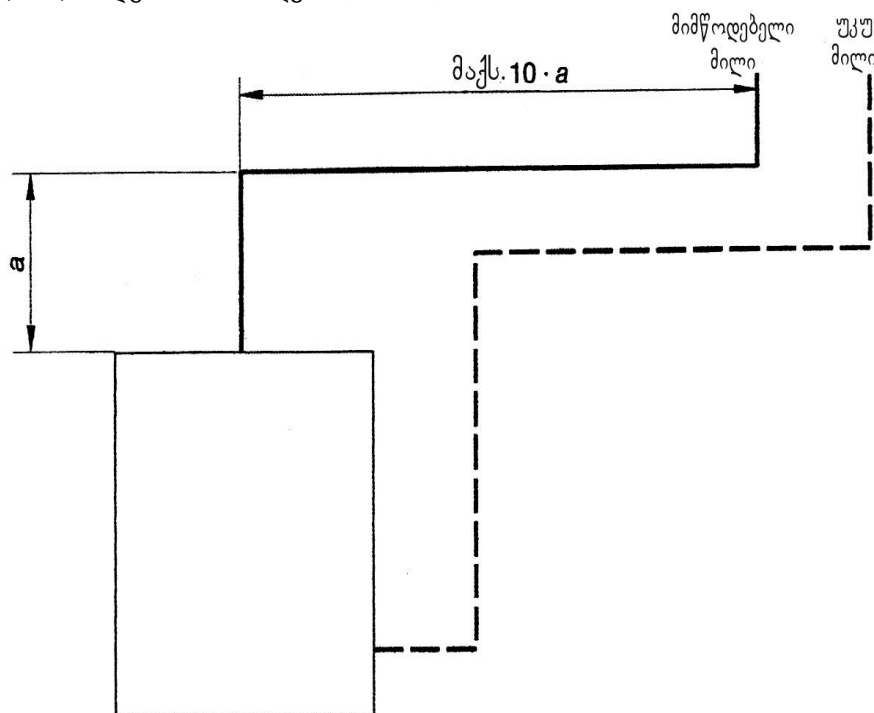
უსაფრთხოების მიმწოდებელი და უკუმილსადენების დიამეტრები დამოკიდებულია სისტემის საანგარიშო თბური დატვირთვის სიდიდეზე და DIN 4751-ის თანახმად, წარმოდგენილია ცხრილში 12.

ცხრილი №12

მიმწოდებელი და უკუ დამცავი მილსადენების დიამეტრები DIN 4751-ის მიხედვით

მილის დიამეტრი	მიმწოდებელი	უკუ-
	ნომინალური (საანგარიშო) თბური დატვირთვა, კვტ	
25	50-მდე	100-მდე
32	50-150	100-350
40	150-350	350-600
50	350-600	600-1200
65	600-1200	1200-3000
80	1200-2000	3000-5000

როგორც ნახაზებიდან ჩანს, საფართოებელი ჭურჭელი უშუალოდ ქვების ვერტიკალურ სიბრტყეშია განლაგებული. საფართოებელი ჭურჭლის ქვების ღერძიდან ჰორიზონტალური მიმართულებით გადაადგილების შემთხვევაში, მანძილი ქვების ღერძსა და საფართოებელი ჭურჭლის ღერძს შორის, ქვაბიდან მიმწოდებელ მაგისტრალამდე, ვერტიკალური მანძილის ათმაგი (10 a) ოდენობით აიღება (ნახ. 49).



ნახ. 49. საფართოებელი ჭურჭლის ქვების ღერძიდან შესაძლო გადაადგილების სქემა

საფართოებელი ჭურჭლის სწორად შერჩევა და მისი გათბობის სისტემაში სწორი ჩართვა განაპირობებს სისტემის ჰიდრავლიკური რეჟიმის მდგრადობას და უზრუნველყოფს მის უსაფრთხო მუშაობას.

6. გათბობის სისტემების ჰიდრავლიკური გაანგარიშება

ჰიდრავლიკური გაანგარიშება, მარეგულირებელი არმატურის გამოყენების და მათი სწორად დაყენების გარდა, გათბობის სისტემის ეფექტური მუშაობის გარანტიას იძლევა.

გათბობის სისტემების ეფექტური მუშაობის ძირითადი საკითხებია:

- სათბობ ხელსაწყოებში იმ რაოდენობის თბოშემცველის მიწოდება, რომელიც გარე ჰაერის ტემპერატურის ცვლილებისას სათავსში ნორმებით გათვალისწინებულ ტემპერატურას უზრუნველყოფს;
- საექსპლუატაციო ხარჯების მინიმიზაცია, მათ შორის, ენერგეტიკულისა, რომელიც გათბობის სისტემის ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობის გადასალახად იხარჯება;
- გათბობის სისტემის მოსაწყობად საჭირო კაპიტალური ხარჯების მინიმიზაცია, რომელიც ძირითადად შერჩეული მილსადენის დიამეტრებით განისაზღვრება;
- გათბობის სისტემის უხმაურო, საიმედო და სტაბილური მუშაობა.

იმისათვის, რომ შერჩეულმა გათბობის სისტემამ ჩამოთვლილი მოთხოვნები უზრუნველყოს, საჭიროა ჰიდრავლიკური გაანგარიშების დროს შემდეგი საკითხების გადაწყვეტა:

1. გათბობის სისტემის ცალკეულ მონაკვეთებზე (უბნებზე) მილსადენის დიამეტრების განსაზღვრა თბოშემცველის ეკონომიკურად მიზანშეწონილი სიჩქარეების მიხედვით;
2. გათბობის სისტემის უბნებზე ჰიდრავლიკური წნევის გაანგარიშება;
3. გათბობის სისტემის არასტაციონარულ თბურ და ჰიდრავლიკურ რეჟიმებში მუშაობისას, დინამიკური ბალანსირების მიზნით, მარეგულირებელი არმატურის გამო-

ყენებით ხელსაწყოების პარალელური და სხვა შტოების შეკვრა (შეთანხმება);

4. გათბობის სისტემაში თბომემცველის ხარჯის და წნევის დანაკარგების განსაზღვრა.

ჰიდრავლიკური გაანგარიშება არის წყლით სათბობი სისტემების დაპროექტების ყველაზე რთული, შრომატევადი და მნიშვნელოვანი ეტაპი. ამ გაანგარიშების ჩატარებამდე საჭიროა შემდეგი სახის საანგარიშო-გრაფიკული სამუშაოების შესრულება:

გასათბობი სათავსების თბური ბალანსის განსაზღვრა;

სათბობი ხელსაწყოების შერჩევა, მათი გაანგარიშება და შენობის გეგმებზე გასათბობ სათავსებში განლაგება;

- გათბობის სისტემის კონსტრუირება – თბური წყაროს (ქვების) განლაგება, მაგისტრალური მილსადენების და ხელსაწყოების შტოების გაყვანა, ჩამკეტ-მარეგულირებელი და დამცავი მოწყობილობის შერჩევა და განლაგება;
- გათბობის სისტემის აქსონომეტრიული სქემის გამოხატვა საანგარიშო უბნების ნომრების, თბური დატვირთვების და სიგრძეების ჩვენებით;
- მთავარი საცირკულაციო რგოლის განსაზღვრა (მთავარი საცირკულაციო რგოლი წარმოადგენს მილსადენის მიმდევრობით შეერთებულ ჩაკეტილ კონტურს, გათბობის ქვებიდან ყველაზე შორს მდებარე სათბობ ხელსაწყომდე და უკან, ამ ხელსაწყოდან ქვამდე).

საანგარიშო უბანი (ან მოკლედ უბანი) ეწოდება მონაკვეთს, რომლის სიგრძეზეც მილსადენის დიამეტრი და ხარჯი არ იცვლება (მუდმივია). აქსონომეტრიულ სქემაზე ყველა სათბობ ხელსაწყოს ვაწერთ მის თბურ დატვირთვას, ამის შემდეგ კი ვახდენთ საცირკულაციო რგოლის უბნების დანომრვას. დანომრვას ვიწყებთ ქვებიდან. უბნები აღინიშნება არაბული

ციფრებით (1, 2, 3...). თითოეულ უბანზე ვაწერთ უბნის სიგრძეს (მნიშვნელში) და თბურ დატვირთვას (მრიცხველში).

უბნის თბური დატვირთვა იმ თბური ნაკადის ტოლია, რომელიც უნდა გადასცეს (მიმწოდებელ მაგისტრალზე) ან უკვე გადასცა (უკუმაგისტრალზე) თბომემცველმა, რომელიც ამ უბანზე გადაადგილდება.

გვეცოდინება რა უბნის თბური დატვირთვა, განვსაზღვრავთ თბომემცველის ხარჯს მოცემულ უბანზე:

$$G_{\text{უბ}} = \frac{3,6Q_{\text{უბ}}}{C(t_{\text{ცხ}} - t_{\text{ცივ}})} = \frac{0,86Q_{\text{უბ}}}{t_{\text{ცხ}} - t_{\text{ცივ}}}, \quad (72)$$

სადაც $C = 4,2$ კჯ/კგ °C არის წყლის ხვედრითი სითბოტევადობა; $t_{\text{ცხ}}$ - გათბობის სისტემაში ცხელი წყლის საანგარიშო ტემპერატურა, °C; $t_{\text{ცივ}}$ - ცივი წყლის საანგარიშო ტემპერატურა, °C.

7. გათბობის სისტემის უბნების დიამეტრების განსაზღვრა

გათბობის სისტემების სათბობ ხელსაწყოებში თბომემცველის განაწილების მიზნით გამოიყენება შავი და უჟანგავი ფოლადის, სპილენძის, სხვადასხვა მოდიფიკაციის პოლიეთილენის PE-x, პოლიპროპილენის PP, პოლიბუტილენის PB, მრავალშრიანი PE-Xc-Al-PE-X მილები და სხვ.

ძირითადი ტექნიკურ-ეკონომიკური მოთხოვნები, რომლებიც მილების დიამეტრების განსაზღვრის დროს უნდა გავითვალისწინოთ, შემდეგია:

- სისტემაში წყლის ცირკულაციის დროს ხახუნისა და ადგილობრივი წინააღმდეგობების გადასალახად საექსპლუატაციო ხარჯების მინიმიზაცია;

- მშენებლობის დროს მილსადენისა და მასზე დაყენებული ჩამკეტ-მარეგულირებელი არმატურის მოწყობაზე კაპიტალური დანახარჯების მინიმიზაცია.

პირველი მოთხოვნის დასაკმაყოფილებლად მილსადენის და მასზე დაყენებული არმატურის დიამეტრები უნდა იყოს იმ მინიმალური სიჩქარის უზრუნველყოფის ზღვრებში (0,2-0,25 მ/წმ), რომელიც საჭიროა ჰაერის ნაწილაკების გასაყვანად, რათა თავიდან იქნეს აცილებული საჰაერო საცობების წარმოქმნა.

თბოშემცველის მოძრაობის დაბალი სიჩქარეები იწვევს მილსადენის დიამეტრის გაზრდას, რაც, თავის მხრივ:

- ზრდის სისტემის ლითონტევადობას;
- ზრდის გათბობის სისტემის ღირებულებას;
- ზრდის სისტემაში თბოშემცველის რაოდენობას;
- ამცირებს სისტემის სწრაფქმედებას (იზრდება თბური ინერცია).

მინიმალური კაპიტალური დანახარჯების მისაღწევად საჭიროა მილსადენის დიამეტრები იყოს მცირე, ისე, რომ თბოშემცველის საანგარიშო ხარჯის დროს არ გამოიწვიოს გათბობის სისტემის მილსადენსა და არმატურაში ჰიდრავლიკური ხმაური, რომელიც წარმოიქმნება თბოშემცველის 0,6-1,5 მ/წმ სიჩქარით მოძრაობის დროს.

ამ გარემოებების გამო მილსადენის შერჩევის დროს უნდა ვისარგებლოთ თბოშემცველის მოძრაობის მიზანშეწონილი სიჩქარეების მნიშვნელობით. როგორც გათბობის სისტემების მშენებლობის და ექსპლუატაციის გამოცდილებები გვიჩვენებს, ეს სიჩქარეებია 0,3-0,7 მ/წმ. ამ დროს წნევის ხვედრითი დანაკარგები ხახუნზე ტოლია 45-280 პა/გრძ.მ - ფოლადის მილებისათვის.

პრაქტიკული გაანგარიშების დროს მილსადენში წყლის მოძრაობის სიჩქარე u და ხახუნზე წნევის ხვედრითი დანაკარგი

R უნდა ავიღოთ ნორმებიდან მათი საორიენტაციო მნიშვნელობების მიხედვით (ცხრილი 13).

ცხრილი №13

წყლის მოძრაობის სიჩქარის (v) და ხახუნზე წნევის დანაკარგების (R) მნიშვნელობები

მილსადენი	სიჩქარე v, მ/წმ	წინააღმდეგობა R, პა/მ
საცხოვრებელი შენობები რადიატორებთან და მილსადენზე	0,5-0,7	50-100
საცხოვრებელი შენობები მთავარი გამანაწილებელი მილსადენი სარდაფში	0,8-1,5	100-200
საწარმოო შენობები რადიატორებთან და გამანაწილებელ მილსადენზე	1,0-2,0	100-250

თუ ვიცით მილსადენში წყლის მოძრაობის სიჩქარე, ადვილად შეგვიძლია გამოვთვალოთ ამ მილის დიამეტრი ან ვისარგებლოთ ქვემოთ მოყვანილი ცხრილით 14. ცხრილი შედგენილია $\Delta t = 90-70^{\circ}\text{C} = 20^{\circ}\text{C}$ ტემპერატურული სხვაობის დროს, ანუ როდესაც

$$t_{\text{საშ}} = \frac{90 + 70}{20} = 80^{\circ}\text{C}.$$

თუ წყლის ტემპერატურული სხვაობა განსხვავდება საანგარიშო Δt -სგან, მაშინ თბური ნაკადის გადასათვლელად უნდა გამოვიყენოთ შესწორების ფაქტორი.

80,0°C -ის დროს $f = 1,0$

70,0°C -ის დროს $f = 0,994$

62,0°C -ის დროს $f = 0,989$

60,0°C -ის დროს $f = 0,988$

ცხრილი №14

წყლით სათბობი სისტემის მილსადენის შიგა დიამეტრები

მილის d, მმ	თბური ნაკადი Q, ვტ ს მ/წმ სიჩქარის დროს როდესაც $\Delta t=20^{\circ}\text{C}$ წყლის ხარჯი G, კგ/სთ										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
8	409 18	818 35	1223 53	1635 70	2044 88	2453 105	2861 123	3270 141	3679 158	4088 176	4496 193
10	639 27	1277 55	1916 82	2555 110	3193 137	3832 165	4471 192	5109 220	5748 247	6387 275	7025 302
12	920 40	1839 79	2759 119	3679 158	4598 198	5518 237	6438 277	7358 316	8277 356	9197 395	10117 435
15	1437 62	2874 124	4311 185	5748 247	7185 309	8622 371	10059 433	11496 494	12933 556	14370 618	15807 680
20	2555 110	5109 220	7664 330	10219 439	12774 549	15328 659	17883 769	20438 879	22992 989	25547 1099	28102 1208
25	3992 172	7983 343	11975 515	15967 687	19959 858	23950 1030	27942 1202	31934 1373	35926 1545	39917 1716	43909 1888
32	6540 281	13080 562	19620 844	26160 1125	32700 1406	39240 1687	45780 1969	52320 2250	58860 2531	65401 2812	71941 3093
40	10219 439	20438 879	30656 1318	40875 1758	51094 2197	61313 2636	71532 3076	81751 3515	91969 3955	102188 4394	112407 4834
50	15967 687	31934 1373	47901 2060	63868 2746	79835 3433	95802 4120	111768 4806	127735 5493	143702 6179	159669 6866	175636 7552
70	31295 1346	62590 2691	93885 4037	125181 5383	156476 6729	187771 8074	219066 9420	250361 10766	281656 12111	312952 13457	344247 14803
100	63868 2746	127735 5493	191603 8239	255471 10985	319338 13732	383206 16478	447074 19224	510941 21971	574809 24717	638677 27463	702544 30210

ცხრილი შედგენილია $t=80^{\circ}\text{C}$ წყლის სიმკვრივის მიხედვით $\rho=971,8 \text{ კგ/მ}^3$

მას შემდეგ, რაც გვეცოდინება მილის შიგა დიამეტრები, შეგვიძლია შევარჩიოთ სხვადასხვა მწარმოებლის მიერ გამოშვებული მილი. ამ მილებს აქვთ სხვადასხვა მექანიკური, ჰიდრავლიკური და საექსპლუატაციო მახასიათებლები, რომლებიც გავ-

ლენას ახდენენ გათბობის სისტემებში მიმდინარე ჰიდროდინამიკურ პროცესებსა და თბური ნაკადის სიდიდეებზე.

8. გათბობის სისტემის უბნებზე წნევის დანაკარგების განსაზღვრა

გათბობის სისტემის თბური გენერატორიდან (ქვაბიდან) სათბობ ხელსაწყოებამდე მიმდევრობით შეერთებული უბნების ერთობლიობა ქმნის საცირკულაციო რგოლებს, რომლებშიც მოძრაობს (ცირკულირებს) თბოშემცველი. ორმილოვან წყლით სათბობ სისტემებში საცირკულაციო რგოლების რაოდენობა ტოლია სათბობი ხელსაწყოების რაოდენობისა, ხოლო ერთმილოვან სისტემებში კი რგოლების რაოდენობა შტოების (ჰორიზონტალურ სისტემებში) ან დგარების (ვერტიკალურ სისტემებში) რაოდენობის ტოლია.

ჰიდრავლიკური გაანგარიშების შემდგომი ეტაპია გათბობის სისტემაში წნევის დანაკარგების განსაზღვრა, რომელიც წარმოადგენს მთავარი საცირკულაციო რგოლის ცალკეულ უბნებზე წნევის დანაკარგების ჯამს.

მილსადენში წნევის დანაკარგების სიდიდე იანგარიშება ჰიდრავლიკის კურსიდან კარგად ცნობილი დარსი-ვაისბახის ფორმულით, რომლის თანახმადაც მილსადენის ნებისმიერ უბანზე წნევის დანაკარგების სიდიდე ხახუნზე და ადგილობრივ წინააღმდეგობაზე წნევის დანაკარგების ჯამის ტოლია,

$$\Delta P = \Delta P_{\text{ხახუნ}} + \Delta P_{\text{ადგილობრივი}} = \frac{\rho U^2}{2} \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \xi \right), \quad (73)$$

სადაც $\Delta P_{\text{ხახუნ}}$ არის მილსადენის სიგრძეზე წყლის გადაადგილების დროს ხახუნით წარმოშობილი წნევის დანაკარგების სიდიდე, პა; $\Delta P_{\text{ადგილობრივი}}$ - მილსადენის უბანზე დაყენებული ადგილობრივი წინა-

აღმდეგობების (ფასონური ნაწილები, ჩამკეტ-მარეგულირებელი არმა-ტურა, გათბობის დანადგარები და ა.შ.) გადალახვაზე წარმოქმნილი წინააღმდეგობა, პა; ρ - გადასაადგილებელი თბოშემცველის სიმკვრივე, კგ/მ³; λ - ხახუნის უგანზომილებო კოეფიციენტი; d და l - გათბობის სისტემის უბნის დიამეტრი და სიგრძე, მ; U - მილსადენში წყლის მოძრაობის სიჩქარე მ/წმ; $\Sigma \xi$ - უბანზე დაყენებული ადგილობრივი წინააღმდეგობების ჯამი.

სიდიდე $\frac{\rho U^2}{2}$ არის წნევა, რომელიც იხარჯება მილსადენში წყლის მოძრაობის სიჩქარის შექმნაზე და მას **ჩქარული**, ანუ **დინამიკური წნევა** ეწოდება.

თუ (73) ფორმულაში აღვნიშნავთ

$$\Delta P_{\text{ბაბ}} = Rl = \lambda \frac{l}{d} U^2 \frac{\rho}{2} \quad (74)$$

და

$$\Delta P_{\text{ბაბ}} = Z = \Sigma \xi U^2 \frac{\rho}{2}, \quad (75)$$

მაშინ (73) ფორმულა მიიღებს მარტივ სახეს

$$\Delta P = Rl + Z. \quad (76)$$

Rl არის უბნის სიგრძეზე ხახუნზე, ხოლო Z - ადგილობრივ წინააღმდეგობებზე წნევის დანაკარგების სიდიდეები. R წარმოადგენს ხახუნზე წნევის ხვედრითი დანაკარგების სიდიდეს და იგი მილსადენის ერთ გრძივ მეტრზე ხახუნზე წნევის დანაკარგის სიდიდეა, პა/მ. Z არის წნევის დანაკარგების სიდიდე ნებისმიერი სახის ადგილობრივი წინააღმდეგობის გადალახვაზე, რომელიც ადგილობრივი წინააღმდეგობის უგანზომილებო კოეფიციენტ ξ -ის მიხედვით განისაზღვრება.

ხახუნზე წნევის ხვედრითი დანაკარგის სიდიდე R , რომელიც 1 გრძ.მ. მილის ჰიდრავლიკურ წინააღმდეგობას წარმოადგენს,

შენობის სახეობის და მილსადენში წყლის მოძრაობის სიჩქარეების მიხედვით აიღება 13 ცხრილიდან.

ξ ადგილობრივი წინააღმდეგობების უგანზომილებო კოეფიციენტი, რომელიც აღებული ადგილობრივი წინააღმდეგობის ინდივიდუალურ თავისებურებებს ითვალისწინებს, განისაზღვრება ლაბორატორიული ცდების საშუალებით. ამ ξ კოეფიციენტების საანგარიშო მნიშვნელობები ადგილობრივი წინააღმდეგობის სახეობის მიხედვით ნაჩვენებია ცხრილში 15

ცხრილი №15

ადგილობრივი წინააღმდეგობების კოეფიციენტები

ξaT ξbV ξ = 3																																																																																																																																						
	<table><tr><td>მუხლი</td><td colspan="3">მუხლი</td><td rowspan="3"></td><td colspan="4"><table><tr><td>DN</td><td>10;15</td><td>20</td><td>>32</td></tr><tr><td></td><td>2.0</td><td>1.5</td><td>1.0</td></tr></table></td><td></td><td></td></tr><tr><td>r/d</td><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>ξ=0,5 იხვეცებრა</td><td>1 გამოსვლა: ζ=(1 შესვლა: ζ=1</td></tr><tr><td>ξ</td><td>0.5</td><td>0.35</td><td>0.3</td><td>Winkel</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td colspan="5">გასასვლელი ვენტილი</td><td></td><td colspan="3">ირიბი ვენტილი</td></tr><tr><td>DN</td><td>10-15</td><td>20</td><td>25</td><td>32</td><td>40-100</td><td></td><td>DN</td><td>15</td><td>20</td><td>25-50</td></tr><tr><td>ξ</td><td>10.0</td><td>8.5</td><td>7.0</td><td>6.0</td><td>5.0</td><td></td><td>ξ</td><td>3.5</td><td>2.5</td><td>2.0</td></tr><tr><td></td><td colspan="5">კუთხის ვენტილი</td><td></td><td colspan="4">შიბერი</td></tr><tr><td>DN</td><td>15</td><td>20-50</td><td>32-50</td><td>100</td><td>200</td><td></td><td>DN</td><td>10-15</td><td>20-25</td><td>>32</td></tr><tr><td>ξ</td><td>4.0</td><td>2.0</td><td>3.5</td><td>4.0</td><td>5.0</td><td></td><td>ξ</td><td>1.0</td><td>0.5</td><td>0.3</td></tr><tr><td></td><td colspan="5">უწყვეტი და წიწვოვანი ვენტილი</td><td></td><td colspan="4">ჯამი</td></tr><tr><td></td><td>15</td><td>20-50</td><td>32-50</td><td>65-80</td><td>>100</td><td></td><td>DN</td><td>10-15</td><td>>20</td><td></td></tr><tr><td></td><td>2.0</td><td>1.5</td><td>1.0</td><td>0.7</td><td>0.6</td><td></td><td>ξ</td><td>1.5</td><td>1.0</td><td></td></tr></table>	მუხლი	მუხლი				<table><tr><td>DN</td><td>10;15</td><td>20</td><td>>32</td></tr><tr><td></td><td>2.0</td><td>1.5</td><td>1.0</td></tr></table>				DN	10;15	20	>32		2.0	1.5	1.0			r/d	1	2	3	ξ=0,5 იხვეცებრა	1 გამოსვლა: ζ=(1 შესვლა: ζ=1	ξ	0.5	0.35	0.3	Winkel							გასასვლელი ვენტილი						ირიბი ვენტილი			DN	10-15	20	25	32	40-100		DN	15	20	25-50	ξ	10.0	8.5	7.0	6.0	5.0		ξ	3.5	2.5	2.0		კუთხის ვენტილი						შიბერი				DN	15	20-50	32-50	100	200		DN	10-15	20-25	>32	ξ	4.0	2.0	3.5	4.0	5.0		ξ	1.0	0.5	0.3		უწყვეტი და წიწვოვანი ვენტილი						ჯამი					15	20-50	32-50	65-80	>100		DN	10-15	>20			2.0	1.5	1.0	0.7	0.6		ξ	1.5	1.0	
მუხლი	მუხლი				<table><tr><td>DN</td><td>10;15</td><td>20</td><td>>32</td></tr><tr><td></td><td>2.0</td><td>1.5</td><td>1.0</td></tr></table>				DN	10;15	20	>32		2.0	1.5	1.0																																																																																																																						
DN	10;15	20	>32																																																																																																																																			
	2.0	1.5	1.0																																																																																																																																			
r/d	1	2	3	ξ=0,5 იხვეცებრა	1 გამოსვლა: ζ=(1 შესვლა: ζ=1																																																																																																																																	
ξ	0.5	0.35	0.3	Winkel																																																																																																																																		
	გასასვლელი ვენტილი						ირიბი ვენტილი																																																																																																																															
DN	10-15	20	25	32	40-100		DN	15	20	25-50																																																																																																																												
ξ	10.0	8.5	7.0	6.0	5.0		ξ	3.5	2.5	2.0																																																																																																																												
	კუთხის ვენტილი						შიბერი																																																																																																																															
DN	15	20-50	32-50	100	200		DN	10-15	20-25	>32																																																																																																																												
ξ	4.0	2.0	3.5	4.0	5.0		ξ	1.0	0.5	0.3																																																																																																																												
	უწყვეტი და წიწვოვანი ვენტილი						ჯამი																																																																																																																															
	15	20-50	32-50	65-80	>100		DN	10-15	>20																																																																																																																													
	2.0	1.5	1.0	0.7	0.6		ξ	1.5	1.0																																																																																																																													

ჩამკეტი არმატურისგან განსხვავებით, მარეგულირებელი არმატურის (თერმოსტატ-ვენტილები, საბალანსო ვენტილები, ხაზოვანი მარეგულირებელი ვენტილები და ა.შ.) წინააღმდეგობა ან მათ გადასალახავად წნევის დანაკარგი განისაზღვრება არა ადგილობრივი წინააღმდეგობის კოეფიციენტების მიხედვით,

არამედ ამ არმატურის გამტარობის უნარით და გამოითვლება ფორმულით:

$$\Delta P = \left(\frac{G}{K_v} \right)^2, \quad (77)$$

სადაც ΔP არის წნევის დანაკარგი განსახილველ არმატურაში, ბარ; G - ამ არმატურაში გამავალი თბოშემცველის რაოდენობა, მ³/სთ; K_v - არმატურის პირობითი გამტარუნარიანობა, მ³/სთ. თითოეული ტიპის მარეგულირებელი არმატურისათვის გამტარუნარიანობის კოეფიციენტი K_v -ის მნიშვნელობები არმატურის სახის მიხედვით მოცემულია მათ საპასპორტო მონაცემებში.

ჰიდრავლიკური გაანგარიშების ჩატარების დროს დადგენილი უნდა იქნეს:

- არმატურაში გამავალი თბოშემცველის ხარჯი, მ³/სთ;
- არმატურაში წნევის კარგვის სიდიდე;
- გათბობის ვერტიკალური სისტემის დგარებში ან ჰორიზონტალური სისტემის შტოებში საანგარიშო (საჭირო) წნევათა სხვაობა;
- ცხელწყალმომარაგების სისტემაში (თერმოსტატული საბალანსო სარქველისათვის)

წყლის საანგარიშო (საჭირო) ტემპერატურა.

გათბობის სისტემაში მოწყობილი დანადგარებისათვის, როგორცაა ქვაბები, რადიატორები და ა.შ., წნევის დანაკარგები ამ დანადგარების საპასპორტო მონაცემების მიხედვით აიღება. რადიატორებისათვის მათში წნევის დანაკარგის სიდიდე 2,5 ბარის ტოლი აიღება.

ხახუნსა და ყველა სახის ადგილობრივ წინააღმდეგობაზე წნევის დანაკარგების საფუძველზე, განისაზღვრება წნევის დანაკარგების საანგარიშო მნიშვნელობა გათბობის სისტემაში:

$$\Delta P_{\text{სისტ}}^{\text{საანგ}} = Rl + Z + \Delta P_{\text{არმ}}. \quad (78)$$

წნევის დანაკარგების ამ საანგარიშო სიდიდის მიხედვით ხდება საცირკულაციო ტუმბოს შერჩევა.

