

თბოგადაცემის საფუძვლები

6 II 2,2
621.036 2+ [016.3]
ლ 816

წიგნი წარმოადგენს თბოგადაცემის საფუძვლების მოკლე კურსს, რომელშიაც თანამიმდევრობით გაშუქებულია სითბოს გავრცელების ელემენტარული სახეები (თბოგამტარობა, კონვექციური თბოგაცემა და თბური გამოსხივება), თბოგადაცემის კომპლექსური პროცესი და თბოგადამცემი აპარატების სითბური გაანგარიშების საფუძვლები.

წიგნი განკუთვნილია სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტების საინჟინრო ფაკულტეტების სტუდენტთათვის. აღნიშნული სახელმძღვანელო, აგრეთვე გამოადგებათ პრაქტიკულ მუშაობაში წარმოებაში მომუშავე ინჟინერ-ტექნოლოგებს და სოფლის მეურნეობის წარმოების ინჟინერ-მექანიკოსებს.

**რეცენზენტი სსსრ მეცნიერებათა აკადემიის აკადემიკოსი
ვ. მახალდიანი**

წინასიტყვაობა

წიგნის გამოცემისას მიზნად დასახული იყო შეგვედგინა წრომის წითელი დროშის ორდენის საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის სოფლის მეურნეობის პროდუქტთა ტექნოლოგიისა და სოფლის მეურნეობის წარმოების მექანიზაციის ფაქულტეტების სტუდენტთათვის სასწავლო პროგრამის მიხედვით თბოგადაცემის საფუძვლების მოკლე კურსი. ავტორი შეეცადა წინამდებარე სახელმძღვანელოში სათანადოდ გაეშუქებინა, როგორც ჩვენი ქვეყნის, ისე საზღვარგარეთული მეცნიერების მიერ ამ უკანასკნელ ხანებში ჩატარებული დიდი სამეცნიერო-კვლევითი მუშაობის შედეგები თბოგადაცემის საკითხებზე. ყოველივე ამით განისაზღვრა მეორე ახლად გადაშუშავებული წიგნის გამოცემა და მოკულობა, მასალის შერჩევა-დალაგება და გადმოცემის ხასიათი. მასში პროგრამის მიხედვით განხილულია თბოგადაცემის საფუძვლების ძირითადი დებულებანი. თანამიმდევრობით გაშუქებულია სითბოს გაფრცელების ელემენტარული სახეები (თბოგამტარობა, კონვექციური თბოგაცემა და თბური გამოსხივება), თბოგადაცემის კომპლექსური პროცესი და თბოგადამცემი აპარატების თბური გაანგარიშების საფუძვლები. წიგნის შედგენისას გამოყენებულ იქნა დანართში დასახელებული როგორც მშობლიური, ისე უცხოური ლიტერატურა და სამეცნიერო წრომები. ავტორი შეეცადა გადმოეცა წიგნში განხილული მასალა შესაძლებლობის ფარგლებში მარტივი და სტუდენტთათვის მისაწვდომი ფორმით. წიგნში გაშუქებული საკითხები შეადგენს იმ მიწიფუმს, რომლის ცოდნა აუცილებელია სტუდენტთათვის, მათ მიერ შემდგომში სპეციალური დისციპლინების ასათვისებლად. ვინაიდან წიგნი შედგენილია სასწავლო პროგრამის შესაბამისად, თბოგადაცემის თეორიის რიგმა სპეციალურმა საკითხებმა ტექსტში სათანადო გაშუქება ვერ ჰპოვა.

დასასრულ, საჭიროდ მიგვაჩნია აღვნიშნოთ ის გულმოდგინე შრომა, რომელიც გაწეულ იქნა საქართველოს სსრ მეცნიერებათა აკადემიის აკადემიკოსის ვახტანგი ვასილის-ძე მახალდიანის მიერ წიგნის რეცენზირებისას, უფროს მასწავლებელ ილია აბრამის-ძე ტურაშვილის მიერ წიგნის რედაქტირებისას და შრომის წითელი დროშის ორდენის საქართველოს სასოფლო-სამე-

ურნეო ინსტიტუტის მანქანათმშენობისა და თბოტექნიკის კათედრის წევრების ს. მელუას, გ. სადრაძის, ა. ჭანტურიას და ე. გოდერძიშვილის მიერ წიგნის ხელთნაწერის წაკითხვისა და მაგალითების გადაწყვეტის სისწორის შემოწმებისას, რისთვისაც მათ ავტორი მადლობას უძღვნის.

ყოველგვარი საკმიანი შენიშვნები მხედველობაში იქნება მიღებული წიგნის შემდგომი გამოცემის დროს.

ავტორი

შესავალი

თბოგადაცემა წარმოადგენს სითბოს გავრცელების პროცესს, როგორც სხეულის შიგნით უფრო გამთბარი ნაწილაკებიდან ნაკლებად გამთბარ ნაწილაკებისაკენ, ისე ერთი სხეულიდან მეორე სხეულისაკენ მათი ტემპერატურების არათანაბრობისას.

სხეულთა შორის თბოგადაცემის აღძვრის პირობას წარმოადგენს მათ შორის ტემპერატურათა სხვაობის არსებობა. სათანადო გამოკვლევების შედეგად დადასტურდა, რომ თბოგადაცემა, ე. ი. სითბოს გავრცელება წარმოადგენს რთულ პროცესს და ამიტომ შესწავლისას მას პირობით ყოფენ მარტივ მოვლენებად და იხილავენ თბოგადაცემის სამ ძირითად სახეს: თბოგამტარობას, კონვექციურ თბოგაცემას და თბურ გამოსხივებას.

თ ბ ო გ ა მ ტ ა რ ო ბ ა (კონდუქცია) — თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას სითბოს გადასვლა ხორციელდება სხეულის ნაწილაკებს შორის უშუალო შეხებით, რომლის დროს არ შეინიშნება ამ ნაწილაკების ხილული ძვრები. უშუალო შეხებისას სხეულის უფრო გამთბარი ნაწილის მოლეკულების კინეტიკური ენერგია გადაეცემა შედარებით ნაკლებად გამთბარი ნაწილების მოლეკულებს.

თბოგამტარობით სითბოს გადასვლის პროცესი ძირითადად შესწავლილია მყარ სხეულებში სითბოს გავრცელების შემთხვევებისათვის. მყარ სხეულებში თბოგამტარობის მოვლენა მარტივად წარმოიდგინება, როგორც კინეტიკური ენერგიის გადაცემა მოლეკულიდან მოლეკულაზე, როდესაც მათ შორის არსებობს ტემპერატურათა სხვაობა, ე. ი. როდესაც ერთი მოლეკულის კინეტიკური ენერგია მეორისაზე მეტია. თუ თბოგამტარი მასალისაკენ დამზადებული ღეროს ერთ ბოლოს გაეახურებთ, მაშინ მისი მოლეკულების მოძრაობა უფრო გაძლიერდება. აღნიშნული მოლეკულები დრეკადი დაჯახებისას მეზობელ მოლეკულებს, რომლებსაც შედარებით ნაკლები კინეტიკური ენერგია გააჩნიათ, უფრო ინტენსიურ მოძრაობაში მოიყვანენ და ასე გაგრძელდება ეს პროცესი ღეროს მთელი სიგრძის გასწვრივ. თბოგამტარობის არსის მეორე განმარტება ემყარება ელექტრონული თეორიის საფუძვლებს, რომ სითბოს კარგი გამტარები ამავე დროს აკრთევენ ელექტრონობის კარგი გამტარნი არიან.

ელექტროგამტარობა თეორიულად აიხსნება თავისუფალი ელექტრონების დრეიფით, ამიტომ მიზანშეწონილია ვივარაუდოთ, რომ თბოგამტარობა პირველ რიგში შეპირობებულია თავისუფალი ან ვალენტური ელექტრონების ატრადობით, ე. ი. მოძრაობის უნარით.

თბოგამტარობის პროცესის არსის ზემომოყვანილი ორივე განმარტება-
გულისხმობს, რომ ის, რაც გადაეცემა, წარმოადგენს სითბოს ანუ სითბურ
ენერგიას, ხოლო თვით გადაცემის პროცესი—თბოგამტარობას.

თუ განხილვის საგანს წარმოადგენს საერთოდ მყარ სხეულებში, სითხე-
ებსა და აირებში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების საკითხი, მართებუ-
ლი იქნება მოვიყვანოთ აქადემიკოს მ. მიხეევის განმარტება * „თბოგამტა-
რობა იმაში მდგომარეობს, რომ ენერგიის გადაცემა ხდება სხეულის ნაწილა-
კებს შორის უშუალო შეხებით. ამ დროს სითხეებსა და მყარ სხეულებში (დი-
ფუზიონებში) ენერგია ვრცელდება დრეკადი ტალღების საშუალებით, აი-
რებში — ატომების ან მოლეკულების დიფუზიით, ხოლო ლითონებში — თავი-
სუფალი ელექტრონების დიფუზიით“.

კონვექციური თბოგაცემა წარმოადგენს სითბოს გავრცელების
ისეთ სახეს, როდესაც სითბოს გადატანა ხდება სითხეების ან აირების ნაწილაკე-
ბის გადაადგილებისა და ურთიერთშერევის გზით. ამასთან დიდი მნიშვნელობა
აქვს სითხის ან აირის მოძრაობის ხასიათს და მდგომარეობას. ბუნებრივია,
რომ კონვექციით სითბოს გავრცელება შეიძლება განხორციელდეს მხოლოდ
სითხეებში ან აირებში, ე. ი. ისეთ სხეულებში, სადაც მის სითბოს შემცველ
ნაწილაკებს შედარებით თავისუფლად შეუძლიათ გადაადგილება.

სითხის ან აირის ნაწილაკები თავისი მოძრაობისას, შეეხებიან რა სით-
ბოს მიმღებ ან სითბოს გამცემ მყარი სხეულის ზედაპირს, კონტაქტის მომენ-
ტში მათ გადაეცემენ ან აარინებენ სითბოს განსაზღვრულ რაოდენობას და
შეუჩერებელი განაგრძობენ თავის მოძრაობას, ხოლო მათ ადგილზე ხედებიან
სხვა ნაწილაკები და ა. შ. ამიტომ, როდესაც ადგილი არა აქვს მოძრაობას
და სითხის ან აირის ნაწილაკები აღარ ასრულებენ მოძრავე სითბოს შემცვე-
ლის როლს, ადგილი აღარ ექნება სითბოს გავრცელებას კონვექციის საშუა-
ლებით. ანალოგიურ შემთხვევებში, როდესაც ადგილი არა აქვს თბურ გამოს-
ხივებას, სითბოს გავრცელება ხორციელდება მხოლოდ თბოგამტარობით. აი-
რის ან სითხის მოძრაობის სიჩქარის გადიდებით ძლიერდება კონვექციით
სითბოს გავრცელება. უკანასკნელი აიხსნება იმით, რომ სიჩქარის გადიდებით
შეიძლება ზედაპირთან ნაწილაკების მიღწევის პერიოდი და იზრდება დროის
ერთეულში კედლის ზედაპირზე შეხებაში მოყვანილ სითბოს შემცველის ნაწი-
ლაკთა რაოდენობა.

კონვექციით სითბოს გავრცელებას მუდამ თან ახლავს თბოგამტარობის
პროცესი, რადგან სითხის ან აირის მოძრაობისას გარდუვალია სხვადასხვა-
ტემპერატურის ნაწილაკების ურთიერთშეხება. კონვექციითა და თბოგამტა-
რობით სითბოს გავრცელების ერთობლივ პროცესს, რომელსაც ადგილი აქვს
მყარი კედლის ზედაპირზე სითხის ან აირის მოძრავე ნაქადის შეხებისას,
კონვექციური თბოგაცემას ან შემოკლებით თბოგაცემასაც უწო-
ლებენ. კონვექციური თბოგაცემისას დიდი მნიშვნელობა ენიჭება სითხის

* მ. მიხეევი—თბოგადაცემის საფუძვლები, გვ. 11. გამომცემლობა, ტექნიკა და შრო-
მა, 1953 წელი.

ან აირის ნაკადის მოძრაობის ხასიათსა და საბეს; იხილავენ კონვექციის მოქ-
ლენას ნაკადის თავისუფალ ან იძულებით მოძრაობისას.

თ ბ უ რ ი გ ა მ ო ს ხ ი ვ ე ბ ა (რადია(ცია)—ამ სახის სითბოს გავრცელების
ბუნება სრულიად განსხვავებულია კონვექციური და თბოგამტარობით სით-
ბოს გავრცელების ბუნებისაგან. იქ სითბოს გადატანა ხორციელდება უძრავი
ან მოძრავი მატერიალური ნაწილაკების საშუალებით, თბური სხივები კი
წარმოადგენენ განსაზღვრული სიგრძის ელექტრომაგნიტურ ტალღებს, რო-
მელთა გავრცელება შესაძლებელია აგრეთვე ვაკუუმშიაც.

თანამედროვე შეხედულებებითა აღიარებულია, რომ თბური გამოსხივე-
ბისას თბური ენერჯიის გავრცელება ხორციელდება ელექტრომაგნიტური
ტალღებით, რომლებიც იგზავნიებიან სივრცეში გაბურღული ფიზიკური სხე-
ულების მიერ. ეს პროცესი, როგორც აღნიშნული იყო, მეტად განსხვავდება
თბოგამტარობისა და კონვექციისაგან და დაკავშირებულია ენერჯიის გარ-
დაქმნასთან. გახურობულ, მაღალი ტემპერატურას მქონე სხეულში ადგილი
აქვს თბური ენერჯიის გარდაქმნას სხივად ენერჯიად, ხოლო დაბალი ტემ-
პერატურის მქონე სითბოს მიმღებ სხეულში კი ადგილი აქვს მის ზედაპირზე
მოხვედრილი თბური სხივების ენერჯიის გარდაქმნას თბურ ენერჯიად.

თბური სხივები ვრცელდებიან სწორხაზოვნად სინათლის სიჩქარით.
თბური გამოსხივების კანონები არიან ახლოს და ზოგჯერ კი გაიგივებული
სინათლის გავრცელების კანონებთან. სხივების კლასიფიკაციას საფუძვლად
უდევს ზემოქმედება, რომელსაც ახდენენ სხივები სხეულზე დაცემისას (მოხ-
ვედრისას). სხეულის მიერ ინფრაწითელი სხივების შთანთქმა მისი ნასის გა-
ხურობას იწვევს. ნებისმიერი სხეული ხასიათდება თბური გამ-სხივებით იმ
პირობით, თუ მისი ტემპერატურა მეტია აბსოლუტურ ნულზე. რაც მეტია
სხეულის ტემპერატურა, მით მეტია მისი თბური გამოსხივების უნარი. აღ-
ნიშნულის გამო ორ სხეულს, რომელთაც ექნებათ აბსოლუტური ნულისაგან
განსხვავებული ტემპერატურები, იქნებიან ურთიერთ თბოცვლის მდგომარეო-
ბაში თბური გამოსხივების გზით. თბური გამოსხივების უნარით ხასიათდე-
ბიან არა მარტო მყარი სხეულები, არამედ თბური გამოსხივების უნარი
გააჩნიათ აგრეთვე გავარჯარებულ აირებს.

სითბოს გავრცელების (თბოგადაცემის) მარტივი სახეები (კონდუქცია,
კონვექცია და რადია(ცია) განცალკევებულად პრაქტიკაში თითქმის არ გვხვდე-
ბიან, როგორც წესი, სითბოს გავრცელება მიმდინარეობს ერთდროულად
თბოგადაცემის სამივე ელემენტარული სახის ან რომელიმე ორი მათგანის
საშუალებით.

რეალურ პირობებში იშორად გვხვდება სითბოს გადატანის პროცესი
ცხელი სითხიდან ან აირიდან შედარებით გრილ სითხეზე ან აირზე მათ შო-
რის მოთავსებული გამყოფი კედლის საშუალებით, ასეთ პროცესს თბოგადა-
ცემას უწოდებენ. როგორც აღნიშნული იყო სითბოს გავრცელება თბოგა-
დამცემებში შეიძლება განხორციელდეს თბოგადაცემის ყველა სამი ელემენ-
ტარული სახის საშუალებით. მაგალითად, ორთქლის ქვაბის დანადგარის სა-
ცეცხლეში სათბობის წვის შედეგად ძილებული აირადი ნაწარმის სითბო ქვა-
ბის ხურების ზედაპირის ერთ მხარეს გადაეცემა, როგორც კონვექციით, ისე

გამოსხივებით, ხოლო ხურების ზედაპირის მეორე მხარეს ეს სითბო გადაეცემა თბოგამტარობით — და ბოლოს, ქვაბის ხურების ზედაპირის მეორე მხრიდან ქვაბში მოთავსებულ წყალს სითბო გადაეცემა მხოლოდ კონვექციური თბოგაცემის გზით. ამრიგად, სითბოს გავრცელების რთულ პროცესში თბოგაცემის სამივე სახე ერთმანეთთან სხვადასხვაგვარად არის შერწყმული და ერთიმეორისაგან მათი დაცილება ზოგჯერ შეუძლებელი ხდება.

საერთოდ თბოგადამცემი აპარატების ხურების ზედაპირების გაანგარიშების დროს სითბოს გავრცელების რთულ პროცესს იხილავენ, როგორც ერთ მთლიან მოვლენას და მას თბოგადაცემას უწოდებენ.

თბოგადაცემის თეორიის კანონების ცოდნას ძლიერ დიდი მნიშვნელობა აქვს ყველა სახის გადამხურებლების, მაკიფერების, კონდენსატორების, ამოორთქლებლებისა და სხვა თბოგადამცემი აპარატების როგორც გაანგარიშების, ისე ექსპლუატაციისათვის. საერთოდ თბოგადამცემების გაანგარიშების დროს აუცილებელ პირობას წარმოადგენს ცხელ არედან ცივ არეზე სითბოს გადაცემა წარმოებდეს რაც შეიძლება მცირე გაბარიტული ზომებიანი თბოგადამცემი აპარატებით, რის განხორციელება შეპირობებული უნდა იყოს თბოგადაცემის ინტენსიურობით, ე. ი. სითბოს გავრცელების დაჩქარებით. ზოგ შემთხვევაში აუცილებელი პირობაა თბოგადაცემის ინტენსიურობის დაყოვნება, გარემოში უნაყოფოდ სითბოს კარგვების თავიდან ასაცილებლად. ამიტომ აუცილებელია სითბოს გავრცელების კანონების ცოდნა და იმ ფაქტორების შესწავლა, რომლებიც გავლენას ახდენენ თბოგადაცემის პროცესის გაძლიერებაზე ან დაყოვნებაზე.

თბოგადაცემა, როგორც მეცნიერება, დამოუკიდებელი სახით ჩამოყალიბდა უკანასკნელ 30 წელში. თუმცა ცალკეული მისი ნაწილები უფრო ადრე იყო შექმნილი. თბოგადაცემის თეორიის ფორმირება თან სდევდა თბოტექნიკისა და ფიზიკის განვითარებას. ამ მეცნიერების დამოუკიდებლად ჩამოყალიბებასა და განვითარებაში მონაწილეობას ლებულობდნენ სხვადასხვა ქვეყნის მეცნიერები და სპეციალისტები. საბჭოთა ქვეყნის მეცნიერულ მუშაკთა მიერ დიდი მუშაობაა ჩატარებული თბოგადაცემის თეორიის განვითარებისათვის, მათ მიერ დამუშავებული და შექმნილია თბური მოდელირების მეთოდი და სასახლგრო შრის თეორია. გამოკვლეულია თბოგაცემა სითხის დუღილისა და ორთქლის კონდენსაციის დროს და თბოგადაცემის სხვა თეორიული და პრაქტიკული მნიშვნელობის საკითხები.

თ ა ვ ი პ ი რ ვ ე ლ ი

თბოგამტარობა სტაციონარული რეჟიმის დროს

1. თბოგამტარობის თეორიის ძირითადი ცნებანი

თერმოდინამიკის მეორე კანონის შესაბამისად სხეულთა ურთიერთშე-
ჯების დროს სითბოს გავრცელება ხდება ერთი სხეულიდან მეორეზე (ან სხე-
ულის ერთი ნაწილიდან ამავე სხეულის მეორე ნაწილზე), თუ მათ შორის
ადგილი აქვს ტემპერატურათა სხვაობას. მასთან სითბური ნაკადი მიმართუ-
ლია მაღალი ტემპერატურის მქონე ნაწილიდან დაბალი ტემპერატურის მქო-
ნე ნაწილისაკენ. ამ შემთხვევაში, როგორც აღნიშნული იყო, თუ ეს პირობა
სრულდება ისე, რომ არ შეიმჩნევა მათი (ნაწილაკების) ხილული ძვრები, იგი გა-
ნიხილება როგორც სითბოს გავრცელების ანუ თბოგადაცემის პირველი ელემ-
ენტარული სახის პროცესი — თ ბ ო გ ა მ ტ ა რ ო ბ ა .