ჰიდრავლიკური გაანგარიშების შედეგები შეგვაქვს სპეციალური ფორმის ცხრილში.

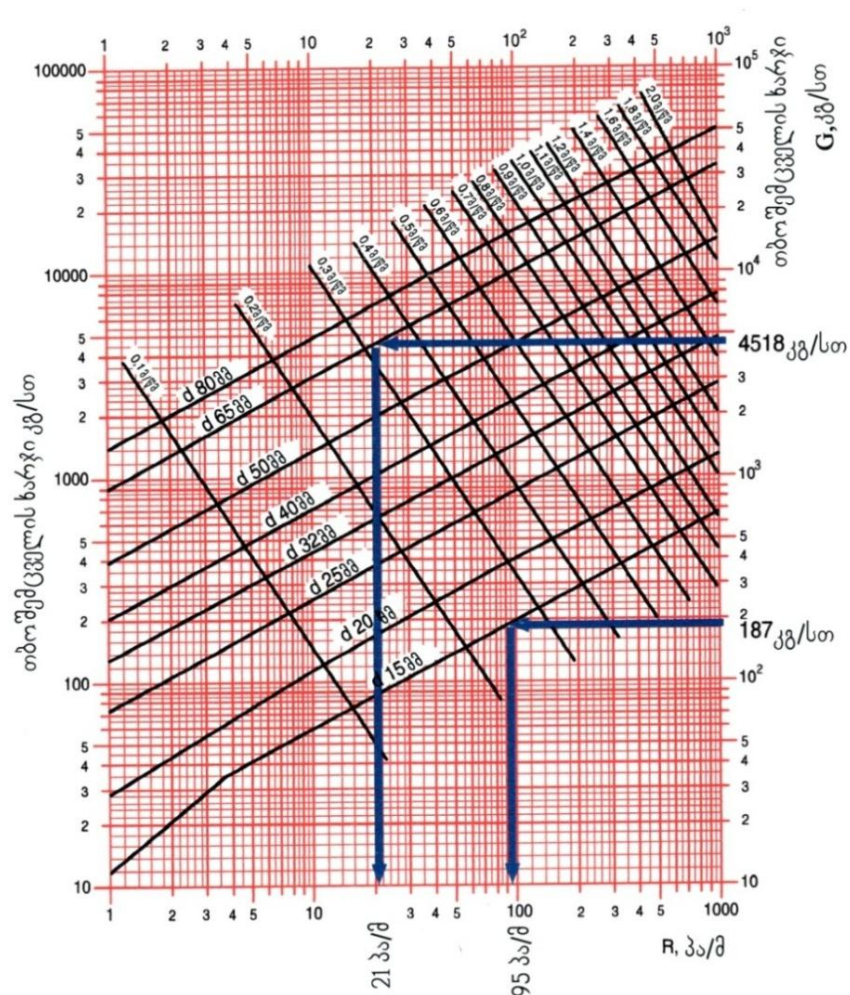
ცხრილი №16

ჰიდრავლიკური გაანგარიშების შედეგები

უბ- ნის №	უბნის სიგრ- ძე	დია- მე- ტრი	თბუ- რი და- ტვირ თვა	თბო- შემცვე- ლის ხარჯი	თბო- შემცვე- ლის სიჩქარე	ხახუ- ნზე წნე- ვის ხვ. დანა- კარგი	ადგ. წინააღ- მდეგო- ბების კოეფ. ჯამი	წნევის დანა- კარგი ადგ. წინააღ- მდე- გობ.	$R\ell + Z$	$\Delta P_{საანგ}$
	ℓ	d	Q	G	U	R	$\sum \xi$	Z	ΔP	
	მ	მმ	ვტ	კვ/სთ	მ/წმ	პა/მ		პა	პა	პა

მთავარი საცირკულაციო რგოლის (რომლის მიხედვითაც ვადგენთ გათბობის სისტემაში საანგარიშო წნევის სიდიდეს) შემდეგ ვანგარიშობთ ყველა დანარჩენ რგოლს, დგარების და შტოების გათვალისწინებით. ამ რგოლების ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობების მიხედვით ვაწარმოებთ მათ შეკვრას, ანუ ამ რგოლებში საანგარიშო ხარჯების და წნევის დანაკარგების საბოლოო გადაანგარიშებას, რის საფუძველზეც ხდება შემდგომ ცალკეული დგარებისა და შტოებისათვის საბალანსო მარეგულირებელი არმატურის შერჩევა.

ჰიდრავლიკური გაანგარიშების ჩატარების დროს ხახუნზე წნევის ხვედრითი დანაკარგის სიდიდე $R_{პა/მ}$, გარდა ცხრილისა, შეგვიძლია დავადგინოთ გრაფიკული მეთოდით. ასეთი გრაფიკი 0,2 მმ სისქის ხორკლიანობის ფოლადის მილებისათვის წარმოდგენილია 50-ე ნახაზზე, ხოლო მეტალპოლიმერის მილებისათვის კი, რომელთა ხორკლიანობა $K_{ხორ} = 0,007$ მმ (თითქმის ჰიდრავლიკურად გლუვი მილები) – 51-ე ნახაზზე.



ნახ. 50. გათბობის სისტემის ფოლადის მილსადენის ($K_{\text{ზოგ}} = 0,2 \text{ მმ}$)
ჰიდრავლიკური გაანგარიშების ნომოგრამა

ასეთი გრაფიკები შედგენილია ყველანაირი (ფოლადის, სპილენძის, პლასტმასის) მილებისათვის, რაც მნიშვნელოვნად ამარტივებს ხახუნზე წნევის დანაკარგების გამოთვლას.

მაგალითი 1. გათბობის სისტემის უბანზე თბომემცველის (წყლის) ხარჯი $G=4518 \text{ კგ/სთ}$. შევარჩიოთ მილის

დიამეტრი და განვსაზღვროთ ხახუნზე წნევის ხვედ-
რითი დანაკარგის სიდიდე [დავუშვათ მილში წყლის
მოძრაობის სიჩქარე $U=0,3$ მ/წმ].

ორდინატთა ღერძზე ვპოულობთ წყლის ხარჯს $G=4518$ კგ/სთ.
ამ წერტილიდან გავლებული ჰორიზონტალური ხაზის გა-
დაკვეთა $U=0,3$ მ/წმ მრუდთან გვაძლევს მილის დიამეტრს $d=65$
მმ; $G=4518$ კგ/სთ და $d=65$ მმ მრუდების გადაკვეთის
წერტილიდან ვავლებთ ვერტიკალურ ხაზს აბსცისათა ღერძის
გადაკვეთამდე, რომელსაც შეესაბამება ხახუნზე წნევის
ხვედრითი დანაკარგის სიდიდე $R=21$ პა/მ.

მაგალითი 2. მოვძებნოთ $G=154$ კგ/სთ თბომემცველის
გასატარებლად მეტალპოლიმერის მილის დიამეტრი და
ხახუნზე წნევის ხვედრითი დანაკარგის სიდიდე.

ვუშვებთ $U=0,2$ მ/წმ, მაშინ 51-ე ნახ-ის მიხედვით $d=20 \times 2$
მმ, ხოლო $R=47$ პა/მ.

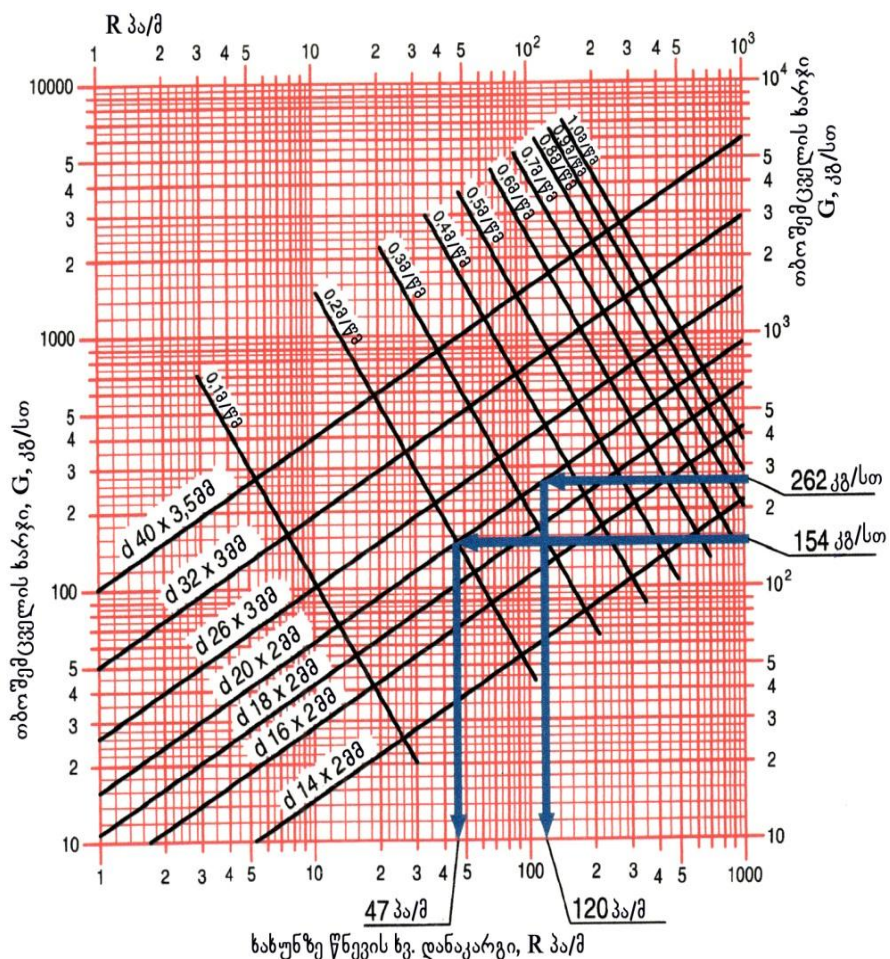
ჰიდრავლიკური გაანგარიშების ზემოთ განხილულ მეთოდს
ეწოდება ხახუნზე წნევის ხვედრითი დანაკარგის (R , პა/მ)
მეთოდი. ეს მეთოდი გამოიყენება მსოფლიოს მრავალ ქვეყანაში.
იგი პრაქტიკული გაანგარიშებისათვის მოსახერხებელია, ამ
გაანგარიშების შედეგები კი – საიმედო.

არსებობს კიდევ მეორე, წინაღობის მახასიათებლის მეთოდი,
რომელსაც საფუძვლად უდევს ზემოთ განხილული მეთოდის
ანალიზური დამოკიდებულებები.

წინაღობის მახასიათებლის მეთოდის თანახმად, ნებისმიერ
უბანზე წნევის დანაკარგები თბომემცველის ხარჯის კვადრატის
პირდაპირპროპორციულია

$$\Delta P = S G^2, \quad \text{პა} \quad (79)$$

სადაც G არის უბანზე თბომემცველის მასური ხარჯი, კგ/სთ; S -
უბნის ჰიდრავლიკური წინაღობის მახასიათებელი, პა/(კგ/სთ)².



ნახ. 51. გათბობის სისტემის მეტალპლასტმასის მილსადენის (K_{ხორკ}=0,07მმ) ჰიდრავლიკური გაანგარიშების ნომოგრამა

ფიზიკურად უბნის ჰიდრავლიკური წინაღობის მახასიათებელი წარმოადგენს ამ უბანზე წნევის დანაკარგებს თბოშემცველის ერთეული მასური ხარჯის დროს და გამოითვლება ფორმულით:

$$S = A\xi_{\text{დაყ}} = A \left(\lambda \frac{L}{d} + \Sigma \xi \right), \quad \text{პა} / \left(\frac{\text{კგ}}{\text{სთ}} \right)^2 \quad (80)$$

სადაც A არის ხვედრითი დინამიკური წნევა, $\text{პა}/(\text{კგ/სთ})^2$; $\xi_{\text{დაყ}}$ - უბანზე ადგილობრივი წინააღმდეგობების დაყვანილი კოეფიციენტი.

მოცემული დიამეტრის მილსადენის ხვედრითი დინამიკური წნევა სხვა არაფერია, თუ არა ის დინამიკური წნევა, რომელსაც ქმნის გამავალი თბოშემცველი, როდესაც მისი მასური ხარჯი 1 კგ/სთ-ის ტოლია და მისი მნიშვნელობა მილის მწარმოებლის მონაცემების არარსებობის შემთხვევაში გამოითვლება ფორმულით:

$$A = \frac{\rho \cdot U^2}{2 \cdot G^2} = \frac{1}{2 \cdot \rho \left(\frac{\pi d^2}{4} \cdot 3600 \right)^2} = \frac{6,2544}{\rho \cdot d^4} \cdot 10^{-8} \text{ პა } / (\text{კგ/სთ})^2 \quad (81)$$

უბანზე ადგილობრივი წინააღმდეგობების დაყვანილი კოეფიციენტი წარმოადგენს ამ უბნის ადგილობრივი წინააღმდეგობების კოეფიციენტების ($\Sigma \xi$) და $\left(\lambda \frac{1}{d} \right)$ სიდიდის ჯამს. სიდიდე $\left(\lambda \frac{1}{d} \right)$ ადგილობრივი წინააღმდეგობის კოეფიციენტია, რომელიც ითვალისწინებს ხახუნზე წნევის დანაკარგებს: $\xi_{\text{დაყ}} = \lambda \frac{1}{d} + \Sigma \xi$. (82)

ბოლო დროს პოლიმერული მასალებისგან დამზადებული მილსადენის ნაირსახეობის გამო (რომლებიც ხორკლიანობის მიხედვით თითქმის ერთნაირია) მწარმოებლები ძირითადად იძლევიან წნევის ხვედრითი დანაკარგის სიდიდეს $R(\text{პა/მ})$, რაც ამარტივებს გათბობის სისტემის უბნებზე წნევის დანაკარგების გამოთვლის მეთოდიკას (78),

$$\Delta P = \Delta P_{\text{ხახ}} + \Delta P_{\text{ადგ}} = \frac{\rho U^2}{2} \xi_{\text{დაყ}}, \quad (83)$$

რაც (78)-ს ეთანადება.

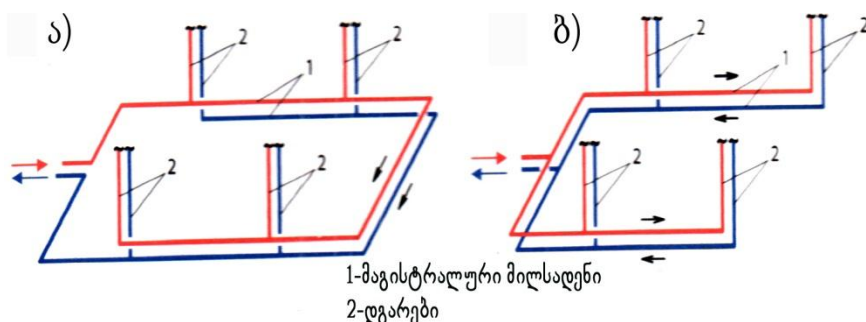
ამრიგად, მილსადენების ჰიდრავლიკური გაანგარიშების დროს, მილსადენის უბანზე წნევის დანაკარგების განსა-

ზღვრისათვის, წინასწარ ცნობილი დიამეტრის მიხედვით საჭიროა ვიცოდეთ:

- $\frac{1}{d}$ და A ან R - მილის მახასიათებლები;
- l - სისტემის საანგარიშო უბნის სიგრძე;
- $\Sigma \xi$ - უბნის კონფიგურაცია და ამ უბანზე დაყენებული ჩამკეტ-მარეგულირებელი არმატურისა და მოწყობილობის ადგილობრივი წინააღმდეგობების კოეფიციენტები.

9. გათბობის სისტემები წყლის შემხვედრი (ჩიხური) და თანამგზავრი მოძრაობით

გათბობის სისტემები მიმწოდებელი და უკუმაგისტრალების შენობებში განლაგების მიხედვით ორი სახისაა: **ჩიხური** და **თანამგზავრი**. ეს სქემები წარმოდგენილია 52-ე ნახაზზე.



ნახ. 52. წყლის ჩიხური (ა) და თანამგზავრი (ბ) გათბობის სისტემების პრინციპული სქემები

ჩიხურ სისტემებში მიმწოდებელ მაგისტრალში ცხელი წყალი, ხოლო უკუ-მაგისტრალში ცივი წყალი ერთმანეთის საწინააღმდეგოდ მოძრაობენ. ასეთ სისტემებში საცირკულაციო როლები სხვადასხვა სიგრძისაა. ქვაბიდან რაც უფრო შორსაა განლაგებული სათბობი ხელსაწყო, მით უფრო გრძელია ამ

ხელსაწყოს საცირკულაციო რგოლი და პირიქით, რაც უფრო ახლოა სათბობი ხელსაწყო ქვაბთან, მით მოკლეა ამ ხელსაწყოს საცირკულაციო რგოლი. ჩიხურ სისტემებში ქვაბთან ახლოს განლაგებული სათბობი ხელსაწყოები თბება უკეთესად, ვიდრე მისგან უფრო შორს განლაგებული ხელსაწყოები, რაც გამოწვეულია ამ სათბობი ხელსაწყოების საცირკულაციო რგოლების წნევის დანაკარგებით (წინააღმდეგობებით).

წყლის თანამგზავრი მოძრაობის მქონე სისტემებში ყველა საცირკულაციო რგოლს ერთი და იგივე სიგრძე აქვს, ამიტომ სათბობი ხელსაწყოები, მიუხედავად მათი განლაგებისა, თანაბრად თბება. წყლის თანამგზავრი მოძრაობის მქონე სისტემას, მისი ავტორის პატივსაცემად, **ტიხელმანის სქემა** ეწოდება. წყლის თანამგზავრი მოძრაობა გამოიყენება მხოლოდ ტუმბოვან სისტემებში. ამ სისტემებში ყველა დგარი და სათბობი ხელსაწყო იმყოფება თანაბარ მდგომარეობაში, რაც მნიშვნელოვნად აადვილებს გათბობის სისტემის დარეგულირებას. ასეთი სისტემების ექსპლუატაციის დროს გამორიცხულია მათი განრეგულირება.

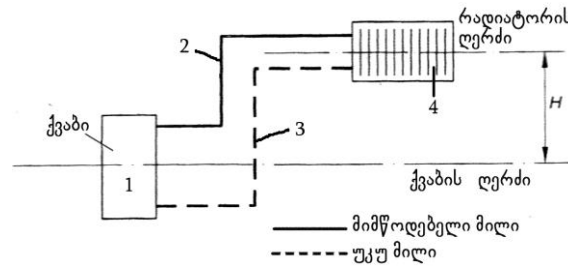
წყლის თანამგზავრი სისტემების ერთადერთი ნაკლია მილების უფრო დიდი ხარჯი ჩიხურ სისტემებთან შედარებით.

ეს სქემები ძირითადად გამოიყენება გათბობის მარტივ სისტემებში, საცხოვრებელ და საოფისე შენობებში, სასტუმროებში, ავტონომიური გათბობის სისტემის მქონე ბინებში. ამ სისტემის მოწყობის დროს ყველა საცირკულაციო რგოლს უნდა ჰქონდეს ერთი და იგივე სიგრძე.

თუ ერთი და იგივე სიგრძის და თბური დატვირთვის რგოლების უზრუნველყოფა არ ხერხდება, მაშინ შეიძლება სხვა სქემის არჩევა, მაგალითად, კოლექტორული გათბობის სისტემისა.

ტიხელმანის სქემით გათბობის სისტემის ჰიდრავლიკური გაანგარიშება მარტივი და ნაკლებად შრომატევადია.

10. ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემების გაანგარიშების თავისებურებები



ნახ. 53. ბუნებრივი ცირკულაციის (გრავიტაციული) წყლით
სათბობი სისტემის პრინციპული სქემა

1 - ქვაბი; 2,3 - მიმწოდებელი და უკუმილსადენები; 4 - სათბობი
ხელსაწყო

ბუნებრივი ანუ გრავიტაციული სისტემების (ნახ.53) გაანგარიშება წარმოებს ისევე, როგორც ტუმბოვანი წყლით სათბობი სისტემებისა. სხვაობა მხოლოდ საჭირო საცირკულაციო წნევის განსაზღვრაშია. ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემებში თბომემცველის მოძრაობა (ცირკულაცია) ბუნებრივი, ანუ გრავიტაციული საცირკულაციო წნევის ხარჯზე მიმდინარეობს, რომელიც გათბობის სისტემის მიმწოდებელ და უკუმილსადენში თბომემცველის სიმკვრივეთა სხვაობის ხარჯზე წარმოიქმნება. ამრიგად, ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის სიდიდე განისაზღვრება ქვაბის ღერძსა და განსახილველ სათბობ ხელსაწყოს შორის ვერტიკალური მანძილით (H), მიმწოდებელ და უკუმილში თბომემცველის ტემპერატურათა სხვაობით:

$$\Delta P_{\text{ბუნ}} = Hg(\rho_{\text{ცივ}} - \rho_{\text{ცხ}}). \quad (84)$$

ბუნებრივი საჭირო წნევა სისტემის 1 მ სიმაღლეზე იქნება

$$H = g(\rho_{\text{ცივ}} - \rho_{\text{ცხ}}). \quad (85)$$

ამ ფორმულით გამოთვლილი ბუნებრივი (გრავიტაციული) საცირკულაციო წნევის სიდიდეები მოცემულია ცხრილში 17.

ბუნებრივი საცირკულაციო წნევები

ცივი წყლის ტემპერატურა, $t_{\text{ცივ}}^{\circ}\text{C}$	ცხელი წყლის ტემპერატურა, $t_{\text{ცხ}}^{\circ}\text{C}$		
	70	80	90
40	143	201	265
50	106	159	223
60	53	112	176
70	–	59	122

უნდა აღინიშნოს, რომ ბუნებრივი საცირკულაციო წნევების ასეთი დაბალი მნიშვნელობების გამო ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემებში მილსადენის დიამეტრი გამოდის დიდი ზომისა.

ისევე, როგორც იძულებითი ცირკულაციის სისტემებში, საჭიროა გამოვავლინოთ ყველაზე არახელსაყრელ მდგომარეობაში მყოფი სათბობი ხელსაწყოს საცირკულაციო რგოლი. ასეთი ხელსაწყოა ქვაბთან ვერტიკალურად ყველაზე ახლოს მდებარე, ხოლო ჰორიზონტალურად - ყველაზე შორს მდებარე სათბობი ხელსაწყო. ჰიდრავლიკური გაანგარიშების დაწყებამდე საჭიროა გამოვთვალოთ ხახუნზე წნევის ხვედრითი დანაკარგის სიდიდე:

$$R = \frac{0,5\Delta P_{\text{ბუნ}}}{l}, \quad (86)$$

რაც იმას ნიშნავს, რომ ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის 50% იხარჯება ხახუნზე, ხოლო დანარჩენი 50% კი - ადგილობრივი წინააღმდეგობების გადალახვაზე.

გაანგარიშების დროს უნდა განისაზღვროს წნევის დანაკარგები მილსადენის სიგრძეზე Rl და ადგილობრივი წინააღმდეგობების (ფასონური ნაწილები, ჩამკეტ-მარეგულირებელი არმატურა, მოწყობილობა და ა.შ.) გადალახვაზე Z . გაანგარიშების შედეგად უნდა დაკმაყოფილდეს პირობა

$$Rl + Z \leq \Delta P_{\text{ბუნ}}. \quad (87)$$

წინააღმდეგ შემთხვევაში საჭიროა ქსელის გადაანგარიშება, ვიდრე (87) პირობა არ დაკმაყოფილდება.

უნდა აღინიშნოს – ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემებში ჩამკეტ-მარეგულირებელი არმატურა ისე უნდა შევარჩიოთ, რომ მათ მაღალი გამტარობის უნარი K_V ჰქონდეთ, რათა ნაკლები წნევა დაიხარჯოს მათ გადალახვაზე.

11. ცალმილოვანი წყლით სათბობი სისტემების თავისებურებები

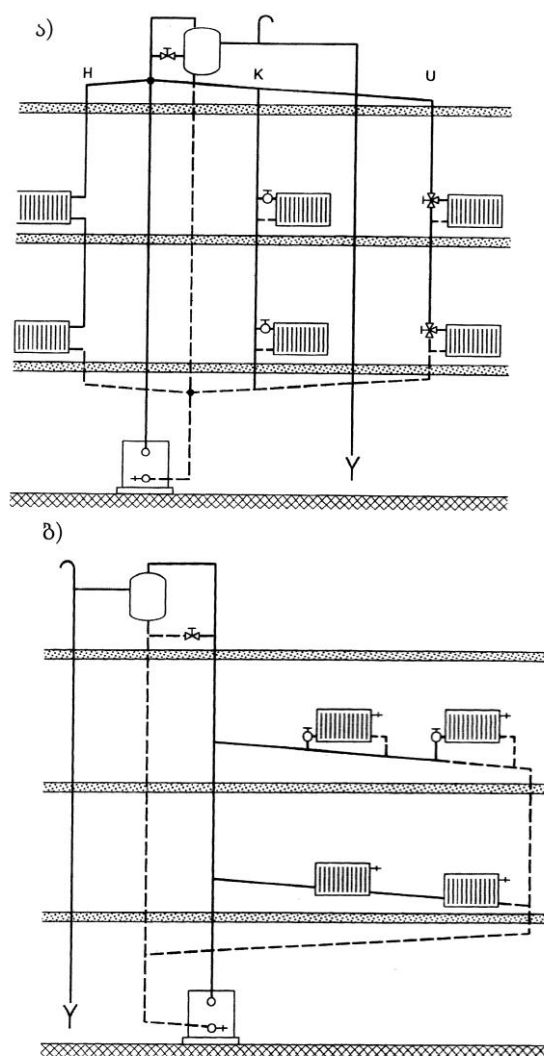
ცალმილოვანი წყლით სათბობი სისტემები არის ვერტიკალური ან ჰორიზონტალური, ზღუდარებით (ჩამკეტი უბნებით) ან მათ გარეშე (გამდინარე) (ნახ.54).

ვერტიკალური სისტემები უმეტესად ზემო განაწილებით კეთდება. ცხელი წყალი სისტემაში ნაწილდება ზემოდან ქვემოთ დგარების საშუალებით, რომლებიც წყალს აწვდიან ცალკეულ სართულებზე განლაგებულ სათბობ ხელსაწყოებს.

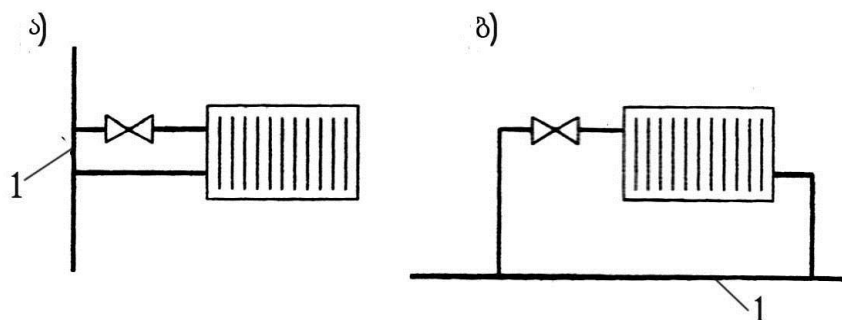
ჰორიზონტალურ სისტემებში წყალი ნაწილდება ჰორიზონტალურად, ცალკეულ სართულებზე გაყვანილი შტოებით, საიდანაც მიეწოდება ცალკეულ სათავსებში განლაგებულ სათბობ ხელსაწყოებს.

როგორც ვერტიკალური, ასევე ჰორიზონტალური სისტემები, უმეტესწილად, ჩამკეტი უბნებით კეთდება. ჩამკეტი უბნების გამოყენების დროს (ნახ.55) ყოველთვის წარმოიქმნება წყლის ნაკადების განაწილების პრობლემა. სათბობი ხელსაწყო და ჩამკეტი უბანი ერთდროულად (პარალელურად) დასარეგულირებელი წინააღმდეგობებია. ამიტომ, აქ სათბობ ხელსაწყოებთან ისეთი მარეგულირებელი ვენტილებია საჭირო, რომელთა საშუალებითაც ხდება რადიატორსა და ჩამკეტ უბანში, ტემპერატურული რეჟიმის მიხედვით, წყლის სათანადო განაწილება. ამ მიზნით გამოიყენება სამს-

ვლიანი თერმოსტატ-ვენტილი (დგარი U), რომლის საშუალებითაც ხდება თბოშემცველის ხარჯის დარეგულირება სათბობ ხელსაწყოსა და ჩამკეტ უბანში, ერთმილიანი თერმოსტატ-ვენტილი (დგარი K) ბაიპასით.



ნახ. 54. ერთმილიანი წყლით სათბობი ვერტიკალური (ა) და ჰორიზონტალური (ბ) სისტემების პრინციპული სქემები



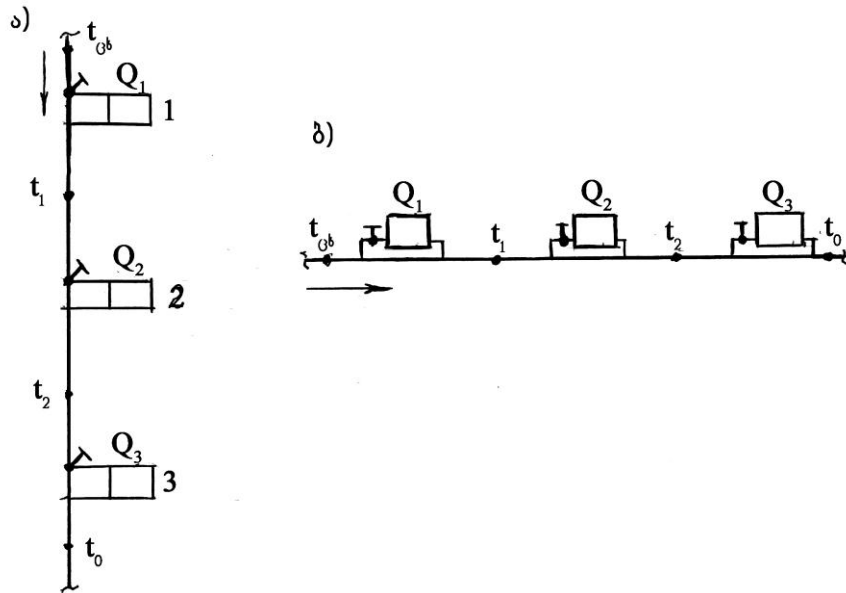
ნახ. 55. ჩამკეტუბნიან ვერტიკალურ (ა) და ჰორიზონტალურ (ბ) წყლით სათბობ სისტემებში სათბობი ხელსაწყოს მიერთების სქემები

ჰორიზონტალური ცალმილოვანი სისტემების გამოყენება დიდ მანძილზე შეზღუდულია მილსადენში წყლის მნიშვნელოვანი გაცივების გამო. ჰორიზონტალური სისტემების ცალკეული შტოების თბური დატვირთვა 12 კვტ-ს არ უნდა აღემატებოდეს.

ცალმილოვანი სისტემების გაანგარიშების დროს წყლის ხარჯი დგარში (ვერტიკალურ სისტემებში) ან ჰორიზონტალურ შტოში (ჰორიზონტალურ სისტემებში), როდესაც ცნობილია დგარზე ან შტოზე მიერთებული სათბობი ხელსაწყობების თბური დატვირთვები $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$, გამოითვლება ფორმულით:

$$G = \frac{Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n}{c(t_{\text{გბ}} - t_{\text{გოვ}})} = \frac{\sum Q_{\text{ხელ}}}{c\Delta t}, \quad (88)$$

ე.ი. წყლის ხარჯი პირდაპირპროპორციულია დგარზე (შტოზე) მიერთებული სათბობი ხელსაწყობების ჯამური თბური დატვირთვისა ($\sum Q$) და უკუპროპორციულია დგარში (შტოში) წყლის ტემპერატურული ვარდნილისა ($\Delta t = t_{\text{გბ}} - t_{\text{გოვ}}$). ცალმილოვან სისტემებში ყოველ მომდევნო ხელსაწყოში შედის უფრო ნაკლები ტემპერატურის წყალი, ვიდრე მის წინ მდებარე ხელსაწყოში. ცალმილოვანი სისტემის დგარის ან ჰორიზონტალური შტოს ნებისმიერ წერტილში წყლის ტემპერატურა მდებარეობს $t_{\text{გბ}}$ და $t_{\text{გოვ}}$ ტემპერატურას შორის.



ნახ. 56. ერთმილოვან დგარში (ა) და ჰორიზონტალურ შტოში (ბ) ტემპერატურების საანგარიშო სქემა

მაგალითად, ტემპერატურა 1 და 2 ხელსაწყოებს შორის, 56-ე ნახაზზე ნაჩვენებ სქემის შემთხვევაში იქნება

$$t_1 = t_{0b} - \Delta t_{\text{ხელ}1} = t_{0b} - \frac{Q_1}{cG_1} = t_{0b} - \frac{Q_1}{cG}.$$

ანალოგიურად,

$$t_2 = t_{0b} - \frac{Q_1 + Q_2}{cG_{\text{დგ}}}.$$

ზოგადად ნებისმიერ i -ურ უბანზე

$$t_i = t_{0b} - \frac{\sum Q_{\text{ხელ}i}}{cG_{\text{დგ}}}, \quad (89)$$

სადაც $\sum Q_{\text{ხელ}i}$ არის თბოშემცველის მოძრაობის მიმართულებით i -ურ უბანამდე განლაგებული სათბობი ხელსაწყოების თბური დატვირთვების ჯამი.

ცალმილოვან სისტემებში ხელსაწყოში წყლის ტემპერატურული ვარდნილი აიღება $\Delta t_{\text{ხელ}} = 10^{\circ}\text{C}$, რაც ასეთი სისტემების მოქმედების რადიუსს ზღუდავს.

12. მაღლივი შენობების გათბობა

შენობები სიმაღლის მიხედვით რამდენიმე ტიპად იყოფა. ესენია:

- ხუთ სართულამდე - მცირესართულიანი შენობები;
- 75 მ (25 სართული) სიმაღლის - მრავალსართულიანი შენობები;
- 75-150 მ - გაზრდილი სართულიანობის შენობები;
- 151-300 მ მაღლივი შენობები;
- 300 მ-ზე მაღალი შენობები.

მივიღოთ, რომ ყველა შენობა, რომლის სიმაღლეც აღემატება 75 მ-ს, არის მაღლივი.

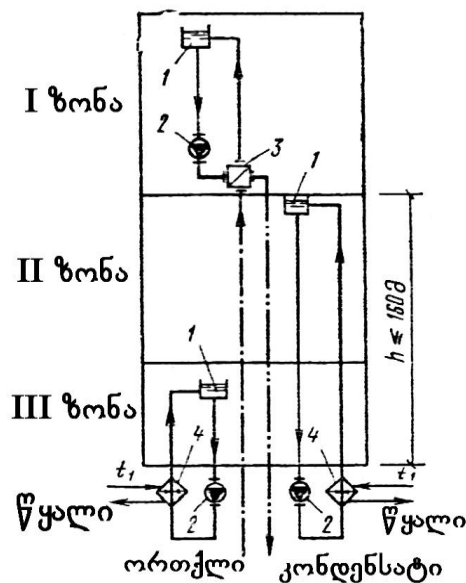
მაღლივ შენობებში შენობის ფუნქციურ-ტექნოლოგიური დანიშნულების მიხედვით ეწყობა გათბობის ყველა ის სისტემა, რომელიც უკვე განვიხილეთ.

მაღლივი შენობები, მათში გათბობის სისტემის მოწყობის თვალსაზრისით, სიმაღლის მიხედვით იყოფა ზონებად, რომლებსაც აქვთ ტექნიკური სართულები. ტექნიკურ სართულებზე განლაგებულია სხვადასხვა სახის საინჟინრო მოწყობილობები - ქვაბები, თბოგადამცემები, ტუმბოები, კონდიციონერები, ვენტილატორები და ა.შ.

ზონის სიმაღლე განისაზღვრება შენობის ქვემო ნაწილში განლაგებული სათბობ ხელსაწყოებსა და სხვა ელემენტებში დასაშვები ჰიდროსტატიკური წნევის მნიშვნელობით, ტექნიკურ

სართულებზე მოწყობილობისა და კომუნიკაციების განლაგების უზრუნველყოფის შესაძლებლობით.

როგორც წესი, საინჟინრო მოწყობილობების ზონა ემთხვევა სიმაღლეზე შენობის სახანძრო ნაკვეთურს. ტექნიკური სართულების ნაცვლად შეიძლება, აგრეთვე, სხვადასხვა სართულებზე საინჟინრო მოწყობილობების დასადგმელად ნებისმიერი ფართობის გამოყოფა.



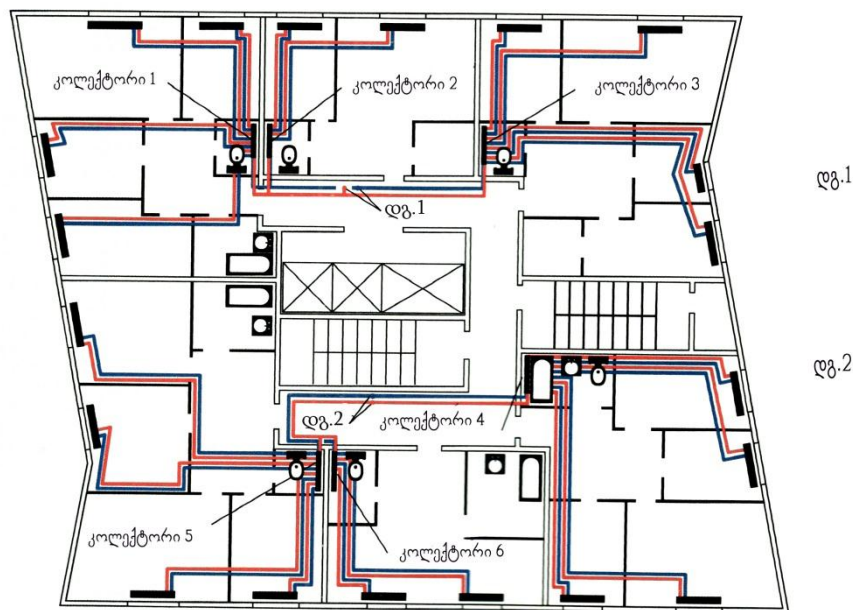
ნახ. 57. მაღლივი შენობის გათბობის პეინციპული სქემა

1 - საფართოებელი ჭურჭელი; 2 - საცირკულაციო ტუმბო; 3 - ორთქლ-წყლის თბოგადაცემი; 4 - წყალ-წყლის თბოგადაცემი

ზოგადად, მაღლივ შენობებში გათბობის სისტემის თვალსაზრისით შეიძლება მოეწყოს ორი ან სამი ზონა.

საქართველოში წარმოებული მშენებლობებისათვის ზონებად დაყოფა თითქმის საჭირო არ არის და ეს შენობები თითქმის ყველა ერთზონიანია, თუმცა არანაკლებ პრობლემურია ერთზონიანი მაღლივი შენობების გათბობა.

57-ე ნახაზზე ნაჩვენებია საბჭოთა პერიოდში მაღლივი შენობის მიღებული ზონალური გათბობის სისტემა, როგორც ცენტრალიზებული თბომომარაგების, ასევე ორთქლის ქვების გამოყენებით. ამ ნახაზზე შენობა დაყოფილია სამ ზონად, რომელთაგან პირველ ორ ზონას ემსახურება ცენტრალიზებული თბომომარაგება, „წყალ-წყლის“ ტიპის შუალედური თბოგადამცემის საშუალებით, ხოლო მესამე ზონა იკვებება ორთქლის ქვებიდან დაბალი წნევის ან ვაკუუმორთქლოვანი სისტემით. ამ შემთხვევაში გამოიყენება „ორთქლ-წყლის“ ტიპის შუალედური თბოგადამცემი.



ნახ. 58. მრავალსართულიან საცხოვრებელ სახლში ცალკეული ბინების გათბობის სისტემაში ჩართვის სქემები

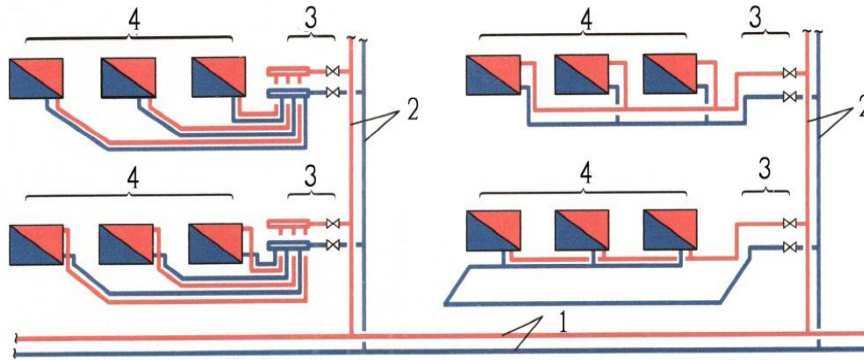
დღეისათვის ასეთი სისტემის მოწყობა არაეფექტურია. უმჯობესია გაკეთდეს სახურავის ავტონომიური საქვავე და განხორციელდეს ყველა ზონის ერთიანი წყლით თბომომარაგება.

რაც შეეხება ცალკეული ზონის ან ერთზონიანი მაღლივი შენობის უშუალოდ გათბობას, აქ დასაშვებია გათბობის ნებისმიერი სისტემის მოწყობა, მაგრამ უპირატესობა უნდა მიენიჭოს ჰორიზონტალური განაწილების სისტემას - ცალკეული სართულის ან ამ სართულზე განლაგებული მომხმარებლების გათბობის სისტემასთან მიერთებას. ასეთი სქემა განსაკუთრებით ეფექტურია მრავალსართულიანი საცხოვრებელი სახლებისათვის.

58-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ცალკეულ სართულზე განლაგებული მომხმარებლების გამანაწილებელ დგარებთან ინდივიდუალური მიერთება. როგორც ამ ნახაზიდან ჩანს, კიბის უჯრედში გაყვანილია ორი დგარი, ხოლო თითოეულ დგარზე ყველა ბინა ინდივიდუალური კვანძის საშუალებით მიერთებულია ამ დგარებთან. ასეთი სისტემის თბომომარაგება ხორციელდება ავტონომიური საქვებიდან, რომელიც შეიძლება შენობის ნებისმიერ ადგილზე განლაგდეს. უმჯობესია მისი შენობის სახურავზე განლაგება. ასეთი სისტემები ხასიათდება მაღალი ჰიდრავლიკური მდგრადობით, ეკონომიურობით და, რაც მთავარია, ეკოლოგიური უსაფრთხოებით. ნამწვი პროდუქტები სახურავზე განლაგებული საქვებიდან საკვამლე მილის საშუალებით გარემოში გაიყვანება.

ცალკეული მომხმარებლების გათბობის სისტემის და მათი გამანაწილებელ მაგისტრალებთან მიერთების სქემები ნაჩვენებია 59-ე ნახაზზე.

ცალკეული მომხმარებლის გათბობის სისტემა შეიძლება გაკეთდეს როგორც ჩიხური, ასევე თანამგზავრი მოძრაობით, ხოლო მისი მიერთება საერთო სისტემასთან უნდა მოხდეს მიერთების სპეციალური კვანძის მეშვეობით, რომელშიც მოთავსებულია ჩამკეტ-მარეგულირებელი, დამაბალანსებელი და დამცლელი არმატურა, აგრეთვე, ფილტრები და თბური ენერგიის მრიცხველები.



ნახ. 58 მრავალსართულიან საცხოვრებელ სახლში ცალკეული ბინების გათბობის სისტემაში ჩართვის სქემები

1 - მაგისტრალური მილსადენები; 2 - გამანაწილებელი დგარები; 3 - ბინის შემყვანის კვანძი; 4 - ბინის გაყვანილობა

ეს კვანძი განლაგებულია ბინის გარეთ, კიბის უჯრედში, რაც ცალკეულ მომხმარებელთან საექსპლუატაციო სამსახურის შეუფერხებელ დაშვებას უწყობს ხელს.

მრავალსართულიან შენობებში ცალკეულ სართულზე განლაგებულ მომხმარებლებთან შეიძლება მოეწყოს ავტონომიური თბური გენერატორი, მაგ., კედლის ქვაბი. მაგრამ ამ დროს შენობას უნდა გაუკეთდეს ერთი ან რამდენიმე საერთო საკვამლე მილი, რომელსაც მიუერთდება ცალკეული თბოგენერატორი. დაუშვებელია ცალკეული თბოგენერატორიდან ნაშვნი პროდუქტების ინდივიდუალური გაყვანა გარე კედლებში დატანებული საკვამლე მილებით.

V თავი.

ორთქლით ბათობა

თუ ღია ჭურჭელში ატმოსფერული წნევის დროს წყალს გავაცხელებთ, მისი ტემპერატურა გაიზრდება მანამ, სანამ წყლის მთელი მასა არ ადუღდება. გაცხელების დროს ღია ზედაპირიდან წყალი ორთქლდება, დუღილის დროს კი წყლის ორთქლი წარმოიქმნება გამაცხელებელ (გახურების) ზედაპირზე და ნაწილობრივ - წყლის მთელ მოცულობაში. ამ დროს წყლის ტემპერატურა (განსახილველ შემთხვევაში 100°C-ის ფარგლებში) მუდმივია, მიუხედავად იმისა, რომ ჭურჭელს გარედან სითბო უწყვეტად მიეწოდება. ეს მოვლენა იმით აიხსნება, რომ დუღილის დროს მიწოდებული სითბო იხარჯება წყლის ნაწილაკების დაყოფის (გახლეჩის) მუშაობაზე და მათგან ორთქლის წარმოქმნაზე.

თუ წყალს დახურულ ჭურჭელში გავაცხელებთ, მისი ტემპერატურა ასევე მოიმატებს, ვიდრე წყალი არ ადუღდება. ამ დროს გამოყოფილი ორთქლი ჭურჭლის ზემო ნაწილში წყლის ზედაპირზე გროვდება; მისი ტემპერატურა მდუღარე წყლის ტემპერატურის ტოლია. ასეთ ორთქლს ნაჯერი ეწოდება.

თუ ჭურჭლიდან ორთქლის გაყვანა არ ხდება, ხოლო გარედან სითბოს მიწოდება გრძელდება, ჭურჭლის მთელ მოცულობაში წნევა გაიზრდება. წნევის ზრდასთან ერთად გაიზრდება მდუღარე წყლის და მისგან წარმოქმნილი ორთქლის ტემპერატურა. ცდებით დადგენილია, რომ ნაჯერი ორთქლის ყოველ წნევას თავისი ტემპერატურა შეესაბამება, რომელიც წყლის დუღილის ტემპერატურის ტოლია. ამ დროს ორთქლს, აგრეთვე, აქვს თავისი ხვდრითი მოცულობა, რომელიც წნევის გაზრდისას მცირდება.

თუ ნაჯერ ორთქლს გავაცივებთ, იგი კონდენსირდება, ე.ი. გადაიქცევა წყლად. ამ დროს იგი გამაცივებელ სხეულს გადასცემს თავის ორთქლად ქცევის (ორთქლწარმოქმნის) სითბოს, ანუ იმ სითბოს, რომელიც მას აორთქლების პროცესში გადაეცა.

სწორედ ამ მოვლენასთან გვაქვს საქმე ორთქლით გათბობის სისტემაში, სადაც ნაჯერი ორთქლი მიეწოდება ორთქლის ქვაბიდან ან ორთქლის მაგისტრალიდან.

სათავისი ჰაერის ხარჯზე ორთქლი ცივდება და კონდენსირდება, ჰაერი კი თბება.

განხილული ნაჯერი ორთქლი მეტად არამდგრადია: წნევისა და ტემპერატურის უმნიშვნელო ცვლილებაც კი იწვევს ნაწილი ორთქლის კონდენსაციას ან პირიქით, ნაჯერ ორთქლში მყოფი წყლის წვეთების აორთქლებას. ნაჯერ ორთქლს, რომელიც წყლის წვეთებს არ შეიცავს, ეწოდება **მშრალი ნაჯერი ორთქლი**, ხოლო ნაჯერ ორთქლს წყლის წვეთებით - **ტენიანი ნაჯერი ორთქლი**.

ორთქლით გათბობის სისტემაში თბოშემცველად გამოიყენება ნაჯერი ორთქლი, რომლის ტემპერატურაც გარკვეულ წნევას შეესაბამება.

ორთქლით გათბობის სისტემები ფართოდ იყო გავრცელებული მე-19 ს-ის ბოლოს და მე-20 ს-ის 60-იან წლებამდე. ამჟამად ორთქლის სისტემების გამოყენება შეზღუდულია.

ორთქლის სისტემების დადებითი მხარეებია:

- სათბობი ხელსაწყოების ნაკლები თბოგადაცემის ფართობი და, შესაბამისად, დაბალი ფასი;
- მცირე ინერციულობა და სისტემის სწრაფი გახურება;
- თბოგადამცემებში თბოდანაკარგების არარსებობა.

უარყოფით მხარეებს მიეკუთვნება:

- შეუძლებელია სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის რეგულირება თბოშემცველის ტემპერატურის მიხედვით, ე.ი. შეუძლებელია თბოგაცემის ხარისხობრივი რეგულირება;
- თბოსადენების და სათბობი ხელსაწყოების მუდმივად მაღალი ტემპერატურა ($>100^{\circ}\text{C}$), რაც გვადიშვებს ვაწარმოთ ორთქლის წყვეტილი მიწოდება, ეს კი სათავსის ჰაერის ტემპერატურის რხევას იწვევს და ამით თბური კომფორტის დონეს ამცირებს;
- იზრდება გაუმთბარ სათავსებში გაყვანილი ორთქლ-სადენებიდან უსარგებლო სითბოს კარგვა;
- გათბობის სისტემების მოქმედებისას ხმაური, განსაკუთრებით, სისტემის ამოქმედების დასაწყისში;
- თბოსადენების მუშაობის მცირე ხანგრძლივობა, რაც გამოწვეულია სისტემის პერიოდული მოქმედების პირობებში. მისი გამორთვის დროს სისტემა ივსება ჰაერით, რაც თბოსადენების შიგა ზედაპირების კოროზიას აძლიერებს,

ამ უარყოფითი თვისებების გამო ორთქლის გათბობა დაუშვებელია საცხოვრებელ, საზოგადოებრივ და ადმინისტრაციულ შენობებში, აგრეთვე, იმ საწარმოო სათავსებში, რომელთაც ჰაერის სისუფთავის მიმართ გაზრდილი მოთხოვნები წაეყენებათ. ორთქლით გათბობა გამოიყენება საწარმოს იმ სათავსებში, სადაც არ გამოიყოფა მტვერი, მომწამვლელი ნივთიერებები ან დიდი რაოდენობით ტენი. უნდა აღინიშნოს, რომ შენობის რეკონსტრუქციის დროს თუ არსებობს ორთქლის გათბობა, ის უნდა შეიცვალოს წყლის გათბობით.

ორთქლის გათბობის სისტემების კლასიფიკაცია რამდენიმე ნიშნის მიხედვით ხდება:

- ორთქლის საწყისი წნევის მიხედვით - ვაკუუმორთქლოვანი, დაბალი წნევის და მაღალი წნევის;

- კონდენსატის ქვაბში დაბრუნების ხერხით - სისტემები კონდენსატის თვითდინებით დაბრუნებით (ჩაკეტილი) და კონდენსატის მკვებავი ტუმბოს საშუალებით დაბრუნებით (განართული). ამ შემთხვევაში კონდენსატი სპეციალურ საკონდენსაციო ავზში გროვდება, საიდანაც ის ქვაბში ტუმბოს საშუალებით მიეწოდება;
- მილსადენის გაყვანის კონსტრუქციული სქემის მიხედვით - ორთქლსადენის და კონდენსატსადენების ზემო, ქვემო და შუალედური გაყვანილობით.

ორთქლით გათბობის სისტემებში წნევების მიხედვით ნაჯერი ორთქლის პარამეტრები ნაჩვენებია ცხრილში 18.

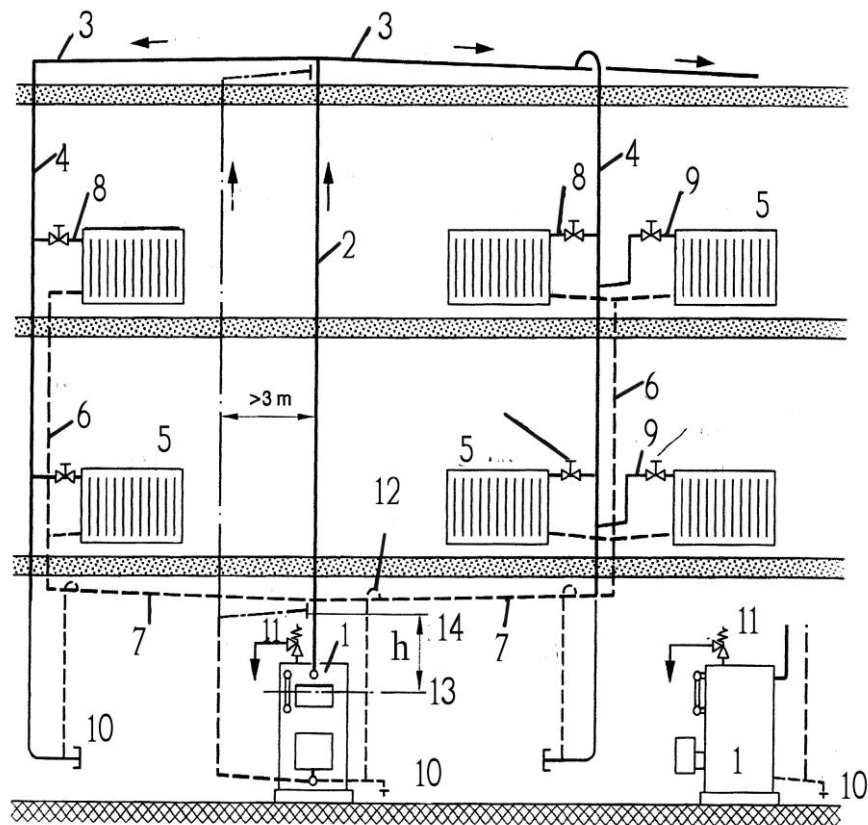
ცხრილი №18

ორთქლით გათბობის სისტემებში ნაჯერი ორთქლის პარამეტრები

სისტემა	აბსოლუტური წნევა		ტემპერატურა °C	კონდენსაციის ხვედრითი სითბო	
	მპა	კგ/სმ²		კჯ/კგ	კკალ/კგ
ვაკუუმ-ორთქლოვანი დაბალი წნევის	<0,1	<1	<100	>2260	>540
	0,1-0,17	1-1,7	100-115	2200-2220	540-530
მაღალი წნევის	0,17-0,27	1,7-2,7	115-130	2220-2175	530-520

როგორც უკვე აღვნიშნეთ, ორთქლის სისტემებში გამოიყენება წყლის ნაჯერი ორთქლი, თუმცა შესაძლებელია გადახურებული ორთქლის გამოყენებაც. ორთქლის სპეციალური გადახურება ეკონომიკურად გაუმართლებელია, რადგანაც ამ დროს დამატებით მიღებული სითბოს რაოდენობა გაცილებით მცირეა, ვიდრე ნაჯერი ორთქლის კონდენსაციის სითბო.

ორთქლით გათბობის სისტემის გაანგარიშების დროს ძირითადად იღებენ მშრალი ნაჯერი ორთქლის მაჩვენებლებს, რომლის წნევასაც ყოველთვის გარკვეული ტემპერატურა შეესაბამება.



ნახ. 60. ზემო განაწილების ორთქლის სათბობი სისტემა მშრალი კონდენსატით

1 - ორთქლის ქვაბი; 2 - ორთქლის მთავარი დგარი; 3 - ორთქლის გამანაწილებელი მაგისტრალი; 4 - ორთქლის გამანაწილებელი დგარი; 5 - სათბობი ხელსაწყო; 6 - კონდენსატის დგარი; 7 - კონდენსატის მაგისტრალი; 8 - მოკლე მიმყვანი; 9 - გრძელი მიმყვანი; 10 - დამცველი მილი; 11 - დამცავი სარქველი; 12 - ჰაერგამშვები; 13 - წყლის საშუალო დონე; 14 - წნევის დონის სიმაღლე

60-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ზედა განაწილების დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემა. ორთქლის ქვაბში (1) წარმოქმნილი ორთქლი მთავარი დგარის (2) საშუალებით, მიეწოდება სის-

ტემის ზემო ნაწილში გაყვანილ ორთქლის მაგისტრალს (3), საიდანაც ორთქლი ცალკეული ორთქლის დგარებით (4) მიეწოდება სხვადასხვა სართულზე განლაგებულ სათბობ ხელსაწყოებს (5). სათბობ ხელსაწყოებში ორთქლი კონდენსირდება და საკონდენსაციო დგარების (6) საშუალებით კონდენსატი ჩაედინება შემკრებ საკონდენსაციო მაგისტრალში (7), იქიდან კი - თვითდინებით - ქვაბში.

რადგანაც ჰაერი ორთქლზე მძიმეა, იგი ორთქლის წნევით სისტემიდან გამოიძევება და საკონდენსაციო მილით გროვდება სისტემის ქვედა ნაწილში, საიდანაც ატმოსფეროში გაიყვანება (12).

სისტემის გაშვების წინ მას ავსებენ წყლით I-I დონემდე. დუღილის ტემპერატურამდე წყლის გაცხელების შედეგად ქვაბში წარმოიქმნება ორთქლი. მისი წნევა განსაზღვრავს იმ სიმაღლეს (h), სადამდეც აიწევს წყალი სისტემაში და იგი სისტემაში ორთქლის საწყისი წნევის მაჩვენებელია.

თუ საწყის წნევად მიღებული გვაქვს $P_3 = 0,002$ მპა (0,2 კგ/სმ², ჭარბი), ბუნებრივია, წყლის სვეტის სიმაღლე იქნება $h = 2,0$ მ. წყლის სვეტის ეს სიმაღლე ქმნის იმ ჰიდროსტატიკურ წნევას, რომელიც ქვაბში ორთქლის წნევას აწონასწორებს.