თანამედროვე მოსაზრებებით მყარ სხეულში თბოგამტარობის მოვლენა
უბრალოდ წარმოადგინება, როგორც კინეტიკური ენერჯიის გადაცემა მო-
ლეკულიდან მოლეკულაზე ურთიერთშეხებისას, როდესაც მათ შორის ადგი-
ლი აქვს ტემპერატურათა სხვაობას. საერთოდ სითბოს გავრცელების პრო-
ცესი და კერძოდ თბოგამტარობის მოვლენა განუყრელად დამოკიდებულია
ტემპერატურის განაწილებაზე.

თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების პროცესის შესწავლისათვის აუ-
ცილებელ პირობას წარმოადგენს ტემპერატურული ველის, იზოთერმული
ზედაპირის, ტემპერატურული გრადიენტისა და თბური ნაკადის ცნებათა
განსაზღვრა.

ტემპერატურული ველი

თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების პროცესის აუცილებელ და საკ-
მარისს პირობას წარმოადგენს ტემპერატურათა სხვაობა. მაშასადამე, თბო-
გამტარობით სითბოს გავრცელების განმსაზღვრელ ფიზიკურ სიდიდეს წარ-
მოადგენს ტემპერატურა, რომლის სიდიდით შეპირობებულია სხეულის გათ-
ბობის ხარისხი. სივრცის (სხეულის) ყველა წერტილში ტემპერატურათა მნიშ-
ვნელობის ერთობლიობას დროის აღებულ მომენტში ტემპერატურულ-
ი ვ ე ლ ი ეწოდება.

თუ ყოველ წერტილში ტემპერატურა დროის მიხედვით იცვლება,
მაშინ ველი იქნება არასტაციონარული. როდესაც სივრცის ყოველი წერტი-

ლის t ტემპერატურა x, y, z კოორდინატებისა და τ დროის ფუნქციაა, მაშინ არასტაციონარული ტემპერატურული ველის განტოლება შემდეგნაირად გამოისახება:

$$t = \varphi(x, y, z, \tau). \quad (I-1)$$

არასტაციონარული ტემპერატურული ველის განტოლება (I-1) წარმოადგენს ტემპერატურული ველის უფრო ზოგად გამოსახულებას, როდესაც სხეულის სხვადასხვა წერტილის ტემპერატურა იცვლება დროის მიხედვით. მაშასადამე, არასტაციონარული რეჟიმი, ერთის მხრივ, შეპირობებულია ტემპერატურის ცვლილებით დროზე დამოკიდებულებით, ხოლო, მეორეს მხრივ, მიწოდებული და არინებული სითბოს რაოდენობის ცვლილებით.

სტაციონარულ თბურ რეჟიმს შეესაბამისება სტაციონარული ტემპერატურული ველი, რაც ნიშნავს იმას, რომ ადგილი არა აქვს ტემპერატურის ცვლილებას დროის მიხედვით და ხასიათდება მიწოდებული და არინებული სითბოთა თანაბრობით. სტაციონარული ტემპერატურული ველის განტოლება შემდეგნაირად გამოისახება:

$$t = f(x, y, z), \quad (I-2)$$

რომელიც მიიღება ტემპერატურის უცვლელობით დროის განმავლობაში

$$\frac{dt}{d\tau} = 0. \text{ ტემპერატურული ველი შეიძლება იყოს სამ, ორ, ან ერთგანზომილური.}$$

ყველაზე უფრო მარტივ ერთგანზომილებიან ტემპერატურულ ველს აქვს შემდეგი სახის განტოლება $t = \varphi(x)$.

ბ. იზოთერმული ზედაპირი და ტემპერატურული გრადიენტი

იზოთერმული ზედაპირი ეწოდება ერთნაირი ტემპერატურის მქონე წერტილების გეომეტრიულ ადგილთა ერთობლიობას. ასეთი იზოთერმული ზედაპირების გატარება ნებისმიერი რაოდენობით შეიძლება. დროის აღებულ მომენტში იზოთერმულ ზედაპირთა ერთობლიობა ცალსახად საზღვრავს ტემპერატურულ ველს. თვით იზოთერმული ზედაპირის განსაზღვრიდან გამომდინარეობს მისი ორი თვისება:

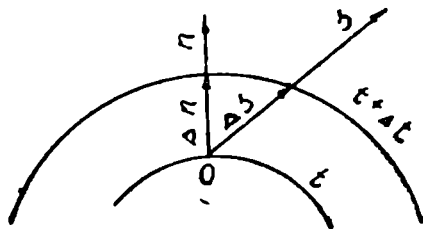
1. სხვადასხვა ტემპერატურის იზოთერმული ზედაპირები ერთმანეთს ვერ გადაკვეთენ, რადგან გადაკვეთის ხაზი დასასიათებოდა არა ერთი ტემპერატურით, არამედ ტემპერატურის რამდენიმე მნიშვნელობით. ასეთ ხაზებს ტემპერატურულ ველში არსებობა არ შეუძლიათ;

2. ტემპერატურულ ველში იზოთერმულ ზედაპირებს გაწყვეტა არ შეუძლიათ, ისინი შეკრულია, ან წყდება სხეულის გარე ზღვრებზე. სტაციონარული თბური რეჟიმის დროს იზოთერმული ზედაპირები უძრავია. ხოლო არასტაციონარული რეჟიმის დროს ისინი სივრცეში (სხეულში) გადაადგილებიან.

საკითხის შესწავლისათვის წარმოვიდგინოთ t და $t + \Delta t$ ტემპერატურების ორი იზოთერმული ზედაპირი (ნაკ. 1-1).

ცხადია, რომ სხეულში ტემპერატურის ცვლილება უნდა მოხდეს მხოლოდ იზოთერმული ზედაპირების გადაძვევით მიმართულებით (s მიმართულება, ნაკ. I—1). სხეულში ტემპერატურა ყველაზე უფრო მკვეთრად იცვლება იზოთერმული ზედაპირების n ნორმალის მიმართულებით.

იზოთერმულ ზედაპირთა შორის Δt ტემპერატურის ცვლილებისა და ამ ზედაპირთა შორის ნორმალის მიმართულებით აღებული Δn მანძილის შეფარდების ზღვარს ტემპერატურული გრადიენტი ეწოდება; მის მათემატიკურ გამოსახულებას აქვს შემდეგი სახე:



ნაკ. I - 1. იზოთერმული ზედაპირები

$$\text{grad}t = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta t}{\Delta n} \right) = \frac{dt}{dn} \text{ გ/მ}, \quad (I-3)$$

სადაც n არის იზოთერმული ზედაპირის ნორმალი.

ტემპერატურული გრადიენტი საზღვრავს ტემპერატურის უდიდეს ცვალებადობას ამ მიმართულებაზე აღებულ წერტილში. ცხადია, რომ ტემპერატურული გრადიენტი წარმოადგენს ვექტორს, რომელიც იზოთერმული ზედაპირის O წერტილში გატარებულ ნორმალს ემთხვევა. ტემპერატურული გრადიენტის დადებით მიმართულებად ტემპერატურის ჰრდის მიმართულება ითვლება. ერთი და იგივე დონის ზედაპირზე (იზოთერმულ ზედაპირზე) მდებარე წერტილებისათვის ტემპერატურული გრადიენტი სიდიდით სავსებით ერთნაირი არ იქნება. ტემპერატურული გრადიენტი იმ წერტილებში იქნება მეტი, სადაც იზოთერმულ ზედაპირთა შორის Δn მანძილი მცირეა.

ტემპერატურული გრადიენტის ვექტორის ($\text{grad}t$) გეგმილი (ნაკ. I—1) რომელიმე s მიმართულებაზე განისაზღვრება შემდეგი თანაფარდობით:

$$(\text{grad}t)_s = \frac{dt}{dn} \cos(ns) = \frac{dt}{ds}. \quad (I-4)$$

ცხადია, რომ თუ მონაკვეთი (Δs) აღებული იქნება იზოთერმული ზედაპირის მხების მიმართულებაზე, ტემპერატურა ამ მიმართულებით აღებულ წერტილიდან უსასრულოდ მცირე მანძილზე არ იცვლება და ამ შემთხვევაში $\frac{dt}{ds} = 0$. პირიქით იზოთერმული ზედაპირის ნორმალის მიმართულებით

$\frac{dt}{ds}$ სიდიდით უდიდესი იქნება, რადგან ამ მიმართულებით მანძილი იზოთერმულ ზედაპირთა შორის უმცირესი იქნება. მაშასადამე,

$$\frac{dt}{dn} = \left(\frac{dt}{ds} \right)_{\text{მაქს.}} \quad (I-5)$$

გ. თბური ნაკადი

მყარი სხეულის ცალკეულ ნაწილებში ტემპერატურათა სხვაობის შედეგად ადგილი აქვს მასში სითბოს გავრცელებას თბოგამტარობით. სითბოს გავრცელების პროცესის დახასიათებისათვის შემოღებულია ცნება თბური ნაკადის შესახებ.

თბური ნაკადი ეწოდება სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც ერთი საათის განმავლობაში იზოთერმული ზედაპირის ფართობის საშუალებით გატარდება მისი ნორმალის მიმართულებით.

თბური ნაკადის სიდიდეს ჩვეულებრივ თბოგადაცემის თეორიაში აღნიშნავენ Q ასოთი, მისი განზომილებაა კკალ/სთ.

მყარ სხეულში თბური ნაკადის სიდიდე დამოკიდებულია სხეულის ფიზიკურ თვისებებზე, მისი ცალკეული ნაწილების ტემპერატურათა სხვაობის სიდიდესა და ზედაპირის ფართობზე, რომლის საშუალებითაც ხდება სითბოს გადაცემა მისი ნორმალის მიმართულებით. ამ სიდიდეთა შორის ურთიერთკავშირი მყარდება ფურიეს კანონის მიხედვით. ამ კანონის მიხედვით თბური ნაკადი (Q კკალ/სთ) პირდაპირ პროპორციულია ტემპერატურული გრადიენტისა ($\text{grad}t$ ან ∇t) და ზედაპირის (F) ფართობის, რომელიც სითბოს გავრცელების მიმართულების პერპენდიკულარულია. ჩვეულებრივ ამ ბოლო დროს (Q) თბური ნაკადის სიდიდეს იღებენ ერთი საათის მიმართ.

საერთოდ ამ კანონის თანახმად თბოგამტარობით სხეულში გავრცელებული სითბოს რაოდენობრივი შეფასება უნდა მოხდეს შემდეგი ტოლობით:

$$dQ = -\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial n} \cdot dF \cdot dt, \quad (1-6)$$

სადაც dQ არის სითბოს ელემენტარული რაოდენობა, რომელიც გატარდება იზოთერმული ზედაპირის ელემენტში (dF) დროის ელემენტარულ (dt) მონაკვეთში. როგორც აღნიშნული იყო, თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების გაანგარიშებისას თბური ნაკადის სიდიდეს იღებენ ერთი საათის მიმართ, მაშინ (1-6) განტოლება შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$Q = -\lambda \cdot \text{grad}t \cdot F = -\lambda \cdot \nabla t \cdot F \text{ კკალ/სთ.} \quad (1-6')$$

სითბოს გავრცელების გაანგარიშების დროს ხშირ შემთხვევაში თბური ნაკადის ნაცვლად იყენებენ კუთრი თბური ნაკადის სიდიდეს.

კუთრი თბური ნაკადს უწოდებენ თბურ ნაკადს, ალებულს სითბოს გავრცელების მიმართულების მართობული ერთეული ზედაპირის (1 მ²) მიმართ და აღნიშნავენ q ასოთი, ამგვარად,

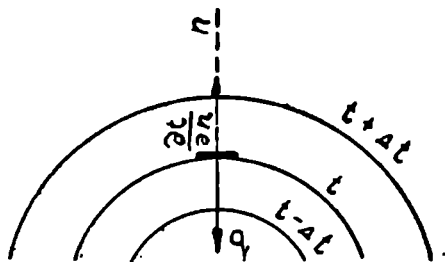
$$q = \frac{Q}{F} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ;}$$

..ანუ

$$q = -\lambda \cdot \text{grad}t = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} = -\lambda \nabla t \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.} \quad (1-7)$$

კუთრი თბური ნაკადის სიდიდგ წარმოადგენს ვექტორს, რომლის მიწართულება სითბოს გავრცელების მიმართულებას ემთხვევა. კუთრი თბური ნაკადი ტემპერატურული გრადიენტის საწინააღმდეგოდაა მიმართული (ნაკ. 1-2).

უარყოფითი ნიშანი (1-7) განტოლებაში აღნიშნავს იმას, რომ კუთრი სითბოს ნაკადი ტემპერატურული გრადიენტის საწინააღმდეგოდ არის მიმართული.



1-2. კუთრი სითბო ნაკადი და ტემპერატურული გრადიენტი

დ. თბოგამტარობის კოეფიციენტი

(1-6') განტოლებაში პროპორციულობის მაჩრავლს λ -ს უწოდებენ თბოგამტარობის კოეფიციენტს. იმავე განტოლებიდან

გამომდინარეობს, რომ თბოგამტარობის (λ) კოეფიციენტის განზომილება იქნება:

$$\lambda = - \frac{Q}{F \cdot \Delta t} = - \frac{q}{\text{grad } t} \frac{\text{კკალ}}{\text{მ}^2 \text{ სთ } ^\circ\text{C}/\text{მ}} \text{ ანუ კკალ/მ სთ } ^\circ\text{C}.$$

მაშასადამე, თბოგამტარობის კოეფიციენტი რიცხობრივად წარმოადგენს სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც გატარდება ერთი საათის განმავლობაში ერთ კვადრატული მეტრი ზედაპირის საშუალებით, როდესაც ადგილი იქნება ტემპერატურის ერთი გრადუსით ვარდნას კუთრი თბური ნაკადის მიმართულებით ყოველ სიგრძე მეტრზე.

თბოგამტარობის კოეფიციენტი წარმოადგენს ნივთიერების ერთ-ერთ ფიზიკურ მახასიათებელს, რომელიც გვიჩვენებს თუ თბოგამტარობით ამ ნივთიერებას სითბოს გატარების რა უნარი აქვს. აღებული ნივთიერების თბოგამტარობის კოეფიციენტი არ არის მუდმივი სიდიდგ ისე, როგორც სხვა ფიზიკური მახასიათებლები (კუთრი თბოტევადობა, სიბლანტის კოეფიციენტი და სხვ.), იცვლება სხეულის მდგომარეობის შეცვლით და პირველ რიგში მისი ტემპერატურის შეცვლით. აირების თბოგამტარობა იცვლება ტემპერატურის შეცვლასთან ერთად.

დადგენილია, რომ აირის თბოგამტარობა იზრდება ტემპერატურის გადიდებასთან ერთად. იგივე შეიძლება ითქვას თერმოიზოლაციისათვის გამოყენებული მასალების შესახებ.

წმინდა ლითონებისათვის თბოგამტარობის კოეფიციენტი მცირდება ტემპერატურის ზრდასთან ერთად, ხოლო სითხეებისათვის ამ დამოკიდებულებას ზოგჯერ მეტად რთული ხასიათი აქვს. მაგალითად, წყლის თბოგამტარობის კოეფიციენტი ტემპერატურის განსაზღვრულ ინტერვალში იზრდება, ხოლო შემდეგ მცირდება.

მასალათა თბოგამტარობის კოეფიციენტების მნიშვნელობათა განსაზღვრა სპეციალური ექსპერიმენტებით წარმოებს. როგორც ცდების შედეგები

ვგრენებენ უმეტესი მასალების თბოგამტარობის კოეფიციენტის დამოკიდებულება ტემპერატურაზე შეიძლება მიახლოებით გამოისახოს შემდეგი ხაზობოვი ფუნქციის სახით:

$$\lambda = \lambda_0 (1 + bt),$$

ადაც λ_0 არის თბოგამტარობის კოეფიციენტის მნიშვნელობა 0°C ტემპერატურის დროს;

b — მუდმივა, რომელიც ისაზღვრება ცდის საშუალებით.

ხშირად ტექნიკურ გაანგარიშებათა დროს თბოგამტარობის კოეფიციენტის დამოკიდებულებას ტემპერატურაზე მხედველობაში არ ლებულობენ და გაანგარიშებას აწარმოებენ თბოგამტარობის კოეფიციენტის რომელიღაც საშუალო მნიშვნელობის მიხედვით ($\lambda_{\text{საშ}}$).

$(1-1)$ ცხრილში მოცემულია ზოგიერთი ნივთიერების თბოგამტარობის კოეფიციენტის საორიენტაციო მნიშვნელობები.

ცხრილი (1-1)*

სხვადასხვა ნივთიერების λ -ს საორიენტაციო მნიშვნელობა

ნივთიერების დასახელება	λ კკალ/მ საათი $^{\circ}\text{C}$
ა. რკინა	0,005—0,50
ჭაფი, 0—1000 $^{\circ}\text{C}$	0,020—0,065
წყვეთური სითხეები	0,08 —0,60
წყალი, 0—100 $^{\circ}\text{C}$	0,12 —0,54
სამშენებლო და საიზოლაციო მასალები	0,02 —2,5
წყითელი ავთი, 0—300 $^{\circ}\text{C}$	0,4 —0,6
მინერალური მატყლი, 0—300 $^{\circ}\text{C}$	0,02 —0,05
მერკანი	0,05 —0,35
ლითონები	2 —360
წყითელი სპილენძი	340
ალუმინი	180
რკინა	40
ფულადი	10—50
ვერცხლისწყალი	6,7 —8

ვ. თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების დიფერენციალური განტოლება

საერთოდ თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების გაანგარიშებისას ეს იქნება სტაციონარული თუ არასტაციონარული რეჟიმი აუცილებელია ტემპერატურული ველის ცოდნა. მაგრამ ტემპერატურული ველის შესწავლა და იმ ფუნქციის სახის განსაზღვრა, რომელიც აღწერს მთელ ტემპერატურულ ველში ტემპერატურის განაწილებას სიერცისა და დროის მიხედვით, მხოლოდ ფიზიკის ზოგადი კანონებით შეუძლებელია.

ტემპერატურული ველის თვისებანი შეიძლება დადგენილ იქნეს მხოლოდ შესაბამისი განტოლებით, რომელიც ახასიათებს სხეულში ტემპერატურის განაწილებას სიერცისა და დროის მიხედვით.

* М. А. Михеев и И. М. Михеева, Краткий курс теплопередачи, Госэнергоиздат, 1960 г.

თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების დროს მყარ სხეულში ტემპერატურის განაწილების განსაზღვრისათვის შემდეგ მეთოდს იყენებენ. სხეულში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების მოვლენის მიმდინარეობის შესწავლას საწყისში ახდენენ არა მთელ სხეულში დროის განსაზღვრულ შუალედში, არამედ სხეულში ნებისმიერად გამოყოფილ ელემენტარულ მოცულობაში (ელემენტარულ პარალელებიპედში dx , dy , dz წიბოებით) დროის უსასრულოდ მცირე შუალედში ($d\tau$).

თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების დიფერენციალური განტოლების გამოყენებისას თვლიან, რომ ფიზიკური პარამეტრები: λ (თბოგამტარობის კოეფიციენტი), c (თბოტევადობა) და γ (კუთობი წონა) დამოკიდებული არ არიან კოორდინატებსა და დროზე მთელი ტემპერატურული ველის ფარგლებში.

გამოსავლევ ერთგვაროვან სხეულში (ნაკ. 1—3) გამოყნოთ ელემენტარული პარალელებიპედი dx , dy და dz წიბოებით, რომლებიც კოორდინატთა შესაბამისი ღერძების პარალელური არიან.

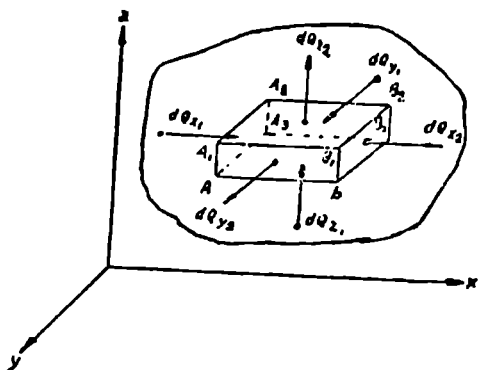
სხეულის აღნიშნული პარალელებიპედისათვის შედგენილი უნდა იქნეს თბური ბალანსი. თბური ბალანსის შედგენისათვის საჭიროა გაანგარიშებულ იქნეს ელემენტარული პარალელებიპედის წახნაგებზე მიწოდებული და მათგან არინებული სითბოს რაოდენობა. თბოგამტარობის ძირითადი კანონის თანახმად სითბოს რაოდენობა dQ_{x_1} , რომელიც x ღერძის მიმართულებით შედის პარალელებიპედში $AA_1A_2A_3$ წახნაგის საშუალებით, იქნება:

$$dQ_{x_1} = -\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x_1} \cdot dF \cdot d\tau;$$

ალბებულ შემთხვევაში $dF = dy \cdot dz$ და

$$dQ_{x_1} = -\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x_1} \cdot dy \cdot dz \cdot d\tau.$$

აქ $\left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x_1}$ არის ტემპერატურული გრადიენტი ელემენტარული პარალელებიპედის $AA_1A_2A_3$ წახნაგზე. შესაბამისად x ღერძის მიმართულებით