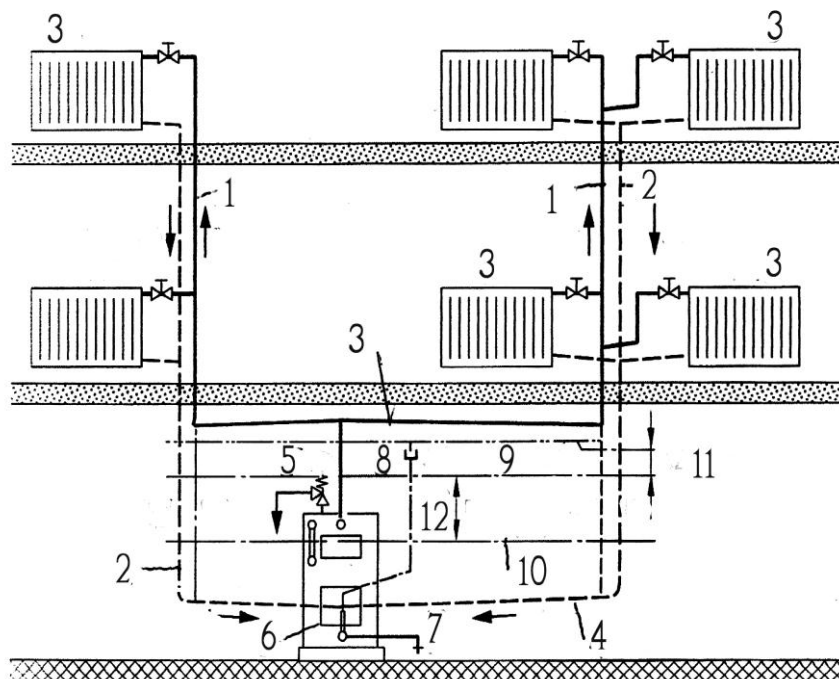
ორთქლის წნევის საანგარიშო სიდიდეზე მეტად გაზრდის შემთხვევაში, სისტემის დაცვის მიზნით, ქვაბზე დაყენებულია დამცავი სარქველი (11).

ორთქლი ქვაბიდან ორთქლსადენების საშუალებით ხვდება სათბობ ხელსაწყოებში. აქ ორთქლის წნევა ახლოსაა ატმოსფერული წნევის სიდიდესთან. სათბობ ხელსაწყოებში ორთქლის განაწილება ორთქლის ვენტილებით (8,9) რეგულირდება.

როგორც ზემოთ აღვნიშნეთ, ჰაერი სისტემიდან კონდენსატთან ერთად გადაადგილდება საკონდენსაციო მილში, ამიტომ ეს

მილი მთლიანად არ არის კონდენსატით შევსებული. ასეთ კონდენსატსადენებს **მშრალ კონდენსატსადენებს** უწოდებენ.

როდესაც კონდენსატი მთლიანად შევსებულია წყლით, სისტემას ეწოდება **ორთქლის სისტემა სველი კონდენსატსადენით**.

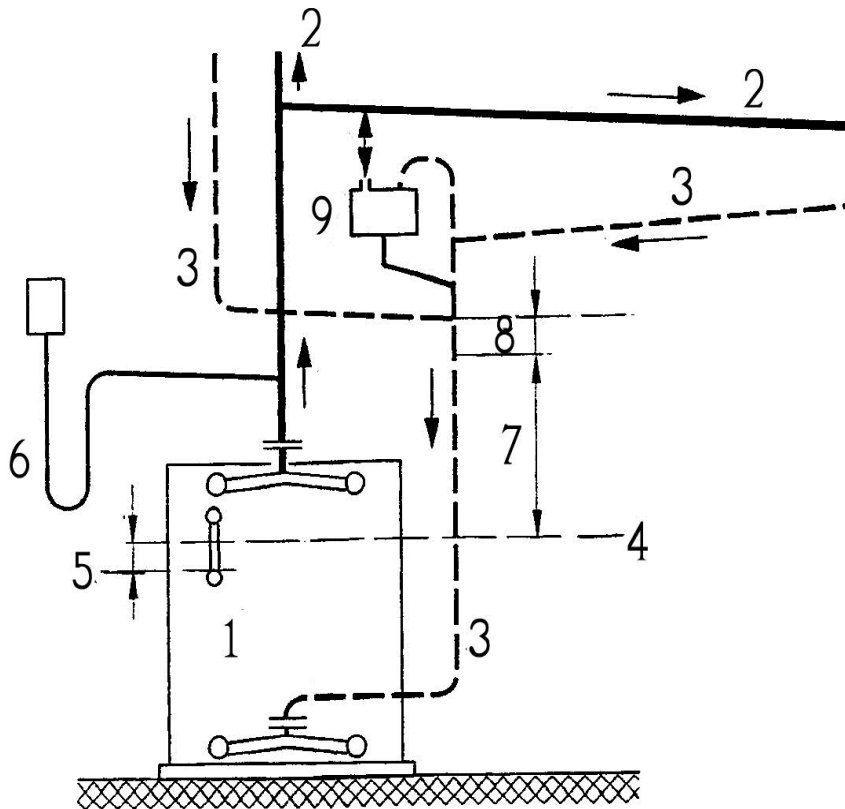


ნახ. 61. ქვემო განაწილების ორთქლის სათბობი სისტემა სველი კონდენსატსადენით

1 - ორთქლის დგარი; 2 - კონდენსატის დგარი; 3 - სათბობი ხელსაწყო; 4 - სველი კონდენსატსადენი; 5 - დამცავი სარქველი; 6 - ორქლის ქვაბი 7 - დამცველი მილი; 8 - ჰაერგამშვები; 9 - ჰაერის შემკრები მილი; 10 - წყლის საშუალო დონე; 11 - წნევის დამცავი სიმადლე; 12 - დაწნევის ზონის სიმადლე

61-ე ნახაზზე წარმოდგენილია ქვედა განაწილების ორმილოვანი ორთქლით სათბობი სისტემა, ჩიხური, სველი კონ-

დენსატსადენით. პირობითი აღნიშვნები და მოქმედების პრინციპი იგივეა, რაც წინა შემთხვევაში.



ნახ. 62. ორთქლის ქვაბთან მილსადენის მიერთების პრინციპულ-ტექნოლოგიური სქემა

1 - ორთქლის ქვაბი; 2 - ორთქლის გამანაწილებელი მილსადენი; 3 - კონდენსატსადენი; 4 - წყლის საშუალო დონე; 5 - წყლის მინიმალური დონე; 6 - დამცავი მილსადენი; 7 - მუშა წნევის სიმაღლე; 8 - წნევის მარაგი (აიღება მუშა წნევის 10%); 9 - ჰაერის გაყვანა

62-ე ნახაზზე ნაჩვენებია დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემის თბოგენერატორთან (ორთქლის ქვაბთან) თბოსადენებით მიერთების პრინციპულ-ტექნოლოგიური სქემა.

1. დაბალი წნევის ორთქლის სისტემების ჰიდრავლიკური გაანგარიშება

ორთქლის სისტემებიდან დღეისათვის უფრო მეტად დაბალი წნევის სისტემებია შემორჩენილი. დაბალი წნევის ორთქლის სისტემები კეთდება ჩაკეტილი სქემით და ეს სქემები წყლით გათბობის სქემების ანალოგიურია.

ორთქლის სისტემების გაანგარიშება წყლის სისტემების გაანგარიშების ანალოგიურია. ორთქლის სისტემებში ორთქლი მისი წნევის ხარჯზე გადაადგილდება. ეს წნევა განპირობებულია თბოშემცველის დასაშვები ტემპერატურით, სისტემის მოქმედების რადიუსით და სქემით, კონდენსატის ქვაბში დაბრუნების ხერხით. წნევის შერჩევა ხდება სათბობი ხელსაწყოების ნორმატული დასაშვები ტემპერატურის მიხედვით. ორთქლის სისტემებში მაქსიმალური ტემპერატურა არ უნდა აღემატებოდეს 130°C -ს და სწორედ ამ ტემპერატურით ხდება ორთქლის საბოლოო წნევის შერჩევა; საწყისი წნევა კი ჰიდრავლიკური გაანგარიშების საფუძველზე მიიღება, ხოლო წნევის დანაკარგი ორთქლსადენში საწყის და საბოლოო წნევებს შორის სხვაობაა.

ორთქლის სისტემაში, ისევე, როგორც წყლის სისტემაში, წნევის დანაკარგები ხახუნსა და ადგილობრივ წინააღმდეგობებზე გამოითვლება ფორმულით

$$\Delta P = \Sigma(Rl + Z), \quad (90)$$

სადაც ΔP არის წნევის კარგვა ორთქლის სისტემის თბოსადენებში, პა; R - წნევის ხვედრითი დანაკარგი ხახუნზე, პა/მ; l - უბნის სიგრძე, მ; Z - წნევის კარგვა ადგილობრივ წინააღმდეგობებზე, პა.

ორთქლის სისტემებში ორთქლსადენის და კონდენსატსადენის გაანგარიშება ცალ-ცალკე ხდება.

ცხრილი №19

დაბალი წნევის ორთქლის სისტემებში ხაზუნზე წნევის დანაკარგები,
როცა $P = 1,2$ ბარ.აბს; $t_g = 90^\circ C$

დიამ ეტრი დ მმ	t	10 12,25	15 15,75	20 21,25	25 27,00	32 35,75	40 41,25	50 51,5	60 64	65 70	80 82,5	100 100,5	125 125	150 150	200 204
R, პა/მ	Q კვტ, v მ/ცმ														
5	Q	–	–	–	2,62	5,65	8,35	15,2	27,4	35,0	54,5	92,7	166	271	615
	v	–	–	–	3	4	4	5	6	6	7	8	10	10	14
8	Q	–	–	1,76	3,43	7,37	10,9	19,9	35,7	45,4	70,6	120	215	350	790
	v	–	–	3	4	5	6	7	8	8	9	10	12	14	16
12	Q	–	0,98	2,24	4,30	9,25	13,6	24,9	44,7	56,7	88,4	150	269	435	981
	v	–	4	4	5	6	7	8	10	10	12	14	16	18	20
18	Q	0,63	1,24	2,81	5,42	11,6	17,1	31,0	55,8	70,9	110	187	334	541	1221
	v	4	4	6	7	8	9	10	12	12	14	16	20	22,5	25
24	Q	0,73	1,47	3,33	6,37	13,6	20,1	36,5	65,4	82,9	129	217	388	631	1419
	v	4	5	7	8	10	10	12	14	16	16	20	22,5	25	30
30	Q	0,83	1,65	3,77	7,21	15,3	22,7	41,2	73,3	93,6	145	245	438	710	1593
	v	5	6	7	9	10	12	14	16	180	20	22,5	25	30	35
40	Q	0,98	1,95	4,41	8,46	18,0	26,6	48,1	85,9	20	170	286	510	826	1837
	v	6	7	9	10	12	14	16	18	123	22,5	25	30	35	40
50	Q	1,11	2,22	4,99	9,57	20,5	30,0	54,3	97,0	22,5	191	322	574	930	2093
	v	7	8	10	12	14	16	18	20	136	25	27,5	35	35	45
60	Q	1,23	2,45	5,52	10,6	22,6	33,1	59,9	107	25	210	355	631	1026	2303
	v	7	9	10	12	16	18	20	22,5	158	27,5	30	35	40	50
80	Q	1,45	2,87	6,49	12,3	26,4	38,6	69,9	124	30	245	414	735	1186	–
	v	9	10	12	16	18	20	22,5	27,5	195	30	35	40	45	–
120	Q	1,83	3,61	8,12	15,5	32,8	47,9	86,9	155	35	303	510	909	–	–
	v	10	12	16	18	22,5	25	30	35	243	40	45	50	–	–
180	Q	2,8	4,50	10,1	19,3	40,8	59,6	108	192	45	376	–	–	–	–
	v	14	16	20	22,5	27,5	30	35	40	284	50	–	–	–	–
240	Q	2,66	5,26	11,7	22,4	47,4	69,4	126	222	50	–	–	–	–	–
	v	16	18	22,5	27,5	35	35	40	50	–	–	–	–	–	–
300	Q	3,00	5,93	13,4	25,2	53,5	78,1	141	–	–	–	–	–	–	–
	v	18	22,5	27,5	30	35	40	45	–	–	–	–	–	–	–

ცხრილში 19 მოცემულია დაბალი წნევის ორთქლით სათბობ სისტემებში ორთქლის წნევის ხაზუნზე ხვედრითი დანაკარგების სიდიდეები, როდესაც $P = 1,2$ ბარ.აბს, $t_g = 90^\circ C$ ფოლადის მილებისათვის.

ჰიდრავლიკური გაანგარიშების ჩატარებისას ორთქლის სიჩქარე მილსადენში 20 მ/წმ-ს არ უნდა აღემატებოდეს.

რაც შეეხება კონდენსატსადენებს, გაანგარიშება საჭირო არაა, სითბოს ხარჯის მიხედვით მათი დიამეტრები, როგორც მშრალი, ასევე სველი კონდენსატსადენებისათვის მოცემულია ცხრილში 20.

ცხრილი №20

ორთქლის სისტემების კონდენსატსადენების დიამეტრები (d) თბური დატვირთვების მიხედვით

დიამეტრი d	კონდენსატის წარმოქმნაზე დახარჯული სითბო Q, კვტ				
	ვერტიკალური	ჰორიზონტალური	ℓ<50	ℓ=50-100მ	ℓ>100 მ
15	4,5	7	32	21	10
20	17,5	25	81	52	29
25	32,5	49	145	93	46
32	79	115	315	200	100
40	120	180	435	290	133
50	250	370	750	510	250
(57)	365	550	1100	720	365
60	495	740	1450	990	500
65	580	870	1750	1220	580
(76)	700	1050	2150	1450	700
80	870	1300	2600	1750	870
(88)	1050	1570	3100	2100	1050
90	1280	1920	3600	2300	1280
100	1450	2150	4000	2800	1450

ცხრილი №21

სტანდარტული მილების (DIN 4750) საანგარიშო სიდიდეები

დიამეტრი d	ორთქლის მწარმოებლურობა	
	კვ/სთ	კვტ
32	...60	...41

40	61...100	42...64
50	101...200	65...133
65	201...500	134...325
80	501...1000	326...651
100	1001...1600	652...1093
125	1601...2800	1094...1861
150	2801...5000	1862...3256
175	5001...7500	3257...5117

2. მაღალი წნევის ორთქლის სისტემები

მაღალი წნევის ორთქლის სისტემებში წნევა 0,17 მპა (1,7 კგ/სმ) აბს-ზე მეტია. წნევის ზედა ზღვარი განისაზღვრება სისტემის ელემენტების და შეერთებების გამძლეობით (სიმტკიცით) და იგი 0,4 მპა (4 კგ/სმ²) აბს-ს არ უნდა აღემატებოდეს. ამ სისტემებში დასაშვებია ორთქლის მილსადენში გადაადგილების დროს წნევის მნიშვნელოვანი დანაკარგები და სათბობი ხელსაწყოების მაღალი ტემპერატურები. ამ გარემოების გამო მაღალი წნევის ორთქლის სისტემებში სათბობი ხელსაწყოების გახურების ფართობი და ორთქლსადენების დიამეტრები გაცილებით ნაკლებია, ვიდრე დაბალი წნევის ორთქლის სისტემებში.

მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემების ძირითადი ნაკლი სათბობი ხელსაწყოების ზედაპირების მაღალი ტემპერატურაა, რის გამოც სათბობ ხელსაწყოებზე დალექილი ორგანული მტვრის მიწვა და ხელსაწყოებთან შეხების დროს სიდამწვრეა მოსალოდნელი. ამიტომ ასეთი ხელსაწყოების გამოყენების დროს მიზანშეწონილია ისეთი ხელსაწყოების დაყენება, რომლებიც ადვილად იწმინდება მტვრისგან (გლუვი მილები, რადიატორები და სხვ.).

მაღალი წნევის ორთქლით გათბობის სისტემებში გამოიყენება გადახურებული ორთქლი, რაც სათბობ ხელსაწყოებში თბოგადაცემის პროცესს ართულებს, ხოლო სისტემას არარეგულირებადს ხდის.

ეს სისტემები ძირითადად განთული (ღია) სქემით ხორციელდება. ამ დროს კონდენსატი სპეციალურ საკონდენსაციო ავზში ჩაედინება, იქიდან კი კონდენსატის ტუმბოს მეშვეობით ქვას მიეწოდება.

მაღალი წნევის ორთქლის სისტემები შეიძლება გამოყენებულ იქნეს ისეთ სამრეწველო შენობებში, სადაც ორთქლი ძირითადად ტექნოლოგიური მიზნებისთვის გამოიყენება. სამოქალაქო მშენებლობაში მაღალი წნევის ორთქლის სისტემების გამოყენება აკრძალულია.

3. ვაკუუმ-ორთქლოვანი გათბობის სისტემები

ვაკუუმ-ორთქლოვანია გათბობის ისეთი სისტემა, რომელშიც ორთქლის წნევა $0,1 \text{ მპა}$ (1 კგ/სმ^2) აბს-ზე ნაკლებია. ეს წნევა ვაკუუმ-ორთქლოვან სისტემაში იხარჯება მხოლოდ სათბობ ხელსაწყომდე წინააღმდეგობის გადასალახად. ორთქლის შემდგომი მოძრაობა სათბობ ხელსაწყოებში და ორთქლ-კონდენსატის ნარევის (ან კონდენსატის) მოძრაობა კონდენსატსადენებში ვაკუუმტუმბოს მიერ შექმნილი ვაკუუმის ხარჯზე ხორციელდება. ეს გარემოება იძლევა კონდენსატსადენების ვაკუუმტუმბოს უფრო დაბლა გაყვანისა და სათბობი ხელსაწყოების ზედაპირზე 100°C ტემპერატურის უზრუნველყოფის შესაძლებლობას. ამ ტემპერატურის რეგულირება სათბობ ხელსაწყოში ვაკუუმის ცვლილების ხარჯზე ხდება.

მე-20 საუკუნის გათბობის ტექნიკაში ვაკუუმ-ორთქლოვანი სისტემების გამოყენება გამართლებული იყო მათი მაღლივ შენობებში გამოყენების შესაძლებლობით. მაღლივი შენობების გათბობის სისტემების მოწყობის დროს, როდესაც თბოშემცველად გამოიყენება წყალი, ჰიდროსტატიკური წნევის შემცირების მიზნით აკეთებენ გათბობის ზონალურ სისტემას, ანუ შენობის სიმაღლეზე აწყობენ გათბობის რამდენიმე დამოუკიდებელ სისტემას. ეს გარემოება ართულებს როგორც სისტემის მოწყობას, ასევე მის ექსპლუატაციას. ამ შემთხვევაში ვაკუუმ-ორთქლოვანი სისტემა იძლევა შენობაში მხოლოდ ერთი სისტემის გამოყენების შესაძლებლობას, ყოველგვარი ზონების გარეშე. ვაკუუმ-ორთქლოვანი სისტემის ატმოსფერულზე უფრო დაბალი წნევის და 95-60°C ტემპერატურის ნაჯერი ორთქლის გამოყენების დროს აღმოფხვრილია დაბალი წნევის ორთქლით გათბობის კიდევ ერთი ნაკლი - სათბობი ხელსაწყოების მაღალი ტემპერატურა.

უნდა აღინიშნოს - დღეისათვის ტექნიკა იმდენად არის განვითარებული, რომ სპეციალურად მაღლივი შენობებისათვის დამუშავებულია ენერგოეკონომიური, ეკოლოგიური და უსაფრთხო მართვადი გათბობის სისტემები, როგორც ტრადიციული, ისე განახლებადი ენერგიის წყაროების გამოყენებით.

VI თავი.

ჰაერით გათბობა

ჰაერით გათბობის სისტემა ეწოდება ისეთ სისტემას, რომელშიც თბოშემცველად გამოიყენებულია ჰაერი. სათავსის ჰაერზე უფრო მეტად გაცხელებული ჰაერი მიეწოდება სათავსს და გადასცემს მის გასათბობად საჭირო სითბოს რაოდენობას.

ცხელი ჰაერის გადაადგილების მიხედვით ჰაერით სათბობი სისტემები ორი სახისაა: **ბუნებრივი** და **იძულებითი ცირკულაციის**. ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემებში ჰაერი ცივი და ცხელი ნაწილაკების სიმკვრივეთა სხვაობის ხარჯზე გადაადგილდება. იძულებითი ცირკულაციის სისტემებში კი ჰაერის მოძრაობა გამოწვეულია მექანიკური ამძრავით (ვენტილატორით).

მისაწოდებელი ჰაერის ხარისხის მიხედვით ჰაერით სათბობი სისტემები არის **სარეცირკულაციო** – ერთი და იმავე შიგა ჰაერის გადაადგილებით, **ნაწილობრივი რეცირკულაციით** და **წინდენითი**.

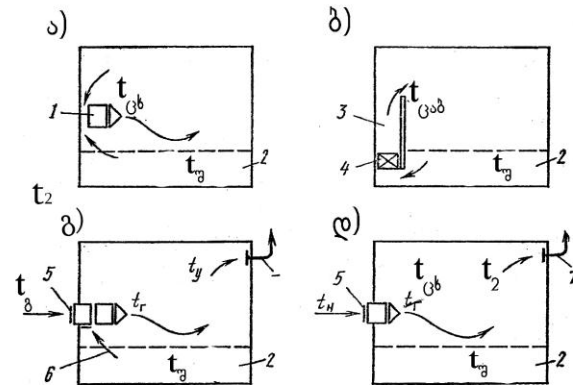
ნაწილობრივი რეცირკულაციით ან წინდენითი სქემის გამოყენების დროს გათბობასთან ერთად მიმწოდებელი ვენტილაციაც ხდება.

ჰაერით გათბობის სრული რეცირკულაციის სისტემები ისეთ სათავსებში გამოიყენება, რომლებშიც ჰაერი არ ბინძურდება მანერე გამოწვევებით.

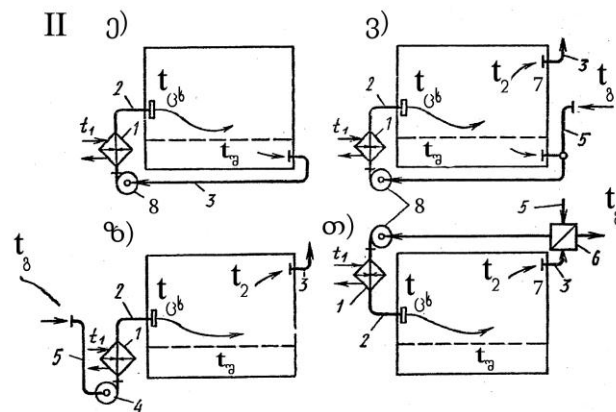
თუ ჰაერის რეცირკულაცია არ დაიშვება, გამოიყენება ვენტილაციასთან შეთავსებული ჰაერით გათბობის სისტემა. ასეთი სისტემები გამოიყენება იმ საწარმოო სათავსებში, სადაც ჰაერი შეიცავს მომწამლავ ნივთიერებებს ან არასასიამოვნო სუნს და ა.შ.

ჰაერით გათბობის სისტემების პრინციპული სქემები ნაჩვენებია 63-ე ნახაზზე.

I



II ე)



ნახ. 63. ადგილობრივი (I) და ცენტრალური (II) ჰაერით გათბობის სისტემების პრინციპული სქემები

ა, ბ, ე - სრული რეცირკულაცია; გ, ვ - ნაწილობრივი რეცირკულაციით; დ, ზ - წინდენითი; თ - რეკუპერაციული

1 - ჰაერგამთბობი; 2 - მუშა ზონა; 3 - ცხელი ჰაერის არხი; 4 - თბოგადამცემი-კალორიფერი; 5 - ჰაერმიმღები; 6 - რეცირკულირებული ჰაერი; 7 - ჰაერის გამწოვი არხი; 8 - ვენტილატორი; 9 - ჰაერ-ჰაერის თბოგადამცემი (რეკუპერატორი)

ჰაერით გათბობის სისტემები სათავსის სწრაფ გახურებას უზრუნველყოფენ. ზაფხულში ცენტრალური ჰაერით გათბობის სისტემა შეიძლება გამოყენებულ იქნას ჰაერის კონდიცირების მიზნით, თუ სისტემის თბოგადამცემში გავატარებთ ამა თუ იმ სახის სიცივის მატარებელს.

სათავსში ჰაერის მიწოდების ხერხის მიხედვით ჰაერით გათბობის სისტემა არის ცენტრალური და ადგილობრივი.

ჰაერით გათბობის ცენტრალური სისტემა არხულია. ჰაერი საჭირო ტემპერატურამდე ცხელდება ჰაერგამაცხელებელში, რომელიც შენობის თბურ პუნქტშია, (ცენტრში) განლაგებული. ცხელი ჰაერი ჰაერსადენებით (არხებით) მიეწოდება სათავსებს, სადაც ის სპეციალური ჰაერგამანაწილებლებით ნაწილდება. ამ სისტემების დადებითი მხარე კიდევ ისაა, რომ გასათბობ სათავსში არავითარი სათბობი ხელსაწყო არ დგას, გარდა ამისა, ძირითადი მოწყობილობა შეგვიძლია ნებისმიერ ადგილას განვალაგოთ – შენობაში ან მის გარეთ.

თუ ცენტრალური გათბობის სისტემის მოქმედების რადიუსი მცირდება ერთ სათავსამდე, მაშინ ჰაერგამაცხელებელი შეიძლება დაიდგას ამ სათავსში. გათბობის ასეთ სისტემას ადგილობრივი ეწოდება.

ჰაერით გათბობის ადგილობრივი სისტემა ძირითადად მაშინ გამოიყენება, როდესაც სათავსს ცენტრალური სისტემა არ გააჩნია ან კიდევ მისაწოდებელი ჰაერის მცირე რაოდენობის დროს (მაგალითად, საათში სათავსის მოცულობის ნახევარი).

დიდი თბური სიმძლავრის აგრეგატებიანი ჰაერით სათბობი სისტემა გამოიყენება დიდი მოცულობის სამრეწველო და სამოქალაქო შენობებში, დაბალი სიმძლავრის აგრეგატები კი გამოიყენება 2 მ-ზე მეტი სიმაღლის ტიხრებიან სათავსებში.

1. გათბობისთვის საჭირო ჰაერის რაოდენობა და ტემპერატურა

ჰაერით გათბობის დროს სათავსს მიეწოდება ისეთი ტემპერატურის ცხელი ჰაერი ($t_{\text{ცხ}}$), რომელიც სათავსის ჰაერის შერევის და შემომზღუდი კონსტრუქციების ზედაპირებთან თბოგაცემის შედეგად უზრუნველყოფს მუშა ზონაში სათავსის ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურის შენარჩუნებას. სათავსის თბური ბალანსის თანახმად, სათავსის მიერ აკუმულირებული სითბო ($Q_{\text{სათ}}$) ტოლი უნდა იყოს სითბოს იმ რაოდენობისა, რომელსაც ეს სათავსი t ტემპერატურის უზრუნველსაყოფად შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან კარგავს გარემოში, რომლის ტემპერატურაა $t_{\text{გ}}$:

$$Q_{\text{სათ}} = G_{\text{გათ}} c (t_{\text{ცხ}} - t_{\text{გ}}), \quad (91)$$

სადაც $G_{\text{გათ}}$ სათავსში მიწოდებული ცხელი ჰაერის რაოდენობაა, კგ/სთ. ამ გამოსახულებიდან ვიღებთ გათბობისთვის საჭირო ცხელი ჰაერის რაოდენობას

$$G_{\text{გათ}} = \frac{Q_{\text{სათ}}}{c (t_{\text{ცხ}} - t_{\text{გ}})}, \quad (92)$$

სადაც c არის ჰაერის თბოტევადობა და იგი ტოლია 1005 კჯ/კგ°C-ისა. ჰაერის ხარჯი კგ/სთ-ობით იქნება

$$G_{\text{გათ}} = \frac{Q_{\text{სათ}} \cdot 3600}{c (t_{\text{ცხ}} - t_{\text{გ}})} = \frac{3,6 Q_{\text{სათ}}}{t_{\text{ცხ}} - t_{\text{გ}}}. \quad (93)$$

$t_{\text{ცხ}}$ ტემპერატურამდე გაცხელებული მისაწოდებელი ჰაერის მოცულობა იქნება

$$L_{\text{გათ}} = \frac{G_{\text{გათ}}}{\rho_{\text{ცხ}}}, \text{ მ}^3\text{სთ} \quad (94)$$

ფაქტობრივად მისაწოდებელი ჰაერის რაოდენობა ოდნავ განსხვავდება $L_{\text{გათ}}$ - ისგან, რადგანაც იგი განისაზღვრება სათავსის ჰაერის ტემპერატურის ($t_{\text{გ}}$) მიხედვით

$$L_{\text{მისაწ}} = \frac{G_{\text{გათ}}}{\rho_{\text{გ}}}, \text{ მ}^3 \text{ სთ} \quad (95)$$

სადაც $\rho_{\text{გბ}}$ და $\rho_{\text{გ}}$ არის ჰაერის სიმკვრივები $t_{\text{გბ}}$ და $t_{\text{გ}}$ ტემპერატურების დროს.

თუ უგულებელვყოფთ ბარომეტრული წნევის და ტენიანობის გავლენას, მაშინ ნებისმიერ ტემპერატურაზე სიმკვრივე იქნება

$$\rho = \frac{353}{273 + t} \quad (96)$$

ჰაერის ტემპერატურა ($t_{\text{გბ}}$), როგორც ეს (93) ფორმულიდან ჩანს, რაც შეიძლება მაღალი უნდა იყოს, რათა შევამციროთ მისაწოდებელი ჰაერის ხარჯი, შესაბამისად, - მის გადასაადგილებლად საჭირო არხის ზომები და ელექტროენერგიის ხარჯი, მისი იძულებით გადაადგილების შემთხვევაში.

სამშენებლო ნორმებით დადგენილია გარკვეული ზედა ზღვარი -70°C , რომლის ზევით ჰაერის გაცხელება დაუშვებელია (ქვედა ზღვარი კი უნდა იყოს სათავსში გამოყოფილი გაზების, ორთქლის, აეროზოლების და მტვრის თვითაალების ტემპერატურაზე არანაკლებ 20°C -ით დაბალი).

შენობათა ჭიშკრებთან და ტექნოლოგიურ ღიობებთან მოწყობილი საჰაერო თბური ფარდების ტემპერატურა 70°C -ს არ უნდა აღემატებოდეს, ხოლო გარე შესასვლელ კართან - 50°C -ს.

იმ შემთხვევაში, როდესაც სათავსს ჰაერი მხოლოდ გასათბობად მიეწოდება, სარეცირკულაციო სისტემა კეთდება: ხოლო იმ შემთხვევაში, როდესაც ჰაერით გათბობა შეთავსებულია მიმწოდებელ ვენტილაციასთან, მაშინ სათავსში მიწოდებული ჰაერის რაოდენობა ასე განისაზღვრება: თუ

$G_{\text{გათ}} \geq G_{\text{ვენტ}}$, ე.ი. თუ გასათბობად საჭირო ჰაერის რაოდენობა ტოლია ან აჭარბებს ვენტილაციისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობას, მაშინ საანგარიშო ხარჯი გამოითვლება (93) ფორმულით. ამ დროს სისტემა კეთდება წინდენითი ($G_{\text{გათ}} = G_{\text{ვენტ}}$), ან ნაწილობრივი რეცირკულაციით ($G_{\text{გათ}} > G_{\text{ვენტ}}$).

თუ სავენტილაციო ჰაერის ხარჯი აჭარბებს გათბობისათვის საჭირო ჰაერის ხარჯს, ე.ი. $G_{\text{გათ}} < G_{\text{ვენტ}}$, მაშინ საანგარიშოდ აიღება ვენტილაციისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობა, ხოლო სისტემა კეთდება წინდენითი და მისაწოდებელი ჰაერის ტემპერატურა გამოითვლება ფორმულით:

$$t_{\text{ცხ}} = t_{\text{გ}} + \frac{Q_{\text{სათ}}}{c G_{\text{ვენტ}}}. \quad (97)$$

თუ სათავსში სითბოს გამომყოფი მუდმივი წყაროებია, საჭიროა სათავსში მისაწოდებელი ჰაერის რაოდენობის ან მისი ტემპერატურის შემცირება.

ცენტრალური ჰაერით გათბობის დროს (97) ფორმულით გამოთვლილი ცხელი ჰაერის ტემპერატურა სხვადასხვა სათავსისათვის იქნება განსხვავებული, ტექნიკურად სხვადასხვა სათავსში სხვადასხვა ტემპერატურის ჰაერის მიწოდება შესაძლებელია, მაგრამ უფრო მარტივია ერთი და იმავე ტემპერატურის ჰაერის მიწოდება. ამისათვის იღებენ ყველა სათავსისათვის ერთ საერთო საანგარიშო ტემპერატურას, რომელიც ამ სათავსებიდან ჰაერის ყველაზე დაბალი ტემპერატურაა, ხოლო თითოეული სათავსისათვის (93) ფორმულით ახდენენ ჰაერის რაოდენობის გადათვლას, ამ ახალი საერთო საანგარიშო ტემპერატურის მიხედვით.

ჰაერის ხარჯების გადათვლის შემდეგ საზღვრავენ ჰაერის გასათბობად საჭირო სითბოს ხარჯს.

ჰაერით გათბობის სარეცირკულაციო სისტემისათვის:

$$Q = G_{\text{გათ}}(t_{\text{ცხ}} - t_{\text{შ}}); \quad (98)$$

ნაწილობრივი რეცირკულაციის სათბობ-სავენტილაციო სისტემისათვის:

$$Q = G_{\text{გათ}} \cdot c (t_{\text{ცხ}} - t_{\text{შ}}) + G_{\text{ვენტ}} \cdot c (t_{\text{შ}} - t_{\text{გ}}); \quad (99)$$

წინდენით სათბობ-სავენტილაციო სისტემისათვის:

$$Q = G_{\text{ვენტ}} \cdot c (t_{\text{ც}} - t_{\text{გ}}); \quad (100)$$

სადაც $G_{\text{გათ}}$ და $G_{\text{ვენტ}}$ არის გათბობისა და ვენტილაციისათვის საჭირო ჰაერის ხარჯები, კგ/სთ; $t_{\text{გ}}$ - გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა გათბობის სისტემებისათვის.

2. ადგილობრივი ჰაერით გათბობა

ადგილობრივი ჰაერით გათბობა ცალკეული სათავსების ცხელი ჰაერით გათბობის ისეთი სისტემაა, როდესაც არ არის ცენტრალური მიმწოდებელი სავენტილაციო სისტემა ან მისი გათბობის მიზნებისათვის გამოყენება ეკონომიკურად არა-მიზანშეწონილია. ადგილობრივი ჰაერით გათბობისათვის გამოიყენება: სათბობი აგრეგატები ჰაერის მოძრობის მექანიკური (იძულებითი) აღძვრით, რომლებიც ქმნიან ჰაერით გათბობის უარხო სისტემას; სათბობ-სავენტილაციო აგრეგატები ჰაერის ნაწილობრივი რეცირკულაციით ან წინდენითი, ასევე, ჰაერის იძულებითი მოძრაობით და სარეცირკულაციო ჰაერგამთბობები ჰაერის ბუნებრივი ცირკულაციით, რომლებიც ქმნიან ჰაერით გათბობის არხულ სისტემას.

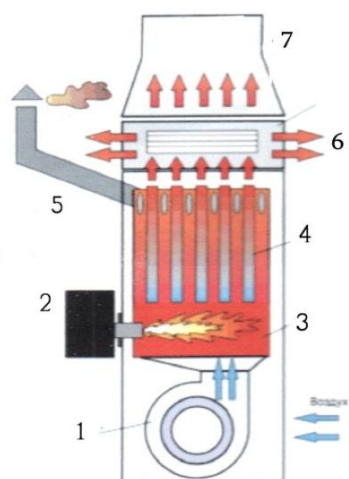
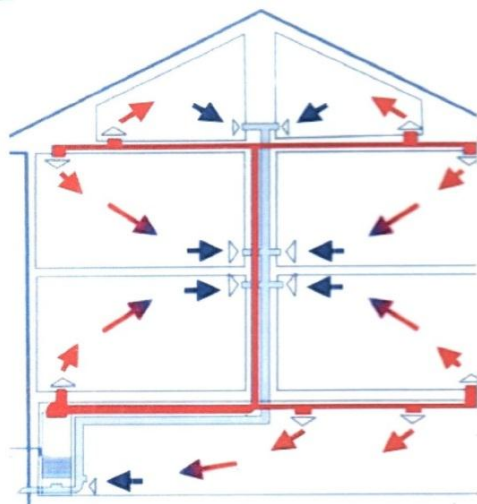
ჰაერით გათბობა სათბობი ან სათბობ-სავენტილაციო აგრეგატებით გამოიყენება სამრეწველო, საზოგადოებრივ და სასოფლო-სამეურნეო შენობებსა და ბინებში.

სისტემის შერჩევა და ცხელი ჰაერის პარამეტრების დადგენა დამოკიდებულია სათავსის დანიშნულებასა და მისი ექსპლუატაციის თავისებურებებზე. ჰაერით გათბობა სარეცირკულაციო ჰაერგამთბობებით გამოიყენება ცალკეული სათავსებისათვის, რომელთაც მუდმივად არ იყენებენ, შუქფარნების და მრავალსართულიანი შენობების კიბის უჯრედების გასათბობად.

ბინის ჰაერით გათბობის ადგილობრივი სისტემა შეიძლება იყოს არხული, როდესაც სათბობ-სავენტილაციო აგრეგატი ერთ ბლოკადაა შეკრული და ჰაერს სპეციალური არხებით (ჰაერსადენებით) აწვდის ოთახებს და უარხო, როდესაც ეს ხელსაწყო მოთავსებულია უშუალოდ გასათბობ სათავსში და ჰაერს აწვდის ნებისმიერი სასურველი მიმართულების ჭავლებით.

ბინის ჰაერით გათბობის ადგილობრივი არხული სისტემა ნაჩვენებია 64-ე ნახაზზე. სისტემის ძირითადი ელემენტია ჰაერით გათბობის ღუმელი (ჰაერგამაცხელებელი, თბოგენერატორი), რომელშიც მოთავსებულია თბოგადამცემი (საცეცხლური) გაზის (ან სხვა სათბობის) სანთურით. ჰაერი ამ დანადგარში გადაადგილდება სპეციალური ვენტილატორით, სადაც ის ცხელდება და სპეციალური არხებით (ჰაერსადენებით) ცალკეულ ოთახებს მიეწოდება. ოთახებიდან რეცირკულირებული ჰაერი კვლავ ჰაერგამაცხელებელში ბრუნდება. ეს დანადგარი აღჭურვილია მართვის სისტემით და ჰაერის გათბობის გარდა შეუძლია ჰაერის დამუშავების სხვა პროცესების (დატენიანება, გაშრობა, გაცივება) წარმოება, ანუ ეს დანადგარი ასრულებს ჰაერის კონდიცირების ფუნქციებსაც.

ჰაერგამაცხელებელი შეიძლება მოეწყოს წყლის გამხურებლებითაც (როდესაც ეს ჰაერგამაცხელებელი იკვებება თბოქსელიდან).



ნახ. 64. ჰაერით გათბობის ადგილობრივი სისტემა

1 - ვენტილატორი; 2 - სანთურა; 3 - წვის კამერა; 4 - თბოგადამცემი;
5 - საკვამლე მილი; 6 - ცხელი ჰაერი; 7 - ჰაერსადენი

ადგილობრივი ჰაერით გათბობის უარხო სისტემას წარმოადგენს სათავსში განლაგებული ნებისმიერი ვენტილატორული კონვექტორი.



ნახ. 65. ადგილობრივი ჰაერით გათბობის დანადგარები
 1 - ქვემეხი; 2 - თბოვენტილატორი; 3 - სათბობ-სავენტილაციო
 დანადგარი

დღეისათვის წარმოება უშვებს მრავალი სახის და ტიპის
 ჰაერით გათბობის ადგილობრივ დანადგარებს (ნახ.65), რო-

მელთაგან აღსანიშნავია: თბური ქვემეხები (ზარბაზნები), ვენტილატორები და სათბობ-სავენტილაციო დანადგარები.

ჰაერით გათბობის ადგილობრივი სისტემები მთელი რიგი დადებითი მხარეების გამო (მაღალი მქ კოეფიციენტი, ჰაერის დამუშავების უნივერსალურობა, რეგულირების ფართო შესაძლებლობები), გათბობის პერსპექტიული სამომავლო სისტემად ითვლება, განსაკუთრებით ბინათმშენებლობაში.

ადგილობრივი გათბობის სისტემის დაპროექტებისას უნდა შეირჩეს სისტემის სქემა (სარეცირკულაციო, ნაწილობრივი რეცირკულაციით თუ წინდენითი). შერჩეული სქემის მიხედვით სათავსების თბური დატვირთვების საფუძველზე უნდა გამოითვალოს გათბობისა და ვენტილაციისათვის საჭირო ჰაერის ხარჯი და მისაწოდებელი ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა. ამ საწყისი მონაცემებით კატალოგებიდან ვირჩევთ ისეთ სისტემას, რომელიც თავისი დიზაინით, ტექნიკურ-ეკონომიკური და საექსპლუატაციო მონაცემებით კონკრეტული შენობის ფუნქციურ-ტექნოლოგიურ დანიშნულებას შეესაბამება.

3. ცენტრალური ჰაერით გათბობა

შენობის ან ამ შენობის სათავსების ერთი ცენტრიდან ცხელი ჰაერით გათბობას **ცენტრალური ჰაერით გათბობის სისტემა** ეწოდება. სათავსებში სათბობი ხელსაწყოების არარსებობა, მაღალი სანიტარიულ-ჰიგიენური თვისებები, შენობებში საჰაერო-თბური რეჟიმების გაუმჯობესება, სავენტილაციო სისტემებთან შეთავსებული მუშაობა იძლევა სამრეწველო, კომუნალურ, საზოგადოებრივ და სასოფლო-სამეურნეო დანიშნულების შენობებში მათი გამოყენების ფართო შესაძლებლობას.

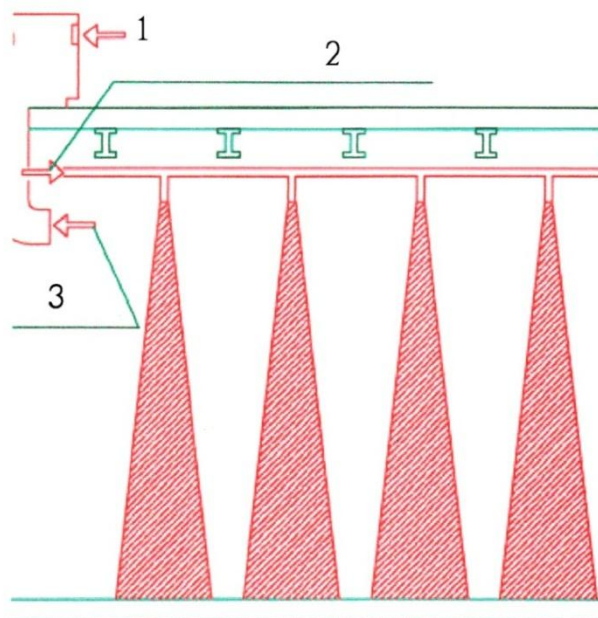
ბოლო დროს ეს სისტემები გამოიყენება, აგრეთვე, საცხოვრებელ სახლებში.

ცენტრალური ჰაერით გათბობის სისტემა იმავე კონსტრუქციული ელემენტებისგან შედგება, რომლებისგანაც – მიმწოდებელი სისტემა. ესენია: მიმწოდებელი სავენტილაციო კამერები, მაგისტრალური და გამანაწილებელი ჰაერსადენები, ჰაერგამანაწილებლები და სხვ.

ბუნებრივი (გრავიტაციული) ცირკულაციის ცენტრალური ჰაერით გათბობის სისტემა მცირე რადიუსის ფარგლებში კეთდება (10-15 მ ჰორიზონტალური მანძილი კალორიფერიდან ყველაზე შორს მდებარე ვერტიკალურ ჰაერსადენამდე).

უფრო მეტი რადიუსის და დიდი განფენილობის ქსელში, ან როდესაც ქსელი უფრო დაბლა გადის, ვიდრე სავენტილაციო კამერაა განლაგებული და ეს კამერა შეიცავს დამატებით ელემენტებს (ფილტრი, ხმაურჩამხშობი და ა.შ.), გამოიყენება იძულებითი ცირკულაციის, ან მექანიკური ცენტრალური ჰაერით გათბობის სისტემა. არასამუშაო საათებში ეს სისტემა შენობის მორიგი გათბობის სისტემისათვის გამოიყენება. ამ დროს სისტემა სრული რეცირკულაციის სქემით მუშაობს.

ცხელი ჰაერის მიწოდების სიმაღლე და ჰაერგამანაწილებლის ტიპი აირჩევა სათავსის დანიშნულების და მისი ზომების მიხედვით. სამრეწველო დანიშნულების მაღლივ შენობებში ჰაერი მიეწოდება სათავსის შუა ზონაში დახრილი ან ჰორიზონტალური ჭავლებით. სამოქალაქო შენობების დაბალ სათავსებში ჰაერის მიწოდება უკეთესია შემომზღუდი კონსტრუქციების (ჭერი, კედელი, შემინული ზედაპირები) გასწვრივ დაფენილი ჭავლის მიწოდებით. დაფენილი ჭავლის გავრცელება ზედაპირის გასწვრივ უზრუნველყოფს სათავსის ჰაერის უკუნაყადით უკეთეს გარშემოვლებას, რაც ზედაპირების ტემპერატურის ზრდას უწყობს ხელს.



ნახ. 66. ცენტრალური ჰაერით გათბობის პრინციპული სქემა
1 - გარე ჰაერი; 2 - ცხელი ჰაერი; 3 - რეცირკულაცია

ცენტრალური ჰაერით გათბობის სისტემის უარყოფითი მხარეები (ჰაერსადენის გაზრდილი ზომები და მასა; ჰაერის ტემპერატურის შესამჩნევი დაწევა ჰაერსადენის სიგრძეზე, თბოსაიზოლაციო მასალების დიდი ხარჯი, განშტოებული ქსელის არასაკმარისი საექსპლუატაციო საიმედოობა) ზღუდავს მრავალსართულიან შენობებში მათი გამოყენების შესაძლებლობას.

66-ე ნახაზზე ნაჩვენებია დიდი მოცულობის არასაცხოვრებელ შენობაში ცენტრალური ჰაერით გათბობის პრინციპული სქემა ჰაერის ზემოდან მიმართული ჭავლებით განაწილების შემთხვევაში.

ჰაერშემთბობში რეცირკულირებული და გარე ჰაერის ნარევი თბება და ჰაერსადენით მთელ მოცულობაში ნაწილდება ვერტი-

კალური ჭავლებით. ასეთი სქემები გამოიყენება საამქროებში, სპორტულ დარბაზებში, საწყობებში და სხვა მსგავს დიდი მოცულობის შენობებში.

ცენტრალური ჰაერით გათბობის დროს საჭიროა წინასწარ განისაზღვროს სათავსში მისაწოდებელი ჭავლის პარამეტრები (სიჩქარე და ტემპერატურა) და საჰაერო ჭავლების რაოდენობა, მაშინ, როდესაც ადგილობრივი ჰაერით გათბობის სისტემაში თბური დატვირთვაა, ჰაერის საწყისი ტემპერატურა და სიჩქარე საწყის მონაცემებად ითვლება.

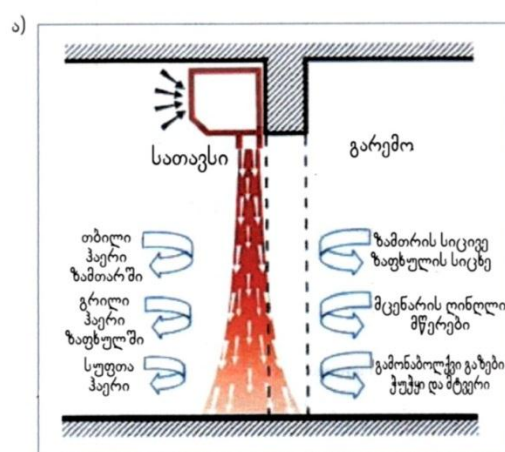
ჰაერით გათბობის სისტემა და მისი გაანგარიშება კონკრეტული შენობისათვის სავენტილაციო სისტემასთან ერთად უნდა გადაწყდეს.

მიუხედავად იმისა, რომ ვენტილაციასთან შეთავსებული ჰაერით გათბობის სისტემები ფართოდ გამოიყენება სამრეწველო და საზოგადოებრივ შენობებში, საქართველოში თითქმის არ გამოიყენება ბინებში, მაშინ, როდესაც მსოფლიოს განვითარებულ ქვეყნებში ბინების უმეტესობა ჰაერით თბება (ცენტრალური თუ ადგილობრივი გათბობა).

4. საჰაერო თბური ფარდები

თბური ფარდების (ნახ.67) დანიშნულებაა გამთბარი სათავსების ცივი ჰაერის შეჭრისაგან დაცვა. ცივი ჰაერის შეჭრა ხდება ღია კარიდან, ჭიშკრებიდან, მუშა ფანჯრებიდან და სხვა სამშენებლო ღიობებიდან. მათი მოქმედების პრინციპი მარტივია. ფარდის კონსტრუქციაში მოთავსებული მძლავრი ვენტილატორი დიდი სიჩქარით უბერავს საჰაერო ნაკადს, რომელიც ქმნის უხილავ ზღუდეს და სათავსის თბილ ჰაერს არ აძლევს გარეთ გამოსვლის შესაძლებლობას, ხოლო გარე ცივ ჰაერს კი

პირიქით, არ აძლევს სათავესში შეჭრის საშუალებას. ფარდები, როგორც წესი, ეწყობა ღობის ზემოთ, კარის თავზე, ხოლო თვით საჰაერო ფარდა, ანუ ჰაერის ჭავლი, მიმართულია ქვევით. საჰაერო თბური ფარდები გამოიყენება მაღაზიების, რესტორნების, სამრეწველო და სასაწყობო შენობების შესასვლელებში. მათი გამოყენების სფერო მრავალფეროვანია და გამოიყენება ყველგან, სადაც ხშირად ხდება შესასვლელი კარის გაღება.



ნახ. 67. საჰაერო თბური ფარდები

ა - პრინციპულ-ტექნოლოგიური სქემა; ბ - კონსტრუქციები

თბური ფარდა შეიძლება გამოყენებულ იქნეს ზაფხულის პერიოდში, თუ შენობაში მოწყობილია ჰაერის კონდიციონერების სისტემა. ამ დროს თბური ფარდა სათავსიდან ზღუდავს ცივი ჰაერის გარემოში გადინებას და, ამასთანავე, იცავს სათავსს მასში მტვრის და მწერების მოხვედრისაგან.

სამრეწველო დანიშნულების შენობებში გამოიყენება მაღალი სიჩქარის, $V=25$ მ/წმ-მდე, ჩამკეტი უნარის მქონე თბური ფარდები, ხოლო ადმინისტრაციულ-საყოფაცხოვრებო და საზოგადოებრივი შენობების შესასვლელებში იყენებენ დაბალი - $V=8$ მ/წმ-მდე სიჩქარის შემრევი ტიპის საჰაერო თბურ ფარდებს.

ჩამკეტი საჰაერო თბური ფარდები ასრულებენ შიბერის ფუნქციას, როდესაც ფარდა მთლიანად უკეტავს გზას გარე ცივ ჰაერს, ხოლო შემრევი საჰაერო თბური ფარდები ახდენენ გარედან შემოჭრილი ცივი ჰაერის შეთბობას.

საჰაერო თბური ფარდების შერჩევის დროს უნდა განისაზღვროს ფარდის სიგრძე, მისი თბური სიმძლავრე და ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე, აგრეთვე საჰაერო თბური ფარდის ტიპი (ჰორიზონტალური თუ ვერტიკალური).

საჰაერო თბური ფარდის სიგრძის დადგენა ხდება ისეთი განმსაზღვრელი ფაქტორების გათვალისწინებით, როგორიცაა: კარის ღიობის სიგანე, თბური ფარდის სიმაღლე და ჰაერის ნაკადის სიჩქარე.

საჰაერო თბური ფარდის სიგრძის დადგენისას უნდა გავითვალისწინოთ შემდეგი მოთხოვნები:

- რაც მაღალია ღიობი, მით მეტი უნდა იყოს ჰაერის მიწოდების სიჩქარე;
- თბური ფარდა მთლიანად უნდა ფარავდეს კარის ღიობს და რაც შეიძლება ახლოს უნდა იყოს მასთან განლაგებული;

- დიდი ზომის ღიობებისთვის საჭიროა რამდენიმე ერთმანეთთან მჭიდროდ მიდგმული ფარდის დაყენება ისე, რომ წარმოიქმნას ერთი საერთო ფარდა;
- დიდი შიგა მოცულობისა და რამდენიმე შესასვლელ-გასასვლელის მქონე შენობებში გათვალისწინებული უნდა იქნეს გამჭოლი ქარის ძალა;
- ისეთ სათავსებში, სადაც ღიობზე ფარდის მოწყობა შეუძლებელია, უნდა გამოვიყენოთ ვერტიკალური თბური ფარდა.

საჰაერო თბური ფარდების შერჩევის დროს არ უნდა ვეცადოთ მძლავრი (ჰაერის ნაკადის მოცულობის მიხედვით) ფარდების დაყენებას, რადგანაც ეს გამოიწვევს თბილი ჰაერის დანაკარგებს. საჰაერო თბური ფარდის ნორმალური მუშაობის აუცილებელი პირობაა, რომ ფარდიდან გამოსული ჰაერის ნაკადის სიჩქარე იატაკის დონეზე იყოს არანაკლებ 2,7 მ/წმ-ისა.

საჰაერო თბური ფარდის სიმძლავრის გაანგარიშების დროს მხედველობაში უნდა მივიღოთ ის გარემოება, რომ თბური ფარდა გამაცხელებელი არაა – ის ენერგიადამზოგი ხელსაწყოა, რომელიც ფარდის საშუალებით კეტავს კარის ღიობს, რომელიც ეწინააღმდეგება სითბოს კარგვას. მისი თბური სიმძლავრის განსაზღვრა სუბიექტური ხასიათისაა. თბური ფარდების უმეტესობისათვის (იგულისხმება ქარხნული წესით დამზადებული ხელსაწყო) გათბობის ოპტიმალური სიმძლავრე უკვე შერჩეულია – თითოეულ მოდელში ჩაყენებულია ოპტიმალური სიმძლავრის გამაცხელებელი.

ნებისმიერ თბურ ფარდას აქვს ორი ჩამრთველი, ერთი ვენტილატორის, მეორე კი – გამაცხელებლის ჩასართავად. დამატებით თბურ ფარდებს შეიძლება ჰქონდეს გაცხელების სიმძლავრის ორ- ან სამსაფეხურიანი რეგულატორები და

ორსიჩქარიანი ვენტილატორები. ფარდის მართვის პულტი შეიძლება იყოს ჩაშენებული ან გამოსატანი.

საჰაერო თბური ფარდების უმრავლესობა განკუთვნილია ღიობის ზემოთ ჰორიზონტალურად დასაყენებლად, მაგრამ ზოგჯერ ფარდის ასე დაყენება შეუძლებელი ან არამი-ზანშეწონილია. ამ დროს გამოიყენება ვერტიკალური თბური ფარდა, რომელიც ღიობის გვერდებზე კეთდება. შესაბამისად, ვერტიკალური თბური ფარდიდან ჰაერის ნაკადი მიმართული იქნება ჰორიზონტალურად. ვერტიკალური ფარდის სიმაღლე (სიგრძე) უნდა იყოს ღიობის სიმაღლის არანაკლებ $3/4$ -ისა. ვერტიკალურ და ჰორიზონტალურ თბურ ფარდებს შორის მეტი განსხვავება არ არის.

არსებობს ელექტროკვების და წყლის საჰაერო თბური ფარდები. წყალი საჰაერო თბურ ფარდას გათბობის სისტემიდან მიეწოდება. წყლის საჰაერო თბური ფარდები უმთავრესად დიდი ღია ღიობების მქონე სამრეწველო შენობებში გამოიყენება.

სხვადასხვა სახის თანამედროვე თბური ფარდები წარმო-დგენილია 67-ე ნახაზზე.

VII თავი.

პანელურ-სხივური გათბობა

პანელურ-სხივური ეწოდება სათავსის გათბობას, რომლის დროსაც სათავსში მიმართული ყველა ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა სათავსის ჰაერის ტემპერატურაზე მეტია. როგორც განმარტებიდან ჩანს, პანელურ-სხივური გათბობის სისტემისათვის დამახასიათებელია ორი ძირითადი ნიშან-თვისება: პირველი – აუცილებელი და არასაკმარისი – სისტემა უნდა იყოს პანელური, ე.ი. ისეთი სათბობი ხელსაწყოებით, რომლებსაც მთლიანი, ბრტყელი, გლუვი გახურების ზედაპირები აქვთ; მეორე – პანელური გათბობა სათავსში უნდა ქმნიდეს სხივური გათბობისთვის დამახასიათებელ ტემპერატურულ გარემოს.

პანელურ-სხივური სათბობი სისტემები შეიძლება იყოს **ცენტრალური ან ადგილობრივი**. ადგილობრივია სისტემა, რომელიც აღჭურვილია მაღალტემპერატურული სათბობი ხელსაწყოებით. სითბოს წყაროდ გამოყენებულია ელექტროენერგია ან გაზი. პანელის ზედაპირის ტემპერატურა ამ დროს მაქსიმუმ 100°C -ის ფარგლებშია.

ცენტრალური პანელურ-სხივური გათბობის სისტემებში თბოშემცველად ძირითადად გამოყენებულია წყალი. შესაძლებელია ორთქლის ან ჰაერის გამოყენებაც.