ნაკ. 1—3. სქემა თბოგამტარობის დიფერენციალური განტოლების გამოყენებისათვის

$BB_1B_2B_3$ გამოსასვლელი კვეთისათვის ტემპერატურული გრადიენტი იქნება $\left(\frac{\partial t}{\partial x}\right)_{x_2}$ მაშინ პარალელუბიედის $BB_1B_2B_3$ წახნაგიდან გამოსული სითბოს რაოდენობა განისაზღვრება ტოლობით:

$$dQ_{x_2} = -\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial x}\right)_{x_2} dy \cdot dz \cdot d\tau.$$

თუ პარალელუბიედში $AA_1A_2A_3$ წახნაგის საშუალებით შესულ სითბოს რაოდენობას dQ_{x_1} გამოვაკლებთ სითბოს dQ_{x_2} რაოდენობას, რომელიც პარალელუბიედიდან გამოვიდა $BB_1B_2B_3$ წახნაგის საშუალებით $d\tau$ დროის მონაკვეთში, მივიღებთ სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც შერჩება ელემენტარულ პარალელუბიედში:

$$dQ_x = dQ_{x_1} - dQ_{x_2} = -\lambda \left[\left(\frac{\partial t}{\partial x}\right)_{x_1} - \left(\frac{\partial t}{\partial x}\right)_{x_2} \right] dy \cdot dz \cdot d\tau. \quad (1-8)$$

$\frac{\partial t}{\partial x}$ ტემპერატურული გრადიენტი წარმოადგენს უწყვეტ ფუნქციას x -ის მი-

მართ, ამიტომ გრადიენტის კერძო მნიშვნელობათა სხვაობა $\left[\left(\frac{\partial t}{\partial x}\right)_{x_1} - \left(\frac{\partial t}{\partial x}\right)_{x_2} \right]$

შეიძლება დავშალოთ ტეილორის მწკრივად:

$$\left(\frac{\partial t}{\partial x}\right)_{x_2} - \left(\frac{\partial t}{\partial x}\right)_{x_1} = (x_2 - x_1) \cdot \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{(x_2 - x_1)^2}{2} \cdot \frac{\partial^3 t}{\partial x^3} + \dots$$

ვინაიდან $x_2 - x_1 = dx$, მაშინ, თუ უგულებელვყოფთ უმაღლესი რიგის უსასრულოდ მცირე სიდიდეებს, მივიღებთ:

$$\left(\frac{\partial t}{\partial x}\right)_{x_2} - \left(\frac{\partial t}{\partial x}\right)_{x_1} = \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \cdot dx.$$

უკანასკნელი განტოლების მხედველობაში მიღებით (1-8) განტოლება მიიღებს სახეს:

$$dQ_x = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \cdot dx \cdot dy \cdot dz \cdot d\tau. \quad (1-9)$$

მიღებული შედეგი ეხება თბური ნაკადის გვემილს x ღერძზე. ანალოგიურად y და z ღერძებისათვის მივიღებთ:

$$dQ_y = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \cdot dx \cdot dy \cdot dz \cdot d\tau \quad (1-10)$$

და

$$dQ_z = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \cdot dx \cdot dy \cdot dz \cdot d\tau. \quad (1-11)$$

განხილულ ელემენტარულ პარალელეპიპედის მოცულობაში აკუმულირებული სითბოს საერთო რაოდენობა შედგება (I-9), (I-10) და (I-11) განტოლებებით განსაზღვრული სითბოს რაოდენობათა ჯამისაგან:

$$dQ = dQ_x + dQ_y + dQ_z$$

ანუ

$$dQ = \lambda \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) dx \cdot dy \cdot dz \cdot d\tau. \quad (I-12)$$

($dx \cdot dy \cdot dz$) ნაპრაველი წარმოადგენს ელემენტარული პარალელეპიპედის მოცულობას (dV):

$$dV = dx \cdot dy \cdot dz.$$

მათემატიკურ ანალიზში ნებისმიერი ფუნქციის მეორე რიგის კერძო წარმოებულთა ჯამი ლაპლასის ოპერატორის სახელწოდებას ატარებს და აღინიშნება შემდეგნაირად:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = \nabla^2 t. \quad (I-13)$$

მაშასადამე, (I-12) განტოლება შეიძლება წარმოადგენილი იქნეს შემდეგი სახით:

$$dQ = \lambda \cdot \nabla^2 t \cdot dV \cdot d\tau \quad (I-14)$$

ან

$$dQ = \lambda \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) dV \cdot d\tau. \quad (I-15)$$

ენერჯიის მუდმივოდენობის კანონის თანახმად სითბოს რაოდენობათა სხვაობა dQ ტოლი უნდა იყოს სითბოს იმ რაოდენობისა, რომელიც დაიხარჯა აღებული ელემენტარული პარალელეპიპედის თბოშემცველობის (ენტალპიის) ცვლილებაზე.

ელემენტარული პარალელეპიპედის ტემპერატურის ნაზრდი $d\tau$ დროის შუალედში, ცხადია $\frac{\partial t}{\partial \tau} \cdot d\tau$ -ის ტოლი იქნება. მაშასადამე, dQ -სათვის (I-14) განტოლების გარდა, ვლებულობთ შემდეგი გამოსახულების განტოლებას:

$$dQ = c \cdot \gamma \cdot dV \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau} \cdot d\tau, \quad (I-16)$$

სადაც γ არის კუთრი წონა (კგ/მ³).

c — თბოტევადობა (კკალ/კგ °C).

თუ (I-14) და (I-16) განტოლებათა მარჯვენა მხარეებს ერთმანეთს გავუტოლებთ, მაშინ მივიღებთ:

$$\lambda \cdot \nabla^2 t \cdot dV \cdot d\tau = c \cdot \gamma \cdot dV \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau} \cdot d\tau.$$

უკანასკნელში $a = c \cdot \gamma$ აღნიშვნის შემოღებით, მივიღებთ შემდეგი სახის განტოლებას:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \cdot \gamma^2 t, \quad (I-17)$$

ანუ

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right). \quad (I-18)$$

(I-17) და (I-18) განტოლებებს ეწოდებათ თბოგამტარობის დიფერენციალური განტოლებები (ფურიეს განტოლება).

თბოგამტარობის დიფერენციალური განტოლება ტემპერატურული ველის ნებისმიერ წერტილში სივრცისა და დროის მიხედვით ტემპერატურის ცვლილებათა შორის კავშირს ამყარებს.

(I-18) განტოლებაში a მ²/სთ სიდიდეს სხეულის ტემპერატურის გამტარობის კოეფიციენტს უწოდებენ. სხვადასხვა მასალისათვის ტემპერატურის გამტარობის კოეფიციენტის მნიშვნელობანი მოცემულია (I-2) ცხრილში.

ცხრილი (I-2)*

სხვადასხვა მასალის ტემპერატურის გამტარობის კოეფიციენტის მნიშვნელობანი

№	მასალა (25°C დროს)	a მ ² /სთ	№	მასალა (20°C დროს)	a მ ² /სთ
1	სპილენძი	0,370	4	ზინა	0,00222
2	ალუმინი	0,341	5	აგური	0,00118
3	რკინა	0,2585	6	ხის მერკანი	0,0005

ტემპერატურის გამტარობის (a) კოეფიციენტის, როგორც სივრცისა და დროის მიხედვით ტემპერატურის ცვლილებათა შორის პროპორციულობის კოეფიციენტის ფიზიკური არსი გამოისახება იმაში, რომ ის არის მოცემული ტემპერატურული ველის სხვადასხვა წერტილში ტემპერატურათა გათანაბრების სიჩქარის საზომი. რაც უფრო დიდია ტემპერატურის გამტარობის (a) კოეფიციენტის მნიშვნელობა, მით უფრო სწრაფად მამდინარეობს ტემპერატურული ველის ყველა წერტილის ტემპერატურათა გათანაბრება. მაშასადამე თუ თბოგამტარობის (λ) კოეფიციენტი აბასიათებს სხეულთა თბოგამტარობის უნარს, ტემპერატურის გამტარობის (a) კოეფიციენტი აბასიათებს ამ სხეულების თბოინერციულ თვისებებს. (I-17) დიფერენციალური განტოლება აბასიათებს არასტაციონარულ თბურ რეჟიმს.

სტაციონარული თბური რეჟიმისათვის $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$ და (I-17) განტოლება დაიწერება შემდეგი სახით:

$$a \cdot \Delta t = 0,$$

* Коллектив авторов. Основы теплопередачи в авиационной и ракетной технике, Оборонгиз, 1960 г. стр. 21.

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0 \quad (I-19)$$

(I-19) განტოლებას უწოდებენ ლაპლასის განტოლებას.

2. თბოგამტარობა ბრტყელ კედელში

თბოგამტარობა ერთგვაროვან ბრტყელ კედელში

განიხილოთ თბოგამტარობით სითბოს გავრცელება ერთგვაროვან ბრტყელ კედელში, რომლის სიგრძე და სიგანე უსაზღვროდ დიდია მის სისქესთან (δ) შედარებით. წარმოვიდგინოთ, რომ ბრტყელი კედლის ზედაპირები x ღერძის მართობულადაა გაადგილებული (ნაკ. I-4).

მივიღოთ, რომ განიხილება სტაციონარული თბური რეჟიმი. იმის გამო, რომ კედლის ზედაპირზე მიწოდებული და არინებული სითბოთა რაოდენობანი ამ შემთხვევაში ერთმეორის ტოლია, ზედაპირებზე ტემპერატურა თანაბრად იქნება განაწილებული (ე. ი. აღნიშნული ზედაპირები წარმოადგენენ იზოთერმულ ზედაპირებს).

აღებულ შემთხვევაში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების გაანგარიშებისას მივიღოთ, რომ კედლის მასალის თბოგამტარობის (λ) კოეფიციენტი მუდმივი სიდიდეა. ვინაიდან აღებული ბრტყელი კედლის ზომები y და z ღერძების გასწვრივ უსასრულოდ დიდია, ტემპერატურა იცვლება მხოლოდ x ღერძის მიმართულებით და კუთრი სითბოს (q) ნაკადი მიმართულია კედლის ზედაპირის მართობულად.