კონსტრუქციული თავისებურებებისა და მოწყობის ხერხის მიხედვით დღეისათვის ფართოდ გამოიყენება იატაკის ან კედლის პანელურ-სხივური გათბობა. შესაძლებელია აგეთვე ჭერის გათბობის სისტემების გამოყენებაც.

1. იატაკის გათბობა

იატაკის გათბობა პანელურ-სხივური გათბობის ერთ-ერთი სახეა. ასეთი გათბობის დროს იატაკის კონსტრუქციაში მოწყობილია მილსადენის ქსელი, რომელშიც ცირკულირებს თბოშემცველი - წყალი, ეთილენგლიკოლის ხსნარი, ანტიფრიზი და ა.შ. იმისათვის, რომ იატაკის ქვედა ნაწილში არ მოხდეს სითბოს უსარგებლო კარგვა, მილსადენს ქვემო ნაწილში უკეთდება თბოიზოლაცია, რომლის სისქე წყლით სათბობი იატაკის ტიპისა და თბური დატვირთვის მიხედვით 20-დან 300 მმ-მდეა. თბოშემცველი სითბოს გადასცემს სახურებელი მილის ირგვლივ იატაკის კონსტრუქციაში მოწყობილ შრეებს (ალუმინის ფირფიტა, ბეტონის შრე, მოშანდაკება, უშუალოდ იატაკი და ა.შ.) და ბოლოს, სითბო გადაეცემა გასათბობი სათავსის ჰაერს.

იატაკის გათბობის დროს თბოგაცემის ფართო ზედაპირების გამო მნიშვნელოვნად იზრდება თბური გამოსხივება (რადიაცია), რომელიც თბური კონვექციისგან (რაც ძირითადად რადიატორული გათბობის დროს ხდება) განსხვავებით, სწრაფად, დაუყოვნებლივ ავრცელებს სითბოს ირგვლივ მყოფ ზედაპირებზე. ეს ეფექტი ჰორიზონტალური და ვერტიკალური მიმართულებით სითბოს უფრო თანაბარგანაწილებას უზრუნველყოფს. რადიატორული სისტემისგან განსხვავებით, თბილი იატაკის გამოყენების შემთხვევაში სათავსში არ არსებობს ცივი და გადახურებული ზონები. რადიატორული გათბობის დროს კონვექციით თბოგაცემა 80-100%-ის ფარგლებშია. ამ დროს ცხელი ჰაერი იწევს მაღლა, ცივდება და დაბლა ეშვება. ამრიგად, სათავსში ჰაერის ცირკულაციის ხარჯზე მიიღწევა სათავსის საშუალო კომფორტული ტემპერატურა. რადიატორული გათბობის დროს გამოსხივებით თბოგაცემა უმნიშვნელოა.

ადამიანი თავს კომფორტულად გრძნობს, თუ მისი თავი იმყოფება უფრო ცივ არეში, ხოლო ფეხები თბილად აქვს. ამ თვალსაზრისით თბილი იატაკი სათავსის გათბობის იდეალური გადაწყვეტაა.

სათავსებში ბრტყელი სახურებელი ზედაპირების გამოყენება (ისინი სითბოს დიდ რაოდენობას იძლევიან გამოსხივებით), სადაც არ უნდა იყოს განლაგებული, ქმნის უფრო სასიამოვნო მიკროკლიმატს, ვიდრე კონვექტორული სათბობი ხელსაწყოები.

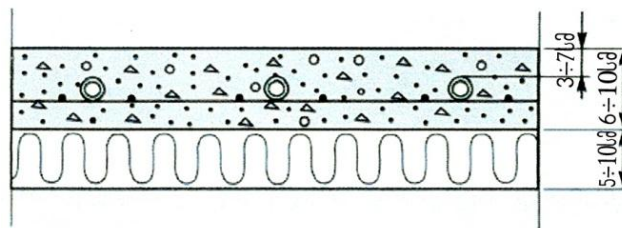
იატაკის გათბობის დროს სათავსის ჰაერის ტემპერატურა შეიძლება 1-2°C-ით შევამციროთ ისე, რომ ეს არავითარ გავლენას არ მოახდენს ადამიანის თბური კომფორტის შეგრძნებაზე. რადიატორული გათბობის დროს ადამიანი კომფორტულად გრძნობს თავს 20-22°C ტემპერატურაზე, თბილი იატაკის გამოყენების შემთხვევაში ეს ტემპერატურა 18-20°C-ია. ტემპერატურის 2°C-ით დაწვეა 12% თბური ენერგიის ეკონომიას იძლევა. ამასთანავე, უნდა აღინიშნოს, რომ კომფორტული ტემპერატურა ადამიანის ინდივიდუალური მახასიათებელია (ერთი ადამიანისთვის ეს შეიძლება იყოს 17°C, ხოლო მეორისათვის – 22°C). ექსპლუატაციის დროს ამ სისტემის მფლობელი თვითონ პოულობს ტემპერატურის უფრო კომფორტულ დიაპაზონს, რაშიც მას დახმარებას უწევს ავტომატიკა, ოთახში დაყენებული თერმოსტატის ზონალური რეგულირებით.

სითბოს თანაბარი განაწილება და თბოგაცემის ზედაპირების სიფართოვე, გარდა კომფორტისა, იძლევა თბილი იატაკის სისტემაში დაბალი ტემპერატურის თბოშემცველის გამოყენების შესაძლებლობას. იატაკის გათბობა მიეკუთვნება დაბალ-ტემპერატურული გათბობის სისტემას, სადაც თბოშემცველის ტემპერატურა 30-50°C-ია (რადიატორულ სისტემაში იგი 70-90°C-ის ფარგლებშია). იატაკის გათბობა თბური ტუმბოს გამოყენების

ფართო შესაძლებლობას იძლევა, სადაც სიტბოს წყაროდ გამოყენებულია გრუნტის, გრუნტის წყლის ან ჰაერის დაბალპოტენციური ან გადაგდებული თბური ენერგია.

იატაკის გათბობის მრავალი კონსტრუქცია არსებობს და იგი ძირითადად იატაკის კონსტრუქციაში სახურებელი მილების გაყვანილობას წარმოადგენს. განასხვავებენ იატაკში სახურებელი მილების სველ და მშრალ გაყვანილობას.

68-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ბეტონის იატაკის გათბობის კონსტრუქცია სველი შესრულებით. ასეთი შესრულების დროს უნდა გამოირიცხოს ბეტონში, განსაკუთრებით, მილის ირგვლივ ჰაერის ბუშტულების არსებობა. ამ კონსტრუქციას სველი იმიტომ ეწოდება, რომ იგი მზადდება ბეტონის (სველი) ხსნარით. ბეტონის ხსნარის სისქე სახურებელი მილის ზემოთ არის მინიმუმ 3 სმ და მაქსიმუმ – 7 სმ. სახურებელი მილები განლაგებულია ლითონის არმატურის ბადეზე, რომელიც მიმაგრებულია გადახურვაზე და არა ბადის ქვეშ მოწყობილ საიზოლაციო შრეზე. სახურებელი მილების ასეთი კონსტრუქცია მსუბუქი და ეკონომიურია. სამაგრებს შორის მაქსიმალური დაშორება 750 მმ-ია.

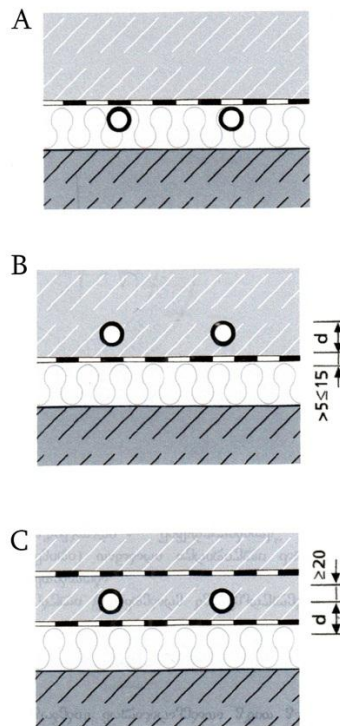


ნახ. 68. სველი შესრულების ბეტონის სათბობი იატაკის კონსტრუქცია (მილები იდება ლითონის ბადეზე)

იატაკის გათბობის, ანუ თბილი იატაკის კონსტრუქციას ქვედა მხრიდან უკეთდება პენოპლასტის თბოიზოლაცია. ამ შემთხვევაში თბოიზოლაციო შრეზე მოსული დატვირთვა 20÷36

კგ/მ² ფარგლებშია, დანარჩენი თბოსაიზოლაციო მასალები, რომლებიც ბგერის შეღწევის თვალსაზრისით დასაშვებია, უძლებენ 5კგ/მ² დატვირთვას.

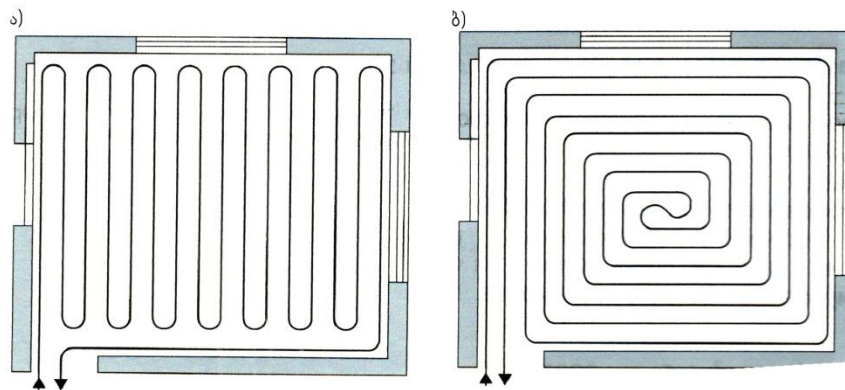
ევრონორმების EN 1264 ან DIN 4725 -ის თანახმად, იატაკის გათბობის სისტემები კონსტრუქციებში გამოყენებული სახურებელი მარყუჟების (მილების რიგის) მიხედვით სამი სახისაა – A,B და C ტიპის (ნახ.69). ჩასასხმელი ბეტონის ან კიდეც ანჰიდრიდული იატაკის შემთხვევაში, რომელიც ფართოდ გამოიყენება ახალმშენებლობებზე, იყენებენ იატაკის გათბობის სველ სისტემას, ანუ ამ შემთხვევაში სახურებელი ელემენტი მთლიანად მოთავსებულია ბეტონში (A და C ტიპები).



ნახ. 69. სათბობი იატაკის კონსტრუქციები

AC – სველი შესრულების; B – მშრალი შესრულების

იმ შემთხვევაში, როდესაც ტექნიკური მიზეზების გამო, როგორცაა იატაკის კონსტრუქციის მნიშვნელოვანი მასა ან სიმაღლე (რაც ხშირად ძველ შენობებში გვხვდება), იატაკის სველი კონსტრუქციის გამოყენება შეუძლებელია და ვიყენებთ მშრალი ტიპის იატაკის გათბობას (ტიპი B), ასეთ დროს სახურებელი ელემენტი (მილი) გაიყვანება თბოიზოლაციის შრეში, რაც ამცირებს დატვირთვის გამანაწილებელი ბეტონის შრის სისქეს, ანუ ამცირებს იატაკის სისქეს.

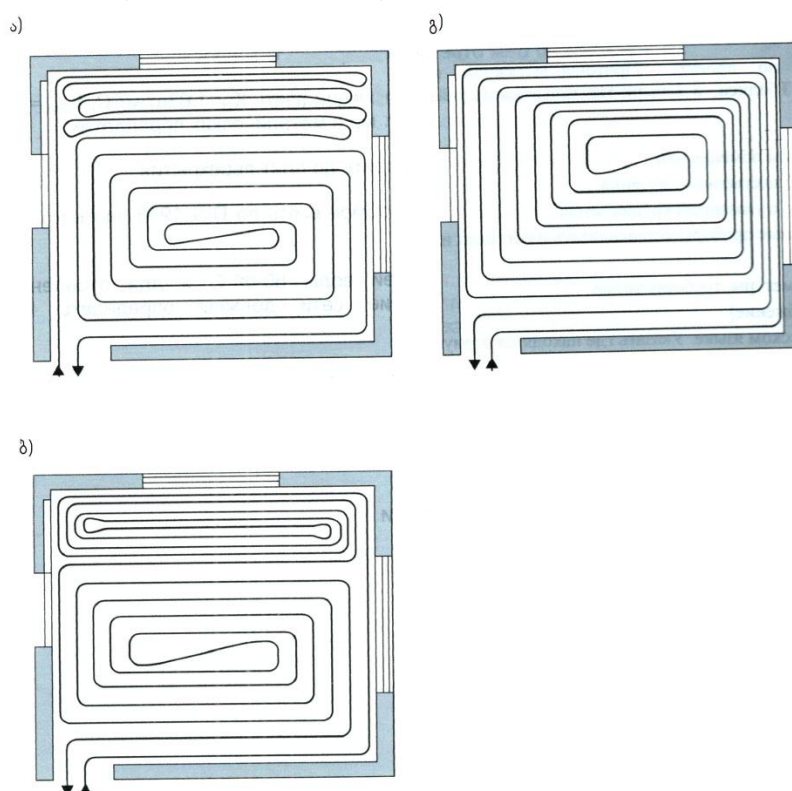


ნახ. 70. სათბობი იატაკის სახურებელი ელემენტები

ა – კლავნილი; ბ – სპირალური

იატაკის გათბობის დროს თბოგადაცემის ოპტიმალური რეჟიმის დამყარებისა და ლითონის ეკონომიის მიზნით დიდი მნიშვნელობა ენიჭება სახურებელი ელემენტების (მილების) იატაკის კონსტრუქციაში გაყვანას. იატაკის კონსტრუქციაში გაყვანილი მილების მიერ შედგენილ ბატარეას **სახურებელი მარყუჟი ეწოდება**. სახურებელი მარყუჟის (ნახ.70) ორი ძირითადი სქემაა ცნობილი. ესენია: **მილსადენის კლავნილა** და **სპირალური შეერთება**. მილების კლავნილების იატაკის კონსტრუქციაში მოწყობის დროს წყლის უფრო ცხელი ნაკადი უნდა იყოს მიმართული პოტენციურად ცივი ზონებისკენ, მაგალითად, გარე

კედლებთან. სპირალური გაყვანილობის დროს გარე კედლებთან, სადაც თბოდანაკარგები უფრო დიდია, სახურებელი ზედაპირის ნებისმიერ ადგილას ვიღებთ ერთნაირ ტემპერატურას. გარდა ამისა, ეს სისტემა ქმნის მაღალთერმულ კომფორტს. 70-ე ნახაზზე ნაჩვენებია, აგრეთვე, სახურებელი მარყუჟის დამაგრების წერტილები.

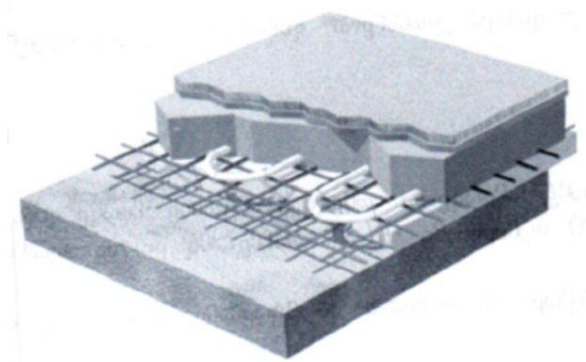


ნახ. 71. სათბობი იატაკის სასაზღვრო ზონები

ა - კომბინირებული, კლაკნილა მარყუჟით; ბ - კომბინირებული, სპირალური მარყუჟით; გ - განცალკევებული

მილის მინიმალური მოღუნვის რადიუსის შეზღუდვასთან დაკავშირებით კლაკნილა სქემით გაყვანის დროს, რეკომენ-

დებულა მიღებს შორის მანძილი 300 მმ. მიღებს შორის ნაკლები მანძილის დროს მიზანშეწონილია სპირალური სათბობი მარყუჟის მოწყობა, რამდენადაც მხოლოდ ამ შემთხვევაში იღუნება მილი 90° -ით. იატაკის გათბობის დროს მხედველობაში უნდა მივიღოთ გასათბობი სათავსის სანაპირო ზონები. ეს ის ზონებია, სადაც სითბოს შედარებით მეტი მოთხოვნილებაა, მაგალითად, სივრცე გარე კედლებთან და ფანჯრებთან. სანაპირო ზონის სიგანე 1 მ-ის ტოლი აიღება.



ნახ. 72. სათბობი იატაკის სქემატური ჭრილი

სანაპირო ზონა შეიძლება იყოს კომბინირებული ან განცალკევებული (ნახ.71). პირველ შემთხვევაში სანაპირო ზონის იატაკის გამხურებლები თბოშემცველით იმავე მილიდან იკვებება, საიდანაც ძირითადი ზონა. განცალკევებული სასაზღვრო ზონის შემთხვევაში იგი თბომომარაგების ქსელში ძირითადი ზონის პარალელურადაა ჩართული, ე.ი. განცალკევებული სანაპირო ზონა დამოუკიდებლად იღებს სითბოს (თბოშემცველს). ორივე შემთხვევაში მიღებს შორის მანძილი სანაპირო ზონაში აიღება 75-150 მმ, ხოლო ძირითად ზონაში - 150-300 მმ.

72-ე ნახაზზე ნაჩვენებია იატაკის ჭრილი იატაკის გათბობის დროს. იატაკის ხსნარი მზადდება ცემენტის ან თაბაშირის

მონოლითური ხსნარისგან, ან ამ მიზნისთვის სპეციალური ცემენტის ხსნარში პლასტიკური მოდიფიცირებული საშუალებების დამატებით.

2. იატაკის გათბობის გაანგარიშება

იატაკის გათბობის დროს სათბობ ხელსაწყოს წარმოადგენს თვით იატაკი, მასში ჩაშენებული სახურებელი მილებით. ასეთი ტიპის სათბობი ხელსაწყობის გაანგარიშება რადიატორული გათბობის ხელსაწყობისგან იმით განსხვავდება, რომ, თუ რადიატორულ სისტემებში თბოშემცველის ტემპერატურა (მაგ., 75/55°C) წინასწარ არის ცნობილი და ვიგებთ რადიატორების თბოგაცემის ფართობს, მოცემული სათავსის თბური მოთხოვნილების გათვალისწინებით, იატაკის გათბობის შემთხვევაში სათბობი ხელსაწყოს (ანუ იატაკის) ფართობი წინასწარ არის ცნობილი (იგი განსაზღვრული სათავსის ფართობის ტოლია) და ვანგარიშობთ თბოშემცველის (წყლის) პარამეტრებს.

განსახილველ სათავსში იატაკიდან თბური ნაკადის სიდიდე ტოლია:

$$q = \frac{Q}{F_{\text{იატ}}}, \quad (101)$$

სადაც Q სითბოს ის რაოდენობაა, რომელსაც იატაკი გადასცემს სათავსში და იგი ტოლია სათავსის საანგარიშო თბოდანაკარგებისა $Q_{\text{საანგ}}$ და იატაკის ქვემო ნაწილიდან გაცემული სითბოს $Q_{\text{იატ}}$ რაოდენობათა სხვაობისა. იატაკის ქვემო ნაწილიდან გაცემული სითბო საერთო სითბოს რაოდენობის 10%-ის ტოლია; $F_{\text{იატ}}$ - იატაკის ფართობი, მ².

იმ შემთხვევაში, როდესაც სათავსის გასათბობად სითბოს დიდი რაოდენობაა საჭირო, რაც გამოწვეულია გარე შემომ-

ზღუდი კონსტრუქციების დიდი ფართობით, სათბობ იატაკში უნდა გავითვალისწინოთ სანაპირო ზონა. სანაპირო ზონა, რომლის ფართობიც მთელი იატაკის ფართობის 20%-ის ტოლია ან რომლის ფართობიც 6 მ²-ზე მეტია, გამანაწილებელ სისტემას უნდა მივეუბნოთ დამოუკიდებლად, ძირითადი ზონის პარალელურად. თუ სანაპირო ზონის ფართობი 6 მ²-ზე ნაკლებია, მაშინ უნდა მოვაწყოთ კომბინირებული სანაპირო ზონა.

შემდეგ 22-ე ცხრილის საშუალებით ვსაზღვრავთ ბიჯს, ანუ მიღებს შორის მანძილს, და მთელი მარყუჟის სიგრძეს. მარყუჟის საერთო სიგრძე $100 \div 200$ მ-ს არ უნდა აღემატებოდეს.

ცხრილი №22

თბური დატვირთვა, ვტ/მ ²	მარყუჟში მიღებს შორის მანძილი, ბიჯი, მმ	მიღების საჭირო რაოდენობა, მ/მ ²
100-ის ფარგლებში	75	13,3
90-100	150	6,6
75-90	225	4,4
≤ 75	300	3,3

მაგალითი: 20 მ² სათავსის თბური დატვირთვა შეადგენს 1200 ვტ, განვსაზღვროთ მარყუჟში მიღებს შორის მანძილი (ბიჯი) და საერთო სიგრძე.

(101) ფორმულით თბური ნაკადის სიდიდე იქნება

$$q = \frac{1200}{20} = 60 \text{ ვტ/მ}^2 .$$

რადგან ხვედრითი თბური ნაკადის სიდიდე ნაკლებია 75 ვტ/მ²-ზე, 22-ე ცხრილიდან ვიგებთ, რომ ბიჯი ტოლია 300 მმ-ისა, ხოლო მიღების სიგრძე (რაოდენობა) არის 3,3 მ/მ², ე.ი.

სახურებელი მარყუჟის მოწყობის დროს მიღებს შორის მანძილი უნდა ავიღოთ 300 მმ, ხოლო 20 მ² ოთახში დაგვჭირდება 3,3×20 = 66 გრძ. მ მილი.

ამის შემდეგ ვსაზღვრავთ სახურებელი მილის დიამეტრს და იატაკის ზედაპირის ტემპერატურას. იატაკის გათბობის დროს მილის დიამეტრი აიღება 15-20 მმ-ის ფარგლებში. გაანგარიშების დროს, როგორც წესი, იღებენ 20 მმ დიამეტრის მილს. თუ 20 მმ დიამეტრის ნაცვლად ავიღებთ 15 მმ-ს, თბოშემცველის ტემპერატურა უნდა გაიზარდოს 2%-ით, ე.ი. შესწორების კოეფიციენტი ტოლია 1,02-ის. ეს სხვაობა იმდენად მცირეა, რომ პრაქტიკული გაანგარიშების დროს იგი შეგვიძლია უგულებელვყოთ.

იატაკის ზედაპირზე ტემპერატურის დასადგენად ვსარგებლობთ თბოგადაცემის კურსიდან კარგად ცნობილი ფორმულით:

$$q = \alpha_{\text{იატ}} \cdot \Delta t_{\text{იატ}} \quad (102),$$

სადაც q არის იატაკიდან სათავსში მიმართული თბური ნაკადი და იგი იატაკის ფართობისა ($F_{\text{იატ}}$) და სათავსის თბური დატვირთვის (Q) მიხედვით გამოითვლება (101) ფორმულით; $\alpha_{\text{იატ}}$ - იატაკის თბოგადაცემის კოეფიციენტი. მისი მნიშვნელობა 10 ÷ 12 ვტ/მ²°C-ის ტოლია; $\Delta t_{\text{იატ}} = t_{\text{იატ}} - t_{\text{გ}}$ - იატაკსა და სათავსის შიგა ჰაერს შორის ტემპერატურული სხვაობა.

მაგალითი: განვსაზღვროთ 20 მ² ფართობის მქონე სათავსის სათბობი იატაკის ტემპერატურა, თუ სათავსის თბური დატვირთვა $Q = 1200$ ვტ-ს, ხოლო $t_{\text{გ}} = 20$ °C.

(102) ფორმულით იატაკის ტემპერატურა იქნება:

$$t_{\text{იატ}} = t_{\text{გ}} + \frac{q}{\alpha_{\text{იატ}}} = 20 + \frac{\frac{1200}{20}}{11} = 25,45^{\circ}\text{C} < 29^{\circ}\text{C}.$$

იატაკის გათბობის დროს ტემპერატურული სხვაობა $\Delta t_{\text{იატ}} = 5 \div 10^{\circ}\text{C}$.

ამასთანავე, ტემპერატურის დადგენის დროს აუცილებელია შემდეგი მოთხოვნების დაკმაყოფილება:

- იატაკის მაქსიმალური დასაშვები ტემპერატურა ადამიანების ყოფნის ზონაში 29°C -ს არ უნდა აღემატებოდეს; სანაპირო ზონაში მაქსიმალური ტემპერატურა 35°C -ია;
- სააბაზანოებში იატაკის მაქსიმალური ტემპერატურა უნდა იყოს $t_{\text{იატ}}^1 = t_{\text{იატ}} + 9^{\circ}\text{C}$, ე.ი. იატაკის ტემპერატურაზე 9°C -ით მეტი.

ნაწილობრივ გასათბობ სათავსებში ან ისეთ სათავსებში, სადაც დაბალი ტემპერატურაა საჭირო და რომელთა იატაკშიც ბევრი მილი გადის, ამ იატაკიდან თბური სიმძლავრის შემცირების მიზნით აუცილებელია სახურებელი მილების თბოიზოლაცია.

იატაკის თბოტექნიკური გაანგარიშების დროს უნდა განვსაზღვროთ სახურებელ მილში წყლის საწყისი და საბოლოო ტემპერატურები. წყლის საწყისი ტემპერატურა, ანუ ცხელი წყლის ტემპერატურა, გამოითვლება ფორმულით:

$$t_{\text{ცხ}} = t_{\text{წყ}}^{\text{საშ}} + 2,5^{\circ}\text{C}, \quad (103)$$

ხოლო უკუწყლის, ანუ ცივი წყლის ტემპერატურა – ფორმულით:

$$t_{\text{ცივ}} = t_{\text{წყ}}^{\text{საშ}} - 2,5^{\circ}\text{C}, \quad (104)$$

სადაც $t_{\text{წყ}}^{\text{საშ}}$ სახურებელ მილში წყლის საშუალო ტემპერატურაა.

ეს ტემპერატურა დამოკიდებულია სათავსის ჰაერის და სახურებელი მილიდან ჰაერამდე მოთავსებული შრეების თერმულ წინააღმდეგობაზე.

სათბობი იატაკის კონსტრუქციაში მილიდან სათავსის ჰაერამდე მოთავსებულია ბეტონის შრე და შემდგომ იატაკის საფარი მასალა (პარკეტი, ლამინატი, ფილები და ა.შ.), ამიტომ წყლის საშუალო ტემპერატურის გასაგებად უნდა განვსაზღვროთ ტემპერატურული სხვაობები ცალკეული შრეების საზღვარზე (ანუ დავადგინოთ ცალკეული შრის ტემპერატურა). ამ ტემპერატურულ შრეებში ტემპერატურული სხვაობების დადგენა ხდება ისე, როგორც მრავალშრიანი ბრტყელი კედლის დროს. სათბობი იატაკის კონსტრუქციისათვის სახურებელ მილში წყლის საშუალო ტემპერატურა იქნება:

$$t_{\text{წყ}}^{\text{საშ}} = t_{\text{გ}} + \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3, \quad (105)$$

სადაც $t_{\text{გ}}$ არის სათავსის ჰაერის ტემპერატურა, °C; Δt_1 - ტემპერატურული სხვაობა სათავსის ჰაერსა და იატაკის ზედაპირს შორის, °C; Δt_2 - ტემპერატურული სხვაობა იატაკის საფარში; Δt_3 - ტემპერატურული სხვაობა იატაკის კონსტრუქციაში.

Δt_2 და Δt_3 ტემპერატურული სხვაობები სათანადო შრის თერმული წინააღმდეგობებით განისაზღვრება:

$$R = \frac{d}{\lambda} \text{ მ}^2, \text{ } ^\circ\text{C/ვტ}, \quad (106)$$

$$\frac{1}{R} = \frac{\lambda}{d} \text{ ვტ/მ}^2\text{ } ^\circ\text{C},$$

სადაც λ არის შრის მასალის თბოგამტარობის კოეფიციენტი ვტ/მ,°C; d - შრის სისქე, მ.

ცნობილია, რომ სტაციონარული (დამყარებული) თბური რეჟიმის დროს მრავალშრიანი კედლის ცალკეულ შრეებში გატარებული თბური ნაკადები ერთი და იგივეა და კედლის მიერ გაცემული თბური ნაკადის ტოლია:

$$q = q_1 = q_2 \dots = q_n, \quad (107)$$

სადაც $q_1 = q_2 \dots = q_n$ არის ცალკეულ შრეებში თბოგამტარობით გადატანილი თბური ნაკადების სიდიდეები, ხოლო q – ამ ზედაპირის მიერ გარემოში კონვექციით და გამოსხივებით გაცემული თბური ნაკადების ჯამი.

იატაკის გათბობის დროს სახურებელი მილის მიერ ბეტონის სისქეში გატარებული თბური ნაკადი $\left(q = \frac{\lambda_{ბეტ}}{d_{ბეტ}}\right)$ არის იატაკის საფარში გატარებული თბური ნაკადისა $\left(q = \frac{\lambda_{საფ}}{d_{საფ}}\right)$ და იატაკის ზედაპირიდან სათავსში გაცემული თბური ნაკადის ტოლი და იგი ცნობილი სიდიდეა, რომელიც (101) ფორმულით გამოითვლება.

მაგალითი: განვსაზღვროთ თბილი იატაკის პარკეტის შრეში ტემპერატურული სხვაობა, თუ პარკეტის თბოგამტარობის კოეფიციენტი $\lambda_{პარკ} = 0,13$ ვტ/მ,°C; პარკეტის შრის სისქე $d=13$ მმ, ხოლო თბური ნაკადის სიდიდე $q=63$ ვტ/მ².

ვსარგებლობთ ფორმულით $\left(q = \frac{\lambda_{საფ}}{d_{საფ}}\right)$. სათანადო მნიშვნელობების ჩასმით გვექნება

$$\Delta t = 63 \cdot \frac{0,0013}{0,13} = 6,3^{\circ}\text{C},$$

ე.ი. პარკეტის შრეში ტემპერატურული სხვაობაა $6,3^{\circ}\text{C}$. ასევე გამოვითვლით ტემპერატურულ სხვაობას ბეტონის შრეში და საბოლოოდ (105) ფორმულით გამოვითვლით სახურებელ მილში წყლის ტემპერატურას.

ჰიდრავლიკური გაანგარიშების მთავარი მიზანია განვსაზღვროთ იატაკის გათბობის სისტემაში ცირკულირებული წყლის ხარჯი და ქსელის წინააღმდეგობა, რის საფუძველზეც ხდება შემდეგ თბური გენერატორის, საცირკულაციო ტუმბოს, საფართოებელი ჭურჭლის და ჩამკეტ-მარეგულირებელი და საბალანსო მოწყობილობის შერჩევა.

წყლის ხარჯი გამოითვლება ფორმულით:

$$G_{წყ} = \frac{0,86 Q_{სისტ}}{\Delta t}, \text{ კგ/სთ} \quad (108)$$

სადაც $Q_{სისტ}$ არის სისტემის თბური დატვირთვა, ვტ; $\Delta t = t_{გბ} - t_{გოვ}$ ცხელი და ცივი წყლის ტემპერატურათა სხვაობა და იგი იატაკის გათბობის სისტემებში 5°C-ის ტოლი აიღება.

მაგალითი: განვსაზღვროთ იატაკის გათბობის სისტემაში წყლის ხარჯი, თუ სისტემის თბური დატვირთვა $Q=9000$ ვტ.

(108) ფორმულის თანახმად, წყლის ხარჯი იქნება

$$G_{წყ} = \frac{0,86 \cdot 9000}{5} = 1548 \text{ კგ/სთ}$$

იატაკის გათბობის მილსადენში წყლის მოძრაობის სიჩქარე უნდა იყოს 0,2 მ/წმ-ზე მეტი და მისი მნიშვნელობა გამოითვლება ფორმულით:

$$U = \frac{G}{V_{მილ}}, \quad (109)$$

სადაც U არის მილში წყლის მოძრაობის სიჩქარე; G - წყლის ხარჯი; $V_{მილ}$ - წყლის მოცულობა 1 გრძ. მ მონაკვეთზე ($d = 20$ მმ მილის შემთხვევაში $V=0,197$ ლ/მ).

მაგალითი: განვსაზღვროთ $d=20$ მმ დიამეტრის მილში წყლის მოძრაობის სიჩქარე, თუ წყლის ხარჯი $G=1548$ კგ/სთ.

(109) ფორმულის თანახმად,

$$U = \frac{1548}{3600 \cdot 0,197} = 2,18 \text{ მ/წმ} > 2 \text{ მ/წმ}.$$

საცირკულაციო ტუმბოს შესარჩევად, გარდა ხარჯისა (G), საჭიროა კიდევ იატაკის გათბობის სისტემის მილსადენში წნევის დანაკარგების გამოთვლა ხახუნსა (RI) და ადგილობრივ წინააღმდეგობებზე (Z)

$$\Delta P = \Sigma(RI + Z). \quad (110)$$

ხახუნზე და ადგილობრივ წინააღმდეგობებზე წნევის გამო-
თვლა ხდება ზუსტად ისე, როგორც რადიატორული გათბობის
სისტემის მილსადენის ჰიდრავლიკური გაანგარიშების დროს.

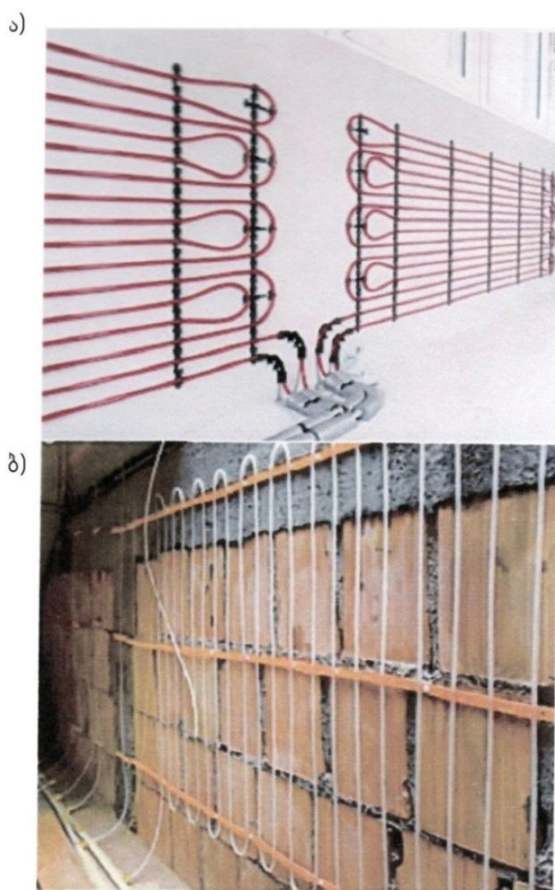
სხვადასხვა ხარჯის და სხვადასხვა სიგრძის მილებისაგან
შედგენილი მარყუქების წინააღმდეგობის გადასალახავად, ბუ-
ნებრივია, სხვადასხვა წნევა იქნება საჭირო. იმისათვის, რომ
სითბო სხვადასხვა სათავსში თანაბრად განაწილდეს, საჭიროა
სისტემის სხვადასხვა მარყუქებში წნევის დანაკარგები დაბა-
ლანსდეს.

3. კედლის გათბობა

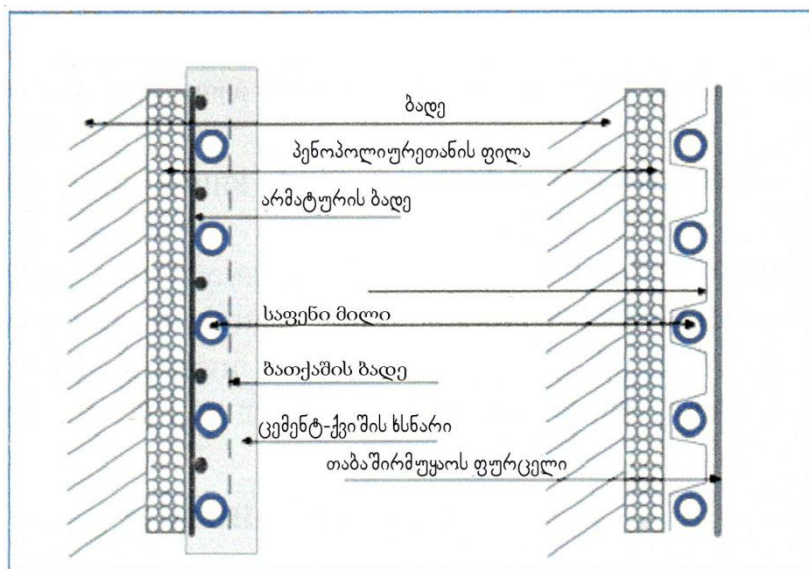
კედლის გათბობის სისტემა ძალიან ჰგავს იატაკის გათბობის
სისტემას. განსხვავება ისაა, რომ მილები აქ გაყვანილია
კედელში. იატაკის გათბობის მსგავსად, კედლის გათბობაც
პანელურ-სხივური გათბობის სისტემის ერთ-ერთ სახეს
წარმოადგენს. გათბობის მიზნით გამოყენებულ კედლებს „თბილ
კედლებსაც“ უწოდებენ (თბილი იატაკების მსგავსად). ასეთი
კედლების თბოგაცემის (გახურების) ფართობი მეტია, ვიდრე
იატაკის სისტემებისა. კედლის სისტემებში გამოიყენება
პლასტმასის, მეტალპლასტმასის და სპილენძის მილები. საბჭოთა
კავშირში კედლის სათბობ პანელებში ძირითადად ფოლადის
მილები გამოიყენებოდა. კედელში გაყვანილი მილები
სათანადოდ არის კედლის კონსტრუქციაში ჩამაგრებული და
დაცული ისე, რომ არ მოხდეს მათი დაძვრა და დეფორმაცია.

მილები შეიძლება გაყვანილ იქნეს კედელში ჰორიზონტა-
ლურადაც და ვერტიკალურადაც. კედელში მილების გაყვანის
შემდეგ მათი ზედაპირი ილესება სათანადო ხსნარით ან ხდება
კედლის თაბაშირმუყაოს ფილებით დაფარვა. კედელში მილების

გაყვანის საერთო ხედები ნაჩვენებია 73-ე ნახაზზე, როგორც ჰორიზონტალური (ა), ისე ვერტიკალური (ბ) გაყვანილობის შემთხვევაში. კედლის გათბობის სისტემებში სახურებელი მილების დაფარვის სისქე 1,5 სმ-ია (განსხვავებით იატაკის გათბობის სისტემებისაგან, სადაც დაფარვის სისქე 4,5 სმ-ია), რის გამოც სათბობი კედლის თბური ინერცია მცირდება, ეს კი სათავსის ტემპერატურის საუკეთესო რეგულირებას უზრუნველყოფს.



ნახ. 73. კედლის გათბობის სისტემა
 ა - ჰორიზონტალური; ბ - ვერტიკალური



ნახ. 74. კედლის გათბობის სისტემის კონსტრუქციული შესრულების ვარიანტები

კედლის გათბობის სისტემები, იატაკის სისტემებთან ერთად, მიეკუთვნება ზედაპირული გათბობის სისტემებს.

თუ კედლის სათბობი სისტემა იფარება სამშენებლო ხსნარით, გათბობის ასეთ სისტემას უწოდებენ სველი მეთოდით დამზადებულს, ხოლო თუ დაფარვა თაბაშირმუყაოს ან სხვა სახის ფილებით ხდება, ითვლება, რომ გათბობის ასეთი სისტემა მშრალი მეთოდითაა დამზადებული.

კედლის გათბობის სისტემის კონსტრუქციული შესრულების სახეები ნაჩვენებია 74-ე ნახაზზე.

კედლის გათბობის სისტემის კონსტრუქციის დროს განსაკუთრებული ყურადღება უნდა მიექცეს გარე კედლების ტემპერატურული რეჟიმების გაანგარიშებას. ამ დროს გადასაწყვეტია, თუ სად და რა სისქის გაკეთდეს თბოსაიზოლაციო შრე. თუ იგი გაკეთდება კედლის გარეთა მხარეს, მაშინ გაყინვის

(ჩაყინვის) წერტილი გადაინაცვლებს დამატბუნებელი შრის სისქეში, ამიტომ შემომზღუდი კონსტრუქცია შეიძლება გაკეთდეს არაყინვამდეგი მასალისაგან. ასეთი გადაწყვეტის ნაკლი ისაა, რომ გარდა უშუალოდ შენობის გასათბობად ენერგოდანახარჯებისა, ენერგიის მნიშვნელოვანი ნაწილი დაიხარჯება შემომზღუდი კონსტრუქციის გათბობაზე.

თუ საიზოლაციო შრე გაკეთდა სათავსის მხარეს, მაშინ კედლის ჩაყინვის წერტილი გადაინაცვლებს შიგა წახნაგისკენ. ასეთი გადაწყვეტილება მოითხოვს არაყინვამდელ საკედლე მასალის გამოყენებას და თბოშემცველის საშუალო ტემპერატურის ოპერატიულ მცირეინერციულ რეგულირებას. წინააღმდეგ შემთხვევაში მოსალოდნელია კედლის სრული გაყინვა კონდენსატის გარდაუვალი წარმოქმნით.

ასეთივე მოთხოვნები წაყენება კედლის გათბობის სისტემებს თბოიზოლაციის გარეშე. ამ დროს არასწორ გაანგარიშებას ან რეგულირების დროს თბური ნაკადის დაგვიანებას მოჰყვება გარე კედლებიდან სითბოს მნიშვნელოვანი კარგვა.

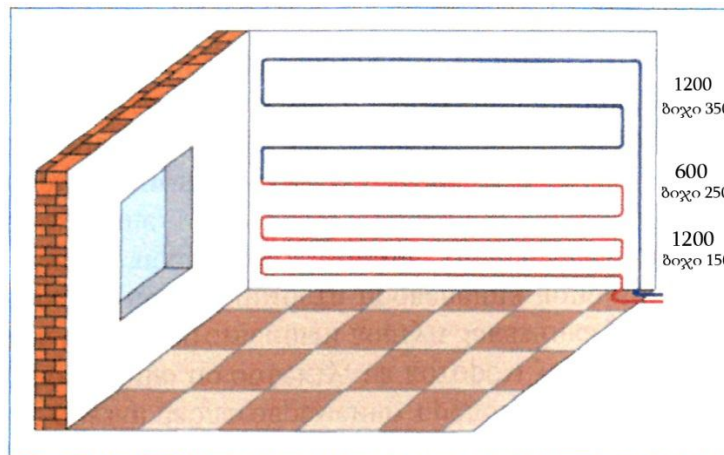
თბილი კედლის გამოყენების დროს სითბოს 90% გადაეცემა სათავსს გამოსხივებით (რადიაციით), ხოლო 10% – კონვექციით (თბილი იატაკებისგან განსხვავებით, სადაც თბოგაცემის თითოეულ მდგენელზე 50% მოდიოდა). თბური გამოსხივების დროს ადამიანი თავს გრძნობს კომფორტულად, თუ სათავსის ჰაერის ტემპერატურა 1,5-2°-ით ნაკლებია ვიდრე კონვექციური თბოგაცემის დროს, რაც ძირითადად რადიატორული გათბობისთვისაა დამახასიათებელი. თუ სათავსში ჰაერის ტემპერატურა იქნება 18-20°, ნაცვლად 21-22°-ისა, თბილი კედლის სისტემა მოგვცემს 8-11% თბური ენერგიის დაზოგვის შესაძლებლობას.

სათავსში კონვექციური დინებების მინიმუმამდე დაყვანა ამცირებს, ზოგ შემთხვევაში კი მთლიანად გამოდევნის სათავსში

მტვრის ცირკულაციას, რაც სუნთქვისთვის საუკეთესო პირობებს ქმნის.

კედლის გათბობის შემთხვევაში კედლის ზედაპირიდან სათავსის ხვედრითი თბური ნაკადის სიდიდე $q_{\text{კედ}} = 150 - 180 \text{ ვტ/მ}^2$, რაც მთელი რიგით მაღლა დგას იატაკის გათბობასთან შედარებით ($q_{\text{იატ}} = 100 - 120 \text{ ვტ/მ}^2$). ეს გამოწვეულია კედლის გათბობის სისტემაში თბომცველის ტემპერატურის 50° -მდე გაზრდით, ხოლო მიმწოდებელ და უკუმილსადენებში - ტემპერატურული სხვაობის $\Delta t = 15^\circ$ -მდე გაზრდით (იატაკის სისტემებში $\Delta t_{\text{მაქს}} = 10^\circ$).

კედლის გათბობის დაპროექტების დროს კედლის ზედაპირის ტემპერატურა $23-25^\circ\text{C}$ -ის ფარგლებშია, რაც განაპირობებს თბომცველის $30-35^\circ\text{C}$ ტემპერატურას, რომელიც ზოგიერთ კონკრეტულ შემთხვევაში შეიძლება 50°C -მდე გაიზარდოს.



ნახ. 75. კედლის გათბობის სისტემის მილსადენის ცვალებადი ბიჯით გაყვანის სქემა

თბილ კედლებში სახურებელი მილების გაყვანის ბიჯი შეზღუდული არ არის, რადგანაც კედლის ზედაპირის მომიჯნავე უბნებზე დასაშვებია ტემპერატურული სხვაობების ცვლილება.

ეს ცვლილებები გავლენას არ ახდენს სათავსში მყოფი ადამიანის თბური კომფორტის შეგრძნებაზე.

მილსადენების გაყვანის ცვალებადი ბიჯის გამოყენება (ნახ.75) იძლევა სათავსში სითბოს იდეალურ განაწილებას.

კედლის გათბობის სისტემა სხვადასხვა ტიპის და დანიშნულების სათავსებში (ცხრილი 23) გამოიყენება. ზოგჯერ, კონკრეტული პირობებიდან გამომდინარე, შესაძლებელია მისი იატაკის გათბობის სისტემასთან ერთად გამოყენება.

ცხრილი №23

კედლის გათბობის გამოყენების შესაძლებლობები

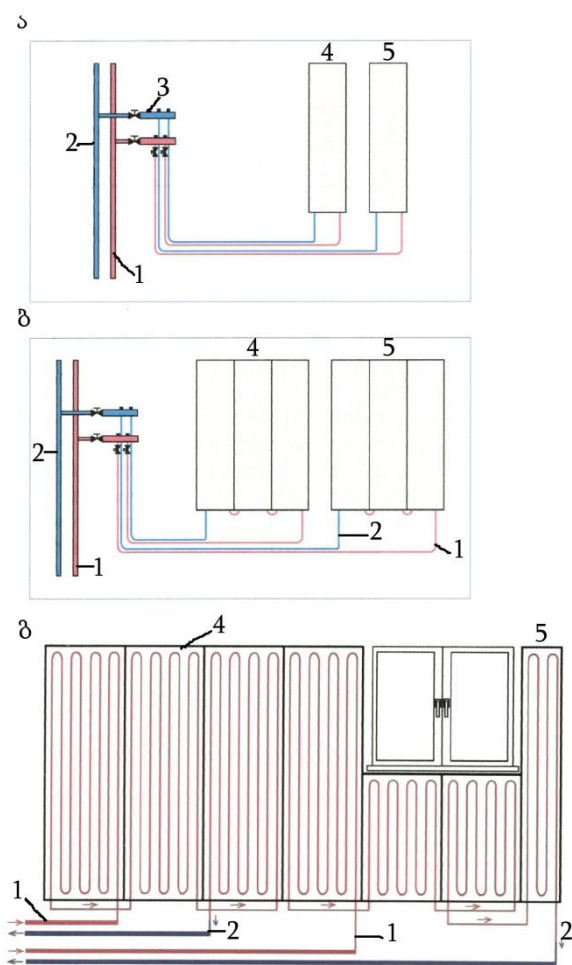
გათბობის სისტემის სახე	გამოყენების ოპტიმალური პირობები	გამოყენების მაგალითები
თბილი კედლები	სათავსები, ავეჯის და კედლისპირა მოწყობილობის მცირე რაოდენობა	სამძინებლები, საოფისე სათავსები, დერეფნები, აუდიტორიები
თბილი კედლები	თბილი იატაკის მოსაწყობად იატაკის თავისუფალი ფართობის არარსებობა	სანკვანძები, გარაჟი, აუზები, სახელოსნოები
თბილი კედლები	სათავსები იატაკის მაღალი ტენიანობით, სადაც იატაკის გათბობა არაეფექტურია წყლის აორთქლებაზე მაღალი ენერგოდანახარჯების გამო	სააბაზანოები, სამრეცხაოები, აუზები
თბილი კედლები + თბილი იატაკი	ერთი ცალკეული სისტემის არასაკმარისი სიმძლავრე	ნებისმიერი სათავსები
თბილი კედლები+თბილი იატაკი	თბილი კედლები, როგორც თბილი იატაკის დამატება ფანჯრის ღიობებიდან გაზრდილი თბოდა-ნაკარგების საკომპენსაციოდ	ნებისმიერი სათავსები

კედლის გათბობის სისტემის მიერთების სახეებია:

- დამოუკიდებელი;
- მიმდევრობითი;
- თანამგზავრი.

წყლის თანამგზავრი მოძრაობის სქემა ითვალისწინებს, რომ სველი მეთოდით გათბობის სისტემის მონტაჟის დროს კონტურში შემავალ ყველა ზონას მილსადენის ერთი და იგივე სიგრძე აქვს, ხოლო მშრალი მეთოდით კედლის გათბობის სისტემის

მონტაჟის დროს თითოეულ კონტურში ერთი და იმავე ტიპის სათბობი პანელები გამოიყენება.



ნახ. 76. კედლის გათბობის სისტემის მილსადენთან მიერთების
სქემები

- ა - პარალელური; ბ - რამდენიმე ზონის მიმდევრობითი მიერთება; გ - რამდენიმე ზონის თანამგზავრი მიერთება;
1 - მიმწოდებელი მილსადენი; 2 - უკუმილსადენი; 3 - მანაწი-
ლებელი კოლექტორი; 4,5 - გათბობის ზონები

თბილი კედლის მიმწოდებელ და უკუმილსადენთან მიერთების სქემები ნაჩვენებია 76-ე ნახაზზე.

მილსადენების ჰიდრავლიკური გაანგარიშება იატაკის ან რადიატორული გათბობის სისტემების ანალოგიურად მიმდინარეობს. აღსანიშნავია, რომ საცირკულაციო ტუმბოების სიმძლავრე კედლის სისტემებში უფრო ნაკლებია, ვიდრე იატაკის გათბობის სისტემებში, რაც გამოწვეულია მათში ცხელი და ცივი წყლის ტემპერატურებს შორის შედარებით დიდი სხვაობით.

უნდა აღინიშნოს, რომ კედლის გათბობის სისტემა დაბალტემპერატურულ გათბობას მიეკუთვნება, რაც იძლევა ამ სისტემებში თბური ტუმბოების გამოყენების ფართო შესაძლებლობას.

კედლის გათბობის სისტემა შეიძლება გამოყენებულ იქნეს შენობათა გაცივების მიზნით, თუ ამ სისტემაში გავატარებთ სამაცივრო დანადგარიდან მიღებულ ცივ წყალს 5-7°C-ით.

VIII თავი.

ადგილობრივი გათბობა

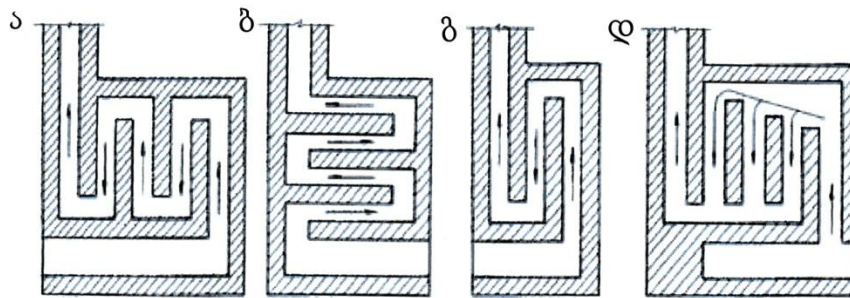
გათბობის ისეთ სისტემას, რომელშიც გათბობის სამი ძირითადი ელემენტი (თბური გენერატორი, თბოსადენები და სათბობი ხელსაწყო) გაერთიანებულია ერთ დანადგარში, **წოდება გათბობის ადგილობრივი სისტემა**. ასეთ სისტემებში სითბოს გამომუშავება, მისი ტრანსპორტირება და გადაცემა ხდება ერთსა და იმავე გასათბობ სათავსში. ადგილობრივი გათბობის სისტემებს მიეკუთვნება ღუმლური გათბობა, ელექტროგათბობა, სათბობ-სავენტილაციო აგრეგატებით გათბობა და სხვ.

ღუმლური გათბობის დროს სითბოს გენერირება (გამომუშავება) ხდება ღუმლის საცეცხლურში. წვის შედეგად წარმოქმნილი ცხელი გაზები აცხელებენ კვამლსაბრუნნი არხების შიგა ზედაპირს და ამ არხების კედლების საშუალებით სითბო გასათბობ სათავსს გადაეცემა. გაცივებული ნამწვი პროდუქტები, საკვამლე მილის მეშვეობით, ღუმლიდან ატმოსფეროში გაიყვანება. სათბობის წვა ღუმელში პერიოდულად ხდება, ამიტომ სათავსში სითბოს მიწოდებაც პერიოდული და არათანაბარია. ასეთ შემთხვევაში თბური რეჟიმი არასტაციონარულია. ღუმლის მიერ სითბოს მაქსიმალური მიწოდება ხდება მისი დანთების ბოლოს, როდესაც კედლების ტემპერატურა მაქსიმუმს აღწევს, ხოლო სითბოს მინიმალური მიწოდება – ღუმლის მორიგი დანთებისას. სათბობად ღუმლებში გამოიყენება როგორც წიაღისეული (გაზი, ქვანახშირი, თხევადი), ისე განახლებადი (შეშა, პელეტი, ბრიკეტი) სათბობი.

კონსტრუქციულად სათბობი ღუმლები მრავალნაირია. მათ კონსტრუქციაზე გავლენას ახდენს გამოყენებული სათბობის სახე

და ღუმლის აგების ტექნოლოგია, მისი ფორმა და ზომები. ღუმლის კონსტრუქციის მიხედვით სხვადასხვანაირი შეიძლება იყოს მასში ნამწვი გაზების მოძრაობის და საკვამლე მილთან მიერთების სქემაც.

სათბობი ღუმლები თბოტევადობის მიხედვით იყოფა **თბო-ტევად** და **არათბოტევად** ღუმლებად. თბოტევადი ღუმლები ახდენენ სითბოს აკუმულირებას. აკუმულირებული სითბოს გაცემა წარმოებს ღუმლის ჩაქრობის შემდეგ. თბოტევადი ღუმლები ხასიათდება ღუმლის გაცივების პერიოდით. ღუმლის გაცივების პერიოდი არის დროის მონაკვეთი ღუმელში ცეცხლის ჩაქრობიდან მის ახალ დანთებამდე. ამ პერიოდში ხდება ღუმლის მიერ აკუმულირებული სითბოს გაცემა. ასეთი ღუმლები მუდმივად ანთია.



ნახ. 77. ღუმლის არხებში ნამწვი პროდუქტების მოძრაობა
ა, ბ, გ - მიმდევრობით; დ - პარალელურად

დანთების (მოქმედების) ხანგრძლივობის მიხედვით არის **მოკლევადიანი** და **ხანგრძლივი წვის** ღუმლები. მათი ზედაპირის ტემპერატურა უნდა იყოს არა უმეტეს 55-60°C-ისა, რაც ღუმლის ზედაპირზე მტვრის წვას გამორიცხავს და აუმჯობესებს სათავსის ჰიგიენურ პირობებს. ასეთ ღუმლებს ნორმალური გახურების ღუმლებს უწოდებენ. გაზრდილი გახურების ღუმლების ტემპერატურა 65-75°C-ის ტოლია (ზოგ ადგილებში

ტემპერატურა 120°C-ს აღწევს). ასეთი ღუმლების ზედაპირზე ხდება მტვრის წვა, რაც არასასიამოვნო სუნს იწვევს.

სათბობი ღუმლების არხებში ნამწვი პროდუქტები მოძრაობს მიმდევრობით ან პარალელურად. არხებში ნამწვი პროდუქტების მოძრაობა ნაჩვენებია 77-ე ნახაზზე.

სათბობი ღუმლები შეიძლება იყოს შენობის სათავსებში ჩაშენებული სახით ან დასადგმელი, რომელიც ქარხნული წესითაა დამზადებული.



ბ



ბ



ნახ. 78. ადგილობრივი გათბობის ღუმლის სახეები

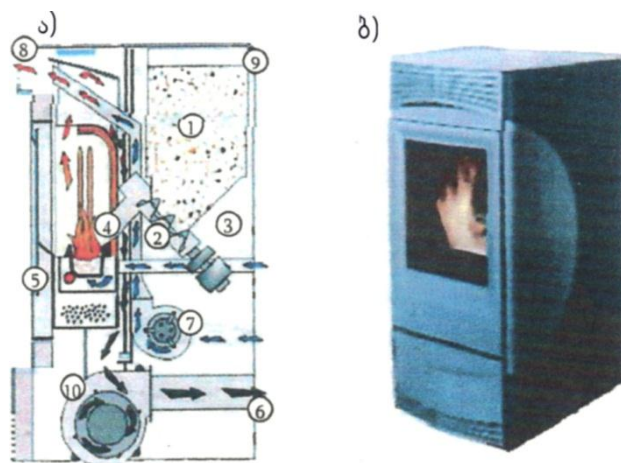
ა – ზუზრის ტიპის; ბ – გათბობისა და საჭმლის მოსამზადებელი; გ – დასადგმელი

78-ე ნახაზზე ნაჩვენებია როგორც ჩაშენებული, ასევე დასადგმელი ღუმლები. ისინი შეიძლება იყოს გასათბობადაც და საჭმლის მოსამზადებლადაც. ეს ღუმლები ძირითადად კეთდება

გაზრდილი თბოტევადობისა. ჩაშენებული ღუმლები უმეტესად აგურისაა და დაბალი თბოგამტარობა აქვთ. ღუმლის საკედლე მასალის დაბალი თბოგამტარობა განპირობებულია იმით, რომ ღუმლის დანთების დროს მისი შიგა კვამლსადენების ტემპერატურა უნდა იყოს არანაკლებ $650-700^{\circ}\text{C}$ -ისა, რათა მის გარე ზედაპირზე უზრუნველყოფილ იქნას სანჰიგიენური ნორმებით გათვალისწინებული 100°C ტემპერატურა. ამის მიღწევა შესაძლებელია დაბალი თბოგამტარობის მასალის გამოყენებით.