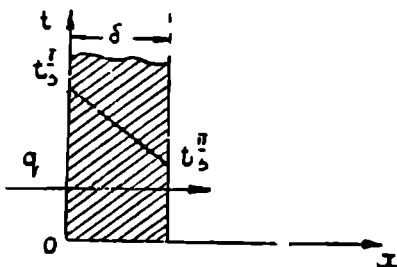
პირობის თანახმად განიხილება ერთგვანზომილებიანი სტაციონარული ტემპერატურული ველი, რომლისთვისაც შეიძლება დაიწეროს, რომ

$$\frac{\partial t}{\partial y} = \frac{\partial t}{\partial z} = 0 \quad \text{და} \quad \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0.$$

ამის გამო თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების (I-19) დიფერენციალური განტოლება განხილულ შემთხვევისათვის მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0 \quad \text{ანუ} \quad \frac{d^2 t}{dx^2} = 0. \quad (I-20)$$

კედლის სისქეში ტემპერატურის განაწილების კანონი მოიძებნება (I-20)



ნაკ. I-4. თბოგამტარობა ერთზომიანი ბრტყელ კედელში

განტოლების ორჯერადი ინტეგრების საშუალებით. ამ განტოლების ერთჯერადი ინტეგრების შედეგად მივიღებთ:

$$\frac{dt}{dx} = C_1, \quad (1-21)$$

ხოლო ორჯერადი ინტეგრების შედეგად მივიღებთ, რომ

$$t = C_1 x + C_2, \quad (1-22)$$

სადაც C_1 და C_2 არიან ინტეგრების მუდმივები.

(1-22) განტოლებიდან ჩანს, რომ კედელში ტემპერატურის განაწილების კანონი სწორი ხაზის კანონს ემორჩილება. იმავე განტოლების ინტეგრების მუდმივების C_1 და C_2 განსაზღვრისათვის გამოვიყენოთ პირველი საიის სასაზღვრო პირობები. მაშასადამე, მოცემული იქნება განსახილველი ბრტყელი კედლის ზედაპირების ტემპერატურები (ნაკ. 1-4) t_j^I და t_j^{II} . / როდესაც $x = 0$

$$t = t_j^I, \quad (1-23 \text{ ა})$$

და როდესაც $x = \delta$, მაშინ

$$t = t_j^{II} \quad (1-23 \text{ ბ})$$

მასთან $t_j^I > t_j^{II}$.

(1-22) განტოლება, რომელიც გამოსახავს ტემპერატურის განაწილების კანონს, თუ დავეშვებთ, რომ $x = 0$, მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$t_j^I = C_2,$$

როდესაც $x = \delta$, მაშინ შესაბამისად $t_j^{II} = C_1 \delta + t_j^I$; აქედან

$$C_1 = \frac{t_j^{II} - t_j^I}{\delta}. \quad (1-24)$$

შევიტანთ რა (1-22) განტოლებაში C_1 და C_2 -ს მნიშვნელობებს მივიღებთ:

$$t = \frac{t_j^{II} - t_j^I}{\delta} x + t_j^I. \quad (1-25)$$

მიღებული (1-25) განტოლება გამოსახავს აპოციანის საბოლოო გადაწყვეტას, რადგან ამით აღწერილი ტემპერატურის განაწილება აკმაყოფილებს როგორც (1-20) თბოგამტარობის დიფერენციალურ განტოლებას. ისე გამოყენებულ სასაზღვრო პირობას. (ძრ) დროის ერთეულში კედლის ელემენტში გამავალი სითბოს ჩაოდენობის განსაზღვრისათვის გამოვიყენოთ ფურჩის ცნობილი კანონი, რომლის თანახმად:

$$dQ = -\gamma \frac{dt}{dx} \cdot dF \text{ კკალ/სთ.}$$

(I-21) და (I-24) განტოლებებიდან გვაქვს:

$$\frac{dt}{dx} = C_1 = \frac{t_j^{II} - t_j^I}{\delta};$$

მაშასადამე,

$$dQ = \lambda \frac{t_j^I - t_j^{II}}{\delta} \cdot dF. \quad (I-26)$$

ბრტყელი კედლის (F) ზედაპირის ალბეზულ უბნისათვის ეპოულობთ, რომ

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_j^I - t_j^{II}) \int_F dF,$$

აი საბოლოოდ სითბოს ნაკადი გაიანგარიშება განტოლებით:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_j^I - t_j^{II}) \cdot F \text{ კკალ/სთ.}$$

კუთრი სითბოს ნაკადი გაიანგარიშება ტოლობით:

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{\lambda}{\delta} (t_j^I - t_j^{II}) \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

ანუ საბოლოოდ:

$$q = \frac{t_j^I - t_j^{II}}{\frac{\delta}{\lambda}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.} \quad (I-27)$$

უქანასკნელ ტოლობაში $\frac{\delta}{\lambda}$ ($\text{მ}^2 \text{ სთ } ^\circ\text{C/კკალ}$) სიდიდეს კედლის თბური ანუ თერმული წინაღობა ეწოდება.

ბ. თბოგამტარობა მრავალშრიან ბრტყელ კედელში

ბრტყელ კედელს, რომელიც ერთმანეთზე მიკრული არაერთგვაროვანი შრეებისაგან შედგება, მრავალშრიან ბრტყელ კედელს უწოდებენ. ტექნიკის სხვადასხვა დარგში თბურ გაანგარიშებათა წარმოების დროს ხშირად საქმე გვაქვს ბრტყელ მრავალშრიან კედელთან. მაგალითად, ხელოვნური საშრობის კამერების კედლები და კარები, საცხოვრებელი ბინების კედლები, ორთქლის ქვაბებისა და საცეცხლეების ამონაჟირი და სხვ.

როდესაც აწარმოებენ საცხოვრებელი სახლების ან სხვა რაიმე სახის შენობათა ცენტრალური გათბობის გაანგარიშებას, სითბოს საათური დახა-

კარგის განსაზღვრისათვის მხედველობაში ლეზულობენ, რომ კედელი შეიძლება იყოს აგურის, ქვის ან ბეტონის და რომ იგი შელესილია შიგნიდან და გარედან. მაშასადამე, ასეთ შემთხვევაში საქმე გვაქვს არაერთგვაროვან მრავალშრიან ბრტყელ კედელთან. განვიხილოთ აღნიშნულის ანალოგიური შემთხვევა და დავუშვათ, რომ ვიხილავთ არაერთგვაროვან ერთმანეთთან მჭიდროდ მიკრულ სამშრიან ბრტყელ კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებას (ნაქ. I—5).

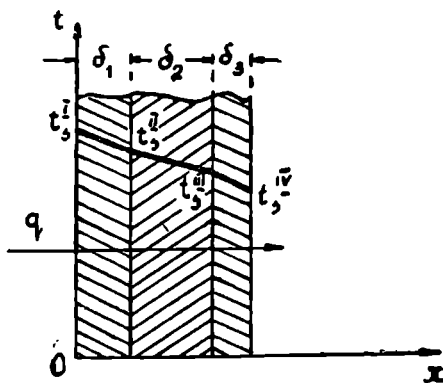
განსახილველი სამშრიანი კედლის პირველი შრის სისქე აღვნიშნოთ — δ_1 , მეორესი — δ_2 და მესამესი — δ_3 -ით. შესაბამისად კედლის შრეების თბოგამტარობის კოეფიციენტები აღვნიშნოთ λ_1 , λ_2 და λ_3 -ით. ვინაიდან თბოგამტარობას ვიხილავთ სტაციონარული თბური რეჟიმის შემთხვევისათვის, კუთრი თბური ნაკადი (q) იქნება მუდმივი სიდიდე, ე. ი. ყოველი შრისათვის ერთნაირი.

მაშასადამე, (I—27) განტოლების საფუძველზე კედლის ყოველი შრისათვის შეიძლება დაიწეროს:

$$q = \frac{t_3^I - t_3^{II}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1}};$$

$$q = \frac{t_3^{II} - t_3^{III}}{\frac{\delta_2}{\lambda_2}};$$

$$q = \frac{t_3^{III} - t_3^{IV}}{\frac{\delta_3}{\lambda_3}}.$$



(ა)

ნაქ. I—5. თბოგამტარობა სამშრიან ბრტყელ კედელში

ამ ტოლობებიდან განესაზღვროთ ტემპერატურათა სხვაობები ბრტყელი კედლის ყოველი შრისათვის ცალ-ცალკე:

$$t_3^I - t_3^{II} = q \cdot \frac{\delta_1}{\lambda_1},$$

$$t_3^{II} - t_3^{III} = q \cdot \frac{\delta_2}{\lambda_2},$$

$$t_3^{III} - t_3^{IV} = q \cdot \frac{\delta_3}{\lambda_3}.$$

(ბ)

(ბ) განტოლებათა სისტემის მარცხენა და მარჯვენა მხარეების ცალ-ცალკე შეჯამებით მივიღებთ:

$$t_j^I - t_j^{IV} = q \cdot \left(\frac{\partial_1}{\lambda_1} + \frac{\partial_2}{\lambda_2} + \frac{\partial_3}{\lambda_3} \right). \quad (3)$$

უკანასკნელი განტოლებიდან განვსაზღვროთ q კუთრი სითბოს ნაკადია სიდიდე:

$$q = \frac{t_j^I - t_j^{IV}}{\frac{\partial_1}{\lambda_1} + \frac{\partial_2}{\lambda_2} + \frac{\partial_3}{\lambda_3}} \quad \text{კვად/მ}^2 \text{ სთ.} \quad (1-28)$$

თუ ბრტყელი კედელი შედგება არაერთგვაროვანი n შრისაგან, ანალოგიურად (1-28) ფორმულისა, კუთრი სითბოს ნაკადია სიდიდის გასაანგარიშებლად შეიძლება დაიწეროს ნოვადად ფორმულა:

$$q = \frac{t_j^I - t_j^{n+I}}{\sum_{i=1}^n \frac{\partial_i}{\lambda_i}} \quad \text{კვად/მ}^2 \text{ სთ,} \quad (1-28 \text{ ა})$$

სადაც i არის აღებული შრის ინდექსი.

(1-28) განტოლების მნიშვნელის თითოეული საკრები შესაბამისი შრის თერმულ წინაღობას წარმოადგენს. მაშასადამე, საშრიან ბრტყელ კედელში თბოგამტარობისას საერთო თერმული წინაღობა განისაზღვრება სიდიდითა

$$\left(\frac{\partial_1}{\lambda_1} + \frac{\partial_2}{\lambda_2} + \frac{\partial_3}{\lambda_3} \right),$$

ხოლო n შრიანი ბრტყელი კედლის შემთხვევაში საერთო თერმული წინაღობა განისაზღვრება სიდიდით:

$$\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\partial_i}{\lambda_i}.$$

როდესაც ცნობილია კედლის ზედაპირის t_j^I ტემპერატურა, მაშინ კედლის შრეების ზედაპირების ტემპერატურა გამოითვლება ტოლობებით:

$$t_j^{II} = t_j^I - q \cdot \frac{\partial_1}{\lambda_1},$$

$$t_j^{III} = t_j^I - q \cdot \left(\frac{\partial_1}{\lambda_1} + \frac{\partial_2}{\lambda_2} \right),$$

$$t_j^{IV} = t_j^I - q \cdot \left(\frac{\partial_1}{\lambda_1} + \frac{\partial_2}{\lambda_2} + \frac{\partial_3}{\lambda_3} \right).$$

იმ შემთხვევაში, როდესაც მოცემულია არა t_j^I , არამედ t_j^{IV} , მაშინ კედლის შრეების ზედაპირების ტემპერატურები შემდეგი ტოლობებით განისაზღვრება:

$$t_j^I = t_j^{IV} + q \cdot \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right),$$

$$t_j^{II} = t_j^{IV} + q \cdot \left(\frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right),$$

$$t_j^{III} = t_j^{IV} + q \cdot \frac{\delta_3}{\lambda_3}$$

როგორც ნაკ. I—5-დან ჩანს, ყოველი შრის სისქეში ტემპერატურა სწორხაზოვნად იცვლება, ხოლო მრავალშრიანი კედლისათვის ის ტეხილ ხაზს წარმოადგენს.

არაერთგვაროვანი მრავალშრიანი ბრტყელ კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების გასაანგარიშებელი ფორმულების გამოყენებისას ჩვენს მიერ დაშვებული იყო, რომ შრეები მჭიდროდ ეკვრიან ერთმანეთს და, მაშასადამე, ამის გამო ერთმანეთთან შეხებაში მყოფ ბრტყელ შრეთა ზედაპირებს ერთნაირი ტემპერატურა აქვთ. ურთიერთ შეხებაში მყოფი ზედაპირების ტემპერატურები (ნაკ. I—5), როგორცაა t_j^{II} და t_j^{III} შეიძლება გრაფიკულად განისაზღვროს.

იმისათვის, რომ შესაძლებელი გახდეს უფრო თვალსაჩინოდ შედარდეს ერთმანეთს მრავალშრიანი არაერთგვაროვანი კედლის თბოგამტარობის თვისებანი ერთგვაროვანი კედლის თვისებებთან, შემოღებული იქნა თბოგამტარობის ეკვივალენტური კოეფიციენტის ცნება.

თბოგამტარობის ეკვივალენტური კოეფიციენტი თავისთავად წარმოადგენს ერთშრიანი ერთგვაროვანი კედლის თბოგამტარობის კოეფიციენტს, როდესაც ამ კედლის სისქე განხილული სამშრიანი კედლის სისქის ტოლია

(ე. ი. $\sum_{i=1}^n \delta_i$). მასთან ერთად აუცილებელ პირობას წარმოადგენს

ერთშრიანი და მრავალშრიანი კედლების განაპირა ზედაპირებზე ტემპერატურების თანაბრობა და, აგრეთვე, ერთშრიანი და მრავალშრიანი კედლებში გატარებულ კუთრ თბურ ნაკადთა ტოლობა. მაშასადამე, წარმოსახვითი ერთშრიანი კედლისათვის გვექნება:

$$q = \frac{\lambda_{\text{კვ}}}{\sum_{i=1}^n \delta_i} \left(t_j^I - t_j^{n+1} \right), \quad (\text{დ})$$

სადაც $\lambda_{\text{კვ}}$ არის თბოგამტარობის ეკვივალენტობის კოეფიციენტი. (I—28 ა) და (დ) განტოლებებიდან ვპოულობთ $\lambda_{\text{კვ}}$. შემდეგ გამოსახულებას:

$$\lambda_{\text{ავ}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} \delta_i}{\sum_{i=1}^{i=n} \lambda_i} \quad (9)$$

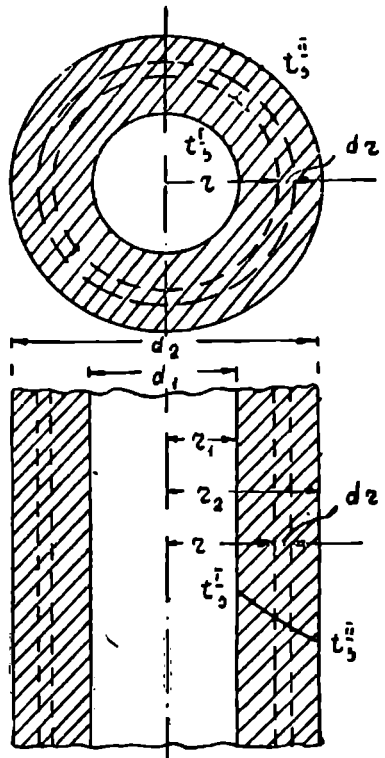
3. თბოგამტარობა ცილინდრულ კედელში

თბოგამტარობა ერთგვაროვან ცილინდრულ კედელში

ერთგვაროვან ერთშრიან ცილინდრულ კედელში (მილში) თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების განხილვისას დავეუშვათ, რომ ცილინდრის (d) დიამეტრი შეუღარებლად მცირეა მის (l) სიგრძესთან შედარებით. ასეთ შემთხვევაში შეიძლება უარყოფილ იქნეს სითბოს ღანაკარგი ცილინდრის კედლის ტორსებიდან. ცილინდრულ კედელში თბური ნაკადი მიმართულია რადიუსის მიმართულებით. უნდა აღინიშნოს, რომ საერთოდ ცილინდრულ კედლებში თბოგამტარობის მოვლენათა შესწავლას თბოტექნიკისა და სხვა მონათესავე დარგებისათვის დიდი პრაქტიკული და თეორიული მნიშვნელობა აქვს, რადგან თბოგადამცემი აპარატების უმეტესობის ბურების ზედაპირებს ცილინდრული ფორმა აქვთ. განსახილველი ცილინდრული კედლის სიგრძე ვთქვათ არის l , ხოლო შიგა და გარე რადიუსები r_1 და r_2 .

ცილინდრული კედლის შიგა და გარე ზედაპირების ტემპერატურები t_1^I და t_2^{II} მუდმივი სიდიდეებია, ე. ი. განიხილება სტაციონარული თბური რეჟიმი, ამასთან ერთად კედლის მასალისათვის λ თბოგამტარობის კოეფიციენტს ვთვლით მუდმივ სიდიდედ. აგრეთვე დავეუშვათ, რომ $t_1^I > t_2^{II}$.

ცილინდრული მილის (ნაკ. 1-6) კედელში გამოვეყოთ იზოთერმული ზედაპირებით შემოსაზღვრული ცილინდრული შრე (თხელკედლიანი მალი), r რადიუსით და dr კედლის სისქით.



ნაკ. 1-6. თბოგამტარობა ერთშრიან ცილინდრულ კედელში

თბოგამტარობით ცილინდრულ კედელში სითბოს გაერყელებისათვის გა-
მოვიყენოთ ფურიეს განტოლება შემდეგი სახით:

$$Q = -\lambda \cdot \frac{dt}{dr} \quad F \text{ კვალ/სთ.}$$

ნაკეთზე მოცემულია l მ სიგრძის მქონე მილი, რომელშიაც თბური ნაკადი მიედინება ზიგნიდან გარეთ. ამასთან ცილინდრული ზედაპირი, რომლის სა-
შუალებით გადაეცემა სითბო, იზრდება r რადიუსის გადიდებით. ამ შემ-
თხვევაში თბური ნაკადის განტოლების გამოყენება ხდება რადიუსის dr უსას-
რულო მცირე სიდიდისათვის, ჩაითვლება რა გამოყოფილი ზედაპირი ბრტყელ
კედლად.

ცენტრიდან r რადიუსით დაცილებული l მ სიგრძის მილის კედლის ზე-
დაპირის ფართობი ტოლი იქნება $2 \cdot \pi \cdot r \cdot l$. ასეთი მილის ცილინდრულ კე-
დელში გატარებული სითბოს ნაკადი განისაზღვრება ტოლობით:

$$Q = -2 \cdot \pi \cdot r \cdot l \cdot \lambda \cdot \frac{dt}{dr} \text{ კვალ/სთ.}$$

თუ დავუშვებთ, რომ მილის სიგრძე $l = 1$ მ, მაშინ q კუთრი თბური
ნაკადის სიდიდე განისაზღვრება ტოლობით:

$$q = -2 \cdot \pi \cdot r \cdot \lambda \cdot \frac{dt}{dr} \text{ კვალ/სთ.} \quad (I-29)$$

ტემპერატურის ვარდნა რადიუსის dr უსასრულო მცირე მონაკვეთზე
იზილება სწორხაზოვნად. უკანასკნელი ტოლობის მარჯვენა მხარეს უარ-
ყოფითი ნიშანი გვიჩვენებს, რომ dr სიდიდით რადიუსის გადიდებისას ტემ-
პერატურა მცირდება dt სიდიდით. (I-29) ტოლობიდან dt -ს მნიშვნელობის
ამოხსნით მივიღებთ:

$$dt = -\frac{q}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \frac{dr}{r}. \quad (I-30)$$

უკანასკნელი განტოლების ინტეგრებით მივიღებთ:

$$\int_{r_1}^{r_2} dt = -\int_{r_1}^{r_2} \frac{q}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \frac{dr}{r} = -\frac{q}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r},$$

აქედან

$$t_3^I - t_3^{II} = \frac{q}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \ln \frac{r_2}{r_1}. \quad (I-31)$$

თუ (I-31) განტოლებაში r_1 და r_2 რადიუსების ნაცვლად შევიტანთ d_1 და
 d_2 დიამეტრებს, მივიღებთ:

$$t_3^I - t_3^{II} = \frac{q}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}. \quad (I-32)$$

უკანასკნელ ტოლობას ამოვხსნით რა q კუთრი თბური ნაკადის ნიშარტ, მივიღებთ ერთშრიან ცილინდრულ კედელში თბოგამტარობით გავრცელებული კუთრი თბური ნაკადის განშსაზღვრელ განტოლებას:

$$q = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot (t_j^I - t_j^{II})}{\ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{\pi \cdot (t_j^I - t_j^{II})}{\frac{1}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} \text{ კვალ/მ სთ.} \quad (I-33)$$

(I-33) განტოლების მნიშვნელის სიდიდით $\left(\frac{1}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} \right)$ ისაზღვრება 1 მ სიგრძის მქონე ერთშრიან ცილინდრულ კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას თერმული წინაღობის მნიშვნელობა.