დასადგმელი ღუმლები მზადდება ლითონის კონსტრუქციისაგან. მისი წვის კამერა კეთდება მაგნეზიტის ქვით და ღუმლის კონსტრუქციაში დატანებულია კვამლსადენი არხები. გარედან ღუმელი მოპირკეთებულია დეკორატიული ფილებით. როდესაც ღუმელი ანთია, თბოგაცემა სათავსში ძირითადად გამოსხივებით მიმდინარეობს, ხოლო როდესაც ცეცხლი ჩაქრება, ღუმლები სითბოს, ძირითადად, კონვექციით გადასცემენ. ღუმლის კონსტრუქციაში ამ მიზნით დატანებულია სპეციალური საჰაერო არხები. ღუმლები ცეცხლის ჩაქრობის შემდეგ კიდევ დიდხანს - 6-8 სთ-ის განმავლობაში კონვექციით გასცემენ აკუმულირებულ სითბოს. ეს ღუმლები თბოტევადი და ხანგრძლივი მოქმედებისაა. დასადგმელი ღუმლების სიმძლავრე $4 \div 10$ კვტ-ის ფარგლებშია.

სათბობი ღუმლები მუშაობს ყველა სახის სათბობზე (გაზი, თხევადი, მყარი). ბოლო დროს ფართო გამოყენება პოვა ეკოლოგიურად სუფთა მყარ სათბობზე - ბრიკეტებსა და პელეტებზე მომუშავე სათბობმა ღუმლებმა. ბრიკეტებისა და პელეტების (სათბობი გრანულები) გამოყენების შემთხვევაში შესაძლებელი გახდა წვის პროცესის მართვა და სრული ავტომატიზაცია, რაც უზრუნველყოფს სათავსის ჰაერის ოპტიმალური პარამეტრების შენარჩუნებას.



ნახ. 79. პელეტური ღუმელი

ა - პრინციპულ-ტექნოლოგიური სქემა; ბ - საერთო ხედი

1 პელეტების ჩასატვირთი ბუნკერი; 2 - პელეტის მიმწოდებელი შნეკი; 3 - მტორ რედუქტორი; 4 - პელეტის წვის კამერა; 5 - რეზისტორი; 6 - საკვამლე ღიობი; 7 - ცხელი ჰაერის ვენტილატორი; 8 - ცხელი ჰაერის მიმწოდებელი გისოსი; 9 - ბუნკერის ხუფი; 10 - კვამლგამყვანი

79-ე ნახაზზე წარმოდგენილია პელეტური ღუმლის პრინციპულ-ტექნოლოგიური სქემა და საერთო ხედი.

პელეტზე მომუშავე ღუმლები (ნახ.79) მზადდება მაღალი ხარისხის ფოლადის ან თუჯისაგან. დამატებით დეკორაციულ მასალებად გამოყენებულია მინა და კერამიკა. პელეტური ღუმლები და ბუხრები გამოიყენება ნებისმიერ საცხოვრებელ და საკურორტო შენობებში, აგარაკებზე, ინდივიდუალურ სახლებში და სხვ. ეს დანადგარები გამოიყენება როგორც ძირითადი, ასევე დამხმარე გათბობის წყაროდ.

პელეტის ღუმლები და ბუხრები სათავსს ათბობენ ორი გზით - კონვექციით და გამოსხივებით. კონვექციური თბოგაცემის უზრუნველყოფის მიზნით ამ დანადგარებში მოწყობილია

თბოგადამცემი და დამჭირხნი ვენტილატორი, ხოლო გამოსხივება წარმოებს საცეცხლურზე მოწყობილი მინის კარებიდან და უშუალოდ დანადგარის გარე ზედაპირებიდან. სითბოს დიდი რაოდენობა, დაახლოებით 85 % სათავსს გადაეცემა კონვექციით, ხოლო 15% - გამოსხივებით. პელეტურ ღუმლებში მოწყობილია პელეტების ჩასატვირთი ბუნკერი, რაც დღე-ღამის განმავლობაში მათ უწყვეტად მუშაობას უზრუნველყოფს. თანამედროვე პელეტური ღუმლები აღჭურვილია ცეცხლის ამნთები ავტომატური მოწყობილობით.

გაზის რადიატორი, ანუ გაზის კონვექტორი, ადგილობრივი გათბობის ერთ-ერთი გავრცელებული ხელსაწყოა და გამოიყენება საცხოვრებელი და ტექნიკური სათავსებისათვის. მათ აქვთ ფოლადის ან თუჯის დახურული (ჰერმეტიული) ან ღია წვის კამერა.

დახურული წვის კამერის დროს თბოგადაცემა მთლიანად ჰერმეტიულია. წვისთვის საჭირო ჰაერის მიწოდება ხდება სათავსის გარედან. ასევე გარეთ გაიყვანება ნამწვი პროდუქტები. ჰაერცვლის პროცესი სპეციალური კოაქსიალური (მილი-მილში) კვამლსადენით ხორციელდება. გაზის რადიატორის ასეთი კონსტრუქციის გამო დამატებით გასათბობ სათავსში ვენტილაციის მოწყობა აღარ არის აუცილებელი. ღია წვის კამერის დროს წვისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობა რადიატორს სათავსიდან მიეწოდება, ხოლო ნამწვი პროდუქტები კი გარემოში საკვამლე მილით გაიყვანება. ასეთი ხელსაწყოების გამოყენების დროს სათავსში აუცილებლად უნდა მოეწყოს მომდენ-გამწოვი ვენტილაცია. არსებობს როგორც ბუნებრივ გაზზე მომუშავე, ასევე თხევად გაზზე მომუშავე კონვექტორები.

გაზის რადიატორები აღჭურვილია ავტომატური მართვის ბლოკით, რომლის საშუალებითაც ავტომატურად ხდება სათავსის ჰაერის ტემპერატურის უზრუნველყოფა სასურველ

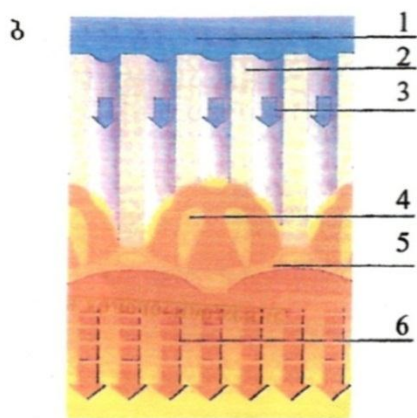
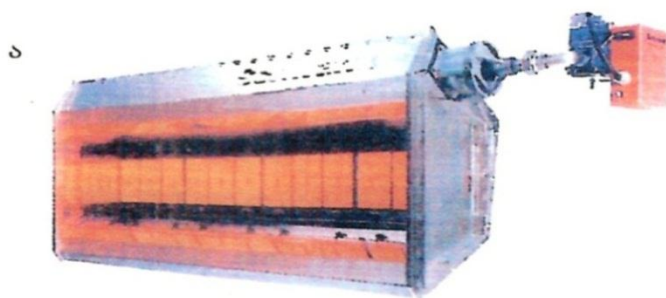
დონეზე $+10$ -დან 38°C -მდე. რადიატორს აქვს თერმოსტატი, რომელიც ახდენს მის ავტომატურ რეჟიმში ჩართვა-გამორთვას.



ნახ. 80. გაზის რადიატორები

გაზის რადიატორები (ნახ.80) არის **ენერგოდამოკიდებული** და **ენერგოდამოუკიდებელი**. ენერგოდამოუკიდებელი რადიატორები განსაკუთრებით მიზანშეწონილია გამოვიყენოთ ისეთ ადგილებში, სადაც ელექტროენერგია შეფერხებით ან წყვეტილად მიეწოდება. გაზის რადიატორების მქ კოეფიციენტი 97%-

მდე აღწევს, მუშაობს სტაბილურად - 50°C-ის დროს. მისი მუშაობის ხანგრძლივობა 20 წლამდე ვადით შემოიფარგლება. გარდა გაზისა, არსებობს აგრეთვე თხევადი საწვავის ანალოგიური სათბობი ხელსაწყოები. ამ ხელსაწყოებში სათბობად ძირითადად გამოიყენება ნავთი, გაზოილი (დიზელის სათბობი), სალუმელე სათბობი და სხვ.



ნახ. 81. გაზის ნათელი ინფრაწითელი გამომსხივებლები

ა - საერთო ხედი; ბ - მოქმედების პრინციპი

1 - შემკრები კამერა; 2 - ფოროვანი კერამიკა (100); 3 - მოდინებული ნაკადი; 4 - წვის კამერა; 5 - გამომსხივებელი ზედაპირი (6 - ინფრაწითელი სხივები

ადგილობრივი გათბობის სისტემებს მიეკუთვნება ასევე გაზის გამომსხივებლები, რომლებშიც სათბობ ელემენტებად გამოიყენება გაზის ინფრაწითელი გამომსხივებლები. ინფრაწითელი გამომსხივებლები გამოიყენება სამრეწველო შენობებში, სახელოსნოებში, საწყობებში, გარაჟებში, მაყურებელთა და სპორტულ დარბაზებში, სასოფლო-სამეურნეო დანიშნულების შენობებში, ეკლესია-მონასტრებში, მოსაცდელ დარბაზებში, ღია კაფეებში, სტადიონებზე და ა.შ. ინფრაწითელი გათბობისთვის გამოიყენება ბუნებრივი გაზი, პროპან-ბუტანის ნარევი, გათხევადებული ბუნებრივი გაზი და სხვ.

გაზის ინფრაწითელი გამომსხივებლების საერთო სახე და მოქმედების პრინციპი ნაჩვენებია მე-81 ნახაზზე.

ადგილობრივი გათბობის სისტემას წარმოადგენს, აგრეთვე, ჰაერშემთბობი აგრეგატები და საჰაერო ზარბაზნები, რომლებიც მოცემულია სახელმძღვანელოს მე-6 თავში – ჰაერით გათბობა. გარდა ამისა, ადგილობრივი გათბობის გაზზე, თხევად და მყარ სათბობზე მომუშავე დანადგარები განხილულია დამხმარე სახელმძღვანელოებში [2,3].

ადგილობრივი გათბობის სისტემებს მიეკუთვნება, ასევე, ელექტროსათბობი ხელსაწყოები (კონვექტორები, გამომსხივებლები), კონდიციონერები, იატაკის და კედლის სათბობი ელექტროსისტემები, ბუნებრივი ქვის გამათბობლები, ელექტროთბოაკუმულატორები და სხვ.

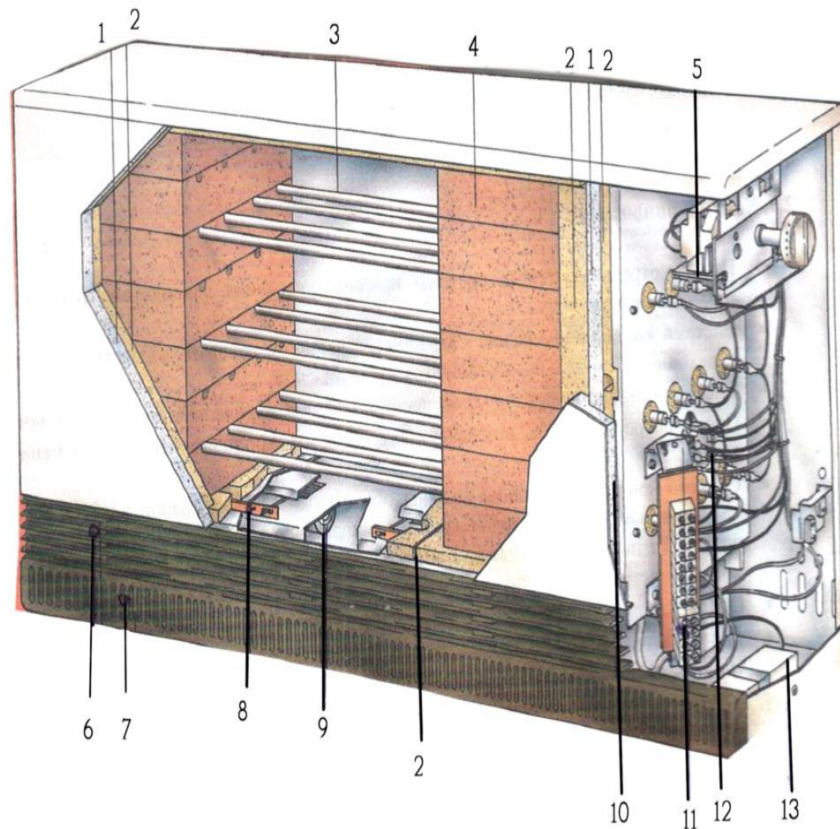
ელექტროენერგიის სიმძირის გამო პირდაპირი გათბობის ელექტროხელსაწყოები (კონვექტორები, გამომსხივებლები და სხვ.) ნაკლებად გამოიყენება. ელექტროგათბობის ეს ხელსაწყოები მოზანშეწონილია გამოვიყენოთ დაბალი თბური დატვირთვის სათავსებში. თბური ენერგიის ეკონომიის მიზნით საუკეთესო ვარიანტია კონდიციონერები და ელექტროთბოაკუმულატორები. გათბობისთვის გამოყენებული კონდიციონე-

რების გამოყენება დაფუძნებულია თბური ტუმბოს პრინციპზე, როდესაც სათავსს სითბოს უმეტესი რაოდენობა (დაახლოებით 70%-მდე) მიეწოდება გარემო ჰაერიდან, სითბოს დანარჩენი ნაწილი კი (30%-მდე) აიღება ელექტროქსელიდან, რომელიც იხარჯება კომპრესორის მუშაობაზე და შემდგომ სათავსის ჰაერს გადაეცემა. კონდიციონერები გამოიყენება საცხოვრებელ, ადმინისტრაციულ, საოფისე და მრავალი სხვა სახის სათავსებში. გასათბობად რევერსიული კონდიციონერების გამოყენება პირველადი თბური ენერგიის გამოყენების თვალსაზრისით უფრო ეკონომიურია, ვიდრე გაზის ან თხევადი სათბობის ადგილობრივი სათბობი სისტემები. გარდა ამისა, ეს ხელსაწყოები ზაფხულში გამოიყენება მათი ძირითადი დანიშნულების მიზნით – ჰაერის გასაცივებლად. კონდიციონერები მრავალი სახისაა: სპლიტი, მულტისპლიტი, მონობლოკი (ფანჯრის), გადასატანი (მობილური) და სხვ. კონდიციონერები მიეკუთვნება, აგრეთვე, ჰაერით გათბობის ადგილობრივ სისტემებს. ისინი სწრაფად ათბობენ (ზაფხულში კი აგრილებენ) სათავსს და თბური რეჟიმის რეგულირების ფართო შესაძლებლობა აქვთ.

მსოფლიოს მრავალ განვითარებულ ქვეყანაში ელექტროსათბობ სისტემებში ფართოდ გამოიყენება ელექტროთბოაკუმულატორები, რომლებიც ელექტროენერგიის ხარჯზე ღამის საათებში აგროვებენ სითბოს და დღის განმავლობაში გადასცემენ სათავსის ჰაერს. ღამით თბური ენერგიის დაგროვება განპირობებულია იმით, რომ ღამით ელექტროენერგია მომხმარებელს ორ-სამჯერ უფრო იაფად მიეწოდება, ვიდრე მისი ღირებულებაა. ამ მიზნით მომხმარებლებთან დაყენებულია ორტარიფიანი მრიცხველები, რომლებიც აღრიცხავენ, თუ რა რაოდენობის ელექტროენერგია დაიხარჯა დღისით და რა რაოდენობისა - ღამით. ღამით, დაახლოებით 10 საათის განმავლობაში, ეს ხელსაწყოები

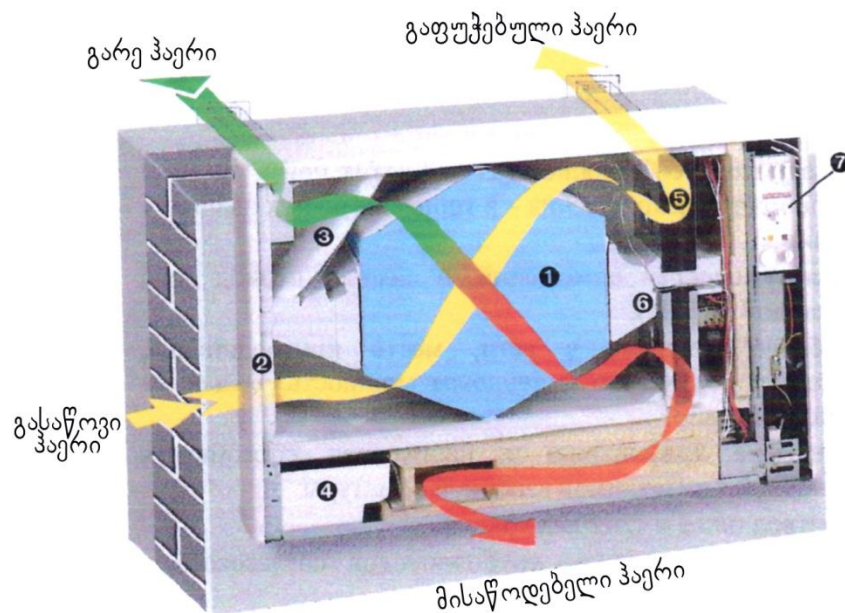
აგროვებენ სითბოს (იმუხტებიან), დღის განმავლობაში კი, როდესაც მრიცხველი მაღალ ტარიფზე გადადის, სითბოს გადასცემენ სათავსის ჰაერს. ასეთი ხელსაწყო საერთო ხედი, მისი პრინციპულ-ტექნოლოგიური სქემა და სათავსში დაყენება ნაჩვენებია 82-ე ნახაზზე. ეს ხელსაწყო წარმოადგენს დეკორატიულ თბოიზოლირებულ კორპუსში მოთავსებულ მაგნეზიტის ქვას (4), რომელსაც დიდი სიმკვრივე აქვს (2400-2800 კგ/მ³). სწორედ ეს ქვები წარმოადგენენ თბური ენერგიის აკუმულატორებს. ამ ქვებში გაყვანილია თბოელექტროგამახურებელი რადიატორი (3), ანუ ხელსაწყო აქვს კარგი თბოიზოლაცია, რაც არასასურველ თბოდანაკარგებს გამოიწვევს. ხელსაწყო ქვედა ნაწილში მოთავსებულია დამჭირხნი ვენტლატორი, რომელიც დღის განმავლობაში სათავსს აწვდის საანგარიშო სითბოს რაოდენობას. სითბოს ეს რაოდენობა აერთმევა გაცხელებულ მაგნეზიტის ქვას ყოველ საათში. ხელსაწყო აქვს ავტომატური მართვის ბლოკი, რომელიც წინასწარ დასახული პროგრამის მიხედვით უზრუნველყოფს სათანადო თბური რეჟიმის შენარჩუნებას. ელექტროაკუმულატორები სხვადასხვა თბური სიმძლავრისაა და მათი შერჩევა სათავსის თბოდანაკარგების მიხედვით წარმოებს.

ადგილობრივი გათბობის პერსპექტიულ სისტემას წარმოადგენს დეცენტრალური სათბობ-სავენტილაციო სისტემა (ნახ.83). ხელსაწყო იდგმება გარე კედელთან და ახორციელებს სათავსში სავენტილაციო ჰაერის მოწოდებას და გაბინძურებული ჰაერის სათავსიდან გაყვანას. ამავე დროს ახდენს გასაწოვი ჰაერიდან მისაწოდებელ ჰაერზე სითბოს გადაცემას - რეკუპერაციას, რისთვისაც ხელსაწყოში მოთავსებულია სპეციალური შემხვედრნაკადიანი ჯვარედინა თბოგადამცემი.



ნახ. 82. ელექტრული თბოაკუმულატორი

1, 2 - თბოიზოლაცია; 3 - თბოელექტროგამხურებელი; 4 - მთავარი მუდირებელი ქვა (მაგნეზიტი); 5 - თბოგაცემის რეგულატორი; 6 - ჰაერის გამოსასვლელი გისოსი; 7 - ჰაერის შესასვლელი გისოსი; 8 - ჰაერის შემრევი სარქველის Bi-მეტალი; 9 - ვენტილატორი; 10 - სითბოს მრიცხველი; 11 - კაბელების მისაერთებელი პანელი; 12 - დამცავი; ტემპერატურული რეგულატორი; 13 - რეოსტატი



ნახ. 83. დეცენტრალური სათბობ-სავენტილაციო დანადგარი

1 - შემხვედრნაკადიანი ჯვარედინა თბოგადამცემი; 2 - გასაწოვი ჰაერის ფილტრი; 3 - გარე ჰაერის ფილტრი; 4 - საკონდენსაციო აბაზანა; 5 - გაბინძურებული ჰაერის გამწოვი ვენტილატორი; 7 - მართვის პულტი

გარდა ზემოთ განხილული ადგილობრივი გათბობის სისტემებისა, გათბობის ტექნიკაში კიდევ მრავალი ხელსაწყო გამოიყენება, რომლებიც ამ ხელსაწყოს საპასპორტო მონაცემების მიხედვით უნდა შეირჩეს.

ლიტერატურა

1. გ. დარჩია. გათბობა და ვენტილაცია, ნაწ.1. თბილისი: განათლება - 1988.
2. მ. გრძელიშვილი, ო. გიორგობიანი. გაზით გათბობა. თბილისი: ტექნიკური უნივერსიტეტი, 2011.
3. მ. გრძელიშვილი, ო. გიორგობიანი. თხევადი და მყარი სათბობით გათბობა. თბილისი: ტექნიკური უნივერსიტეტი, 2011.
4. მ. გრძელიშვილი, ო. გიორგობიანი. არატრადიციული განახლებადი ენერგიით გათბობა. თბილისი: ტექნიკური უნივერსიტეტი, 2012.
5. მ. გრძელიშვილი, ო. გიორგობიანი. გაზის ტექნიკის ძირითადი ცნებები. თბილისი: ტექნიკური უნივერსიტეტი, 2010.
6. გ. რატიანი, მ. გრძელიშვილი. სამშენებლო თბოფიზიკა. თბილისი: განათლება, 1979.
7. Сканави А.И. Отопление. Москва: Стройиздат. – 1988.
8. Богословский В.Н., Сканави А.И. Отопление. Москва: Стройиздат. – 1991.
9. Зайцев О.Н., Лебедев А.П. Проектирование систем водяного отопления. Вена-Киев-Одесса. – 2008.
10. Upronog. Система установок поверхностного отопления. Справочник для проектировщика. – 2006.
11. REHAU. Система обогрева и охлаждения поверхностей. – 2007.
12. Reflex. Мембранные расширительные баки для систем отопления и холодоснабжения. – 2007.
13. Danfoss. Проектирование автоматизированных систем водяного отопления многоэтажных жилых и общественных зданий. Москва. – 2011.
14. Wilo. Насосная азбука. – 2006.
15. Tiator I. Heizungsanlagen. – 1998.
16. Мировский А., Ланге Г., Елень И. Материалы для проектирования котельных и современных систем отопления. Viessman.-2005.

სარჩევი

წინასიტყვაობა	3
I თავი. გათბობის ზოგადი ცნებები	5
1. გათბობის ტექნიკის განვითარება	5
2. გათბობის სისტემა და მისდამი წაყენებული მოთხოვნები	13
3. გათბობის სისტემების კლასიფიკაცია	15
4. გათბობის სისტემის თბოშემცველები	21
II თავი. შენობის თბური რეჟიმი	29
1. მიკროკლიმატის პარამეტრების ფიზიოლოგიური ზემოქმედება ადამიანის ორგანიზმზე	32
2. კომფორტის პირობები	34
3. შენობაში თბოგადაცემის საფუძვლები	39
4. თბოგამტარობა	39
5. კონვექცია	43
6. გამოსხივება	45
7. საჰაერო შუაშრის თერმული წინააღმდეგობა	47
8. თბოგაცემის კოეფიციენტები შემომზღუდი კონსტრუქციის შიგა და გარე ზედაპირებზე	49
9. მრავალშრიანი კედლის თბოგადაცემა	51
10. ტემპერატურის განაწილება შემომზღუდი კონსტრუქციის სიზრქეში	54
11. სათავსისა და გარემო ჰაერის საანგარიშო პარამეტრები ..	59
12. შენობის თბოდანაკარგები	62
13. დანამატები შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან თბოდანაკარგებზე	65
14. თბოდანაკარგები გრუნტზე განლაგებული იატაკიდან ...	67
15. ინფილტრირებული ჰაერის გათბობაზე დახარჯული სითბოს რაოდენობა	69

16. სათავსის საანგარიშო თბოდანაკარგები	71
17. შენობის თბური კუთრი მახასიათებელი და თბოდანაკარგები დამსხვილებული საზომით	74
III თავი. ცენტრალური გათბობის სისტემის ელემენტები	77
1. სათბობი ხელსაწყოები და მათდამი წაყენებული მოთხოვნები	77
2. სათბობი ხელსაწყოების კლასიფიკაცია	79
3. სათბობი ხელსაწყოების დახასიათება	83
4. სათბობი ხელსაწყოების შერჩევა და მათი განლაგება სათავსში	94
5. სათბობი ხელსაწყოების მიერთება თბოსადენებთან	97
6. სათბობი ხელსაწყოების თბური გაანგარიშება	99
7. სათბობი ხელსაწყოების თბური ინერცია	104
8. სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის რეგულირება	105
9. თბოსადენები და მათი გაყვანა შენობებში	107
10. ჩამკეტ-მარეგულირებელი არმატურის განლაგება თბოსადენებზე	118
11. ჰაერის გადაადგილება, მოგროვება და გაყვანა	121
12. თბოსადენების იზოლაცია	128
IV თავი. წყლით გათბობა	134
1. წყლით სათბობი სისტემების ძირითადი სქემები	134
2. საცირკულაციო ტუმბო	143
3. საფართოებელი ჭურჭელი	152
4. საფართოებელი ჭურჭლის მოცულობის განსაზღვრა	157
5. საფართოებელი ჭურჭლის მიერთება გათბობის სისტემებთან	161
6. გათბობის სისტემის ჰიდრავლიკური გაანგარიშება	164
7. გათბობის სისტემის უბნების დიამეტრების განსაზღვრა	166
8. გათბობის სისტემის უბნებზე წნევის დანაკარგების განსაზღვრა	170

9. გათბობის სისტემები წყლის შემხვედრი (ჩიხური) და თანამგზავრი მოძრაობით	179
10. ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემების გაანგარიშების თავისებურებები	181
11. ცალმილოვანი წყლით სათბობი სისტემების თავისებურებები	183
12. მაღლივი შენობების გათბობა	187
V თავი. ორთქლით გათბობა	192
1. დაბალი წნევის ორთქლის სისტემების ჰიდრავლიკური გაანგარიშება	200
2. მაღალი წნევის ორთქლის სისტემები	203
3. ვაკუუმ-ორთქლოვანი გათბობის სისტემები	204
VI თავი. ჰაერით გათბობა	206
1. გათბობისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობა და ტემპერატურა	209
2. ადგილობრივი ჰაერით გათბობა	212
3. ცენტრალური ჰაერით გათბობა	217
4. საჰაერო თბური ფარდები	219
VII თავი. პანელურ-სხივური გათბობა	224
1. იატაკის გათბობა	225
2. იატაკის გათბობის გაანგარიშება	232
3. კედლის გათბობა	239
VIII თავი. ადგილობრივი გათბობა	247
ლიტერატურა	260

განხილულია შენობათა სხვადასხვა სახის გათბობის სისტემები, მათი ძირითადი სქემები, კონსტრუქციები და მოქმედების პრინციპები, შესწავლილია შენობათა ზამთრის თბური რეჟიმები და შენობათა თბური დატვირთვები. წარმოდგენილია გათბობის სისტემების შერჩევის, კონსტრუირების და ანგარიშის მეთოდები.

განკუთვნილია თბოაირმომარაგების და ვენტილაციის სპეციალობის სტუდენტებისა და ამ დარგში მომუშავე სპეციალისტებისთვის.

რეცენზენტები: პროფესორი ო. ფურცელაძე,
საქართველოს ენერგეტიკის აკადემიის
ნამდვილი წევრი ვ. ჩახნაშვილი

© საგამომცემლო სახლი „ტექნიკური უნივერსიტეტი“, 2013
ISBN 978-9941-20-215-5
<http://www.gtu.ge/publishinghouse/>



ყველა უფლება დაცულია. ამ წიგნის ნებისმიერი ნაწილის (ტექსტი, ფოტო, ილუსტრაცია თუ სხვა) გამოყენება არც ერთი ფორმითა და საშუალებით (ელექტრონული თუ მექანიკური) არ შეიძლება გამომცემლის წერილობითი ნებართვის გარეშე.

საავტორო უფლებების დარღვევა ისჯება კანონით.