თუ (I-33) განტოლების მნიშვნელში ნატურალური ლოგარითმის ნაცვლად შევიტანთ ჩვეულებრივ ლოგარითმს, კუთრი თბური ნაკადის გასაანგარიშებელი ფორმულა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$q = \frac{\pi \cdot (t_j^I - t_j^{II})}{\frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot 2,303 \cdot \lg \frac{d_2}{d_1}}, \quad (I-33 \text{ a})$$

ანუ

$$q = \frac{2,73 \cdot \lambda}{\lg \frac{d_2}{d_1}} (t_j^I - t_j^{II}). \quad (I-33 \text{ b})$$

ბ. თბოგამტარობა არაერთგვაროვან მრავალშრიან ცილინდრულ კედელში

განვიხილოთ არაერთგვაროვან სამშრიან ცილინდრულ კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელება. მივიღოთ, რომ ცილინდრული კედლის შრეები ერთმანეთთან მჭიდროდ არიან მიკრული, შეხების ზედაპირების ტემპერატურები კი თანაბარი, ყოველი შრის თბოგამტარობის კოეფიციენტები $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ და დიამეტრები d_1, d_2 და d_3 ცნობილია (იხ. ნაკ. I-7).

აგრეთვე ცნობილია სამშრიანი ცილინდრული კედლის შიგა და გარე ზედაპირების t_j^I და t_j^{IV} ტემპერატურები, ხოლო უცნობია შრეების ზედაპირთა ტემპერატურები t_j^{II} და t_j^{III} . ვიხილავთ რა სტაციონარული თბური რეჟიმის შემთხვევას, თითოეული შრის მიერ გატარებული q კუთრი თბური ნაკადი ერთმანეთის ტოლი და მუდმივი სიდიდე უნდა იყოს.

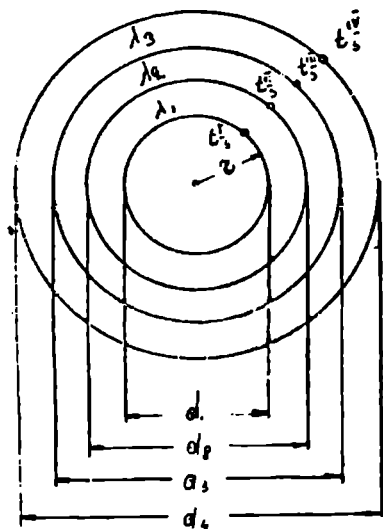
(I-33) ფორმულის საფუძველზე სამივე შრისათვის შეიძლება დაიწეროს q კუთრი თბური ნაკადის გასაანგარიშებელ განტოლებათა სისტემა:

$$q = \frac{t_j^I - t_j^{II}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}},$$

$$q = \frac{t_j^{II} - t_j^{III}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}}$$

$$q = \frac{t_j^{III} - t_j^{IV}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}}.$$

(ა)



ნაკ. 1-7. თბოგამტარობა სამშრიან ცილინდრულ კედელში

(ა) განტოლებათა სისტემიდან განვსაზღვროთ ტემპერატურათა სხვაობა ყოველი შრისათვის:

$$t_j^I - t_j^{II} = q \cdot \frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1},$$

$$t_j^{II} - t_j^{III} = q \cdot \frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2},$$

$$t_j^{III} - t_j^{IV} = q \cdot \frac{1}{2\pi\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}.$$

(ბ)

(ბ) განტოლებათა სისტემის მარცხენა და მარჯვენა მხარეების ცალ-ცალკე შეკრებით მივიღებთ:

$$t_j^I - t_j^{IV} = q \cdot \left(\frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\pi\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} \right).$$

(გ)

უკან ასკნელი ტოლობიდან ისაზღვრება არაერთგვაროვან სამშრიან ცი-

ლინდრულ კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას q კუთრი თბური ნაკადის სიდიდე:

$$q = \frac{t_j^I - t_j^{IV}}{\frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\pi\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}},$$

ან საბოლოოდ

$$q = \frac{2\pi(t_j^I - t_j^{IV})}{\frac{1}{\lambda_j} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}} \quad \text{კვალ/მ სთ.} \quad (1-34)$$

თუ q კუთრი თბური ნაკადის მნიშვნელობას (1-34) განტოლებიდან შევიტანთ (ბ) განტოლებათა სისტემაში, მივიღებთ შრეების შეებების ზედაპირთა უსნობ ტემპერატურათა მნიშვნელობებს:

$$\begin{aligned} t_j^{II} &= t_j^I - \frac{q}{2\pi} \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}; \\ t_j^{III} &= t_j^{II} - \frac{q}{2\pi} \cdot \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} = t_j^I - \frac{q}{2\pi} \left(\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} \right); \\ t_j^{III} &= t_j^{IV} + \frac{q}{2\pi} \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}. \end{aligned} \quad (1-35)$$

ყოველი შრის შიგნით ტემპერატურა ლოკალიზებული კანონის მიხედვით იცვლება.

(1-34) განტოლების ანალოგიურად შეიძლება პირდაპირ დაიწეროს n შრიანი ცილინდრულ კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას q კუთრი თბური ნაკადის სიდიდის გასაანგარიშებელი ფორმულა შემდეგი სახით:

$$q = \frac{\pi(t_j^I - t_j^{n+1})}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} \quad \text{კვალ/მ სთ.} \quad (1-36)$$

სადაც i არის შრის ინდექსი.

$$\text{უკანასკნელ ფორმულაში მნიშვნელის სიდიდე } \left(\sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} \right) \text{ წარ-}$$

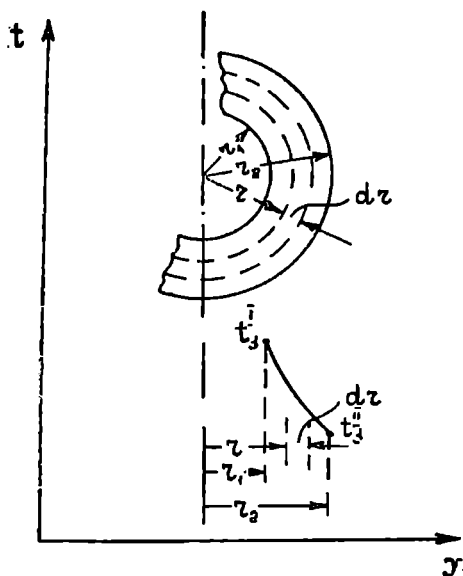
მოადგენს მრავალშრიან ცილინდრულ კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების თერმულ წინაღობას.

4. თბოგამტარობა სფერულ კედელში

ზოგიერთ შემთხვევაში თბოგადამცემის ხურების ზედაპირი წარმოადგენს სფერულ კედელს, ამიტომ ამ პარაგრაფში განხილული იქნება სფერულ კედელში თბოგამტარობა. განვიხილოთ თბოგამტარობა ისეთ ღრუ სფეროს ერთგვაროვან კედელში (ნაკ. 1-8), რომლის შიგა რადიუსი არის r_1 , გარე რადიუსი — r_2 და თბოგამტარობის კოეფიციენტი — λ . სფეროს შიგა და გარე ზედაპირების ტემპერატურები სათანადოდ აღვნიშნოთ t_j^I და t_j^{II} , ამასთან დავუშვათ, რომ

$$t_j^I > t_j^{II}$$

ვიხილავთ პირობას, როდესაც ტემპერატურა დამოკიდებულია მხოლოდ r რადიუსზე; რადიუსის გადიდებისას კედლის ტემპერატურა მცირდება. Q სითბოს ნაკადი, რომელიც r რადიუსის მქონე სფერულ კედელში ერთი საათის განმავლობაში თბოგამტარობით ვრცელდება, განისაზღვრება შემდეგი ტოლობით:



ნაქ. 1-8. თბოგამტარობა ერთგვაროვან სფერულ კედელში

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dr} \cdot 4 \cdot \pi \cdot r^2 \text{ კვად/სთ.} \quad (1-37)$$

უკანასკნელ განტოლებიდან:

$$dt = -\frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \frac{dr}{r^2} \quad (1-38)$$

ამ განტოლების ინტეგრება, როდესაც ცნობილია სფერული კედლის შიგა და გარე ზედაპირების რადიუსები და ტემპერატურები, გვაძლევს:

$$t_2 - t_1 = \frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \left(\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_1} \right), \quad (a)$$

ანუ

$$t_2 - t_1 = \frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right). \quad (1-39)$$

$$Q = \frac{4 \cdot \pi \cdot \lambda}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}} \left(t_j^I - t_j^{II} \right). \quad (I-40)$$

თუ (I-40) განტოლებაში r_1 და r_2 რადიუსების ნაცვლად d_1 და d_2 დიამეტრებს შევითანოთ, მივიღებთ:

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}} \left(t_j^I - t_j^{II} \right) \text{ კკალ/ათ.} \quad (I-41)$$

სფერული კედლის სისქე შეიძლება განისაზღვროს ტოლობით:

$$\delta = \frac{d_2 - d_1}{2}. \quad (I-42)$$

უქანასკნელი ტოლობის მხედველობაში მიღებით (I-41) განტოლება შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$Q = \pi \cdot \lambda \cdot \frac{d_1 d_2}{\delta} \left(t_j^I - t_j^{II} \right) \text{ კკალ/სთ.} \quad (I-43)$$

(I-40), (I-41) და (I-43) განტოლებები სფერულ კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების გასაანგარიშებელ ფორმულებს წარმოადგენენ.

(I-41) ფორმულის ანალოგიურად, პირდაპირ შეიძლება დაიწეროს ფორმულა n შრიანი სფერული კედლისათვის:

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \left(t_j^I - t_j^{n+1} \right)}{\frac{1}{\lambda_1} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) + \frac{1}{\lambda_2} \left(\frac{1}{d_2} - \frac{1}{d_3} \right) + \dots + \frac{1}{\lambda_n} \left(\frac{1}{d_n} - \frac{1}{d_{n+1}} \right)}. \quad (I-44)$$

5. თბოგამტარობა უსწორო ფორმის სხეულის კედელში

ბრტყელ და ცილინდრულ კედლებში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების გაანგარიშებისათვის მივიღეთ განსაზღვრული სახის ფორმულები, რომლებიც ასეთი ფორმის კედლებისათვის თბური ნაკადის სიდიდეთა გაანგარიშების საშუალებას იძლევიან.

ამ ფორმულების გამოყენება უსწორო ფორმის სხეულთა კედლებისათვის შეუძლებელია. პრაქტიკაში ხშირად გვხვდება უსწორო გეომეტრიული ფორმის სხეულები, მაგალითად, წიბოებიანი ცილინდრული კედელი და სხვ., რომელთა კედლის ერთი ზედაპირის F_1 ფართობი არ უდრის მისი მეორე ზედაპირის F_2 ფართობს ($F_1 \neq F_2$).

სინამდვილეში ყველა ზემოაღნიშნული შემთხვევისათვის, როგორცაა ბრტყელ და ცილინდრულ კედლებში და უსწორო ფორმის სხეულებში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას თბური ნაკადის სიდიდე შეიძლება განისაზღვროს ერთი ფორმულით, რომელსაც აქვს შემდეგი სახე:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} F_x \cdot \Delta t \text{ კკალ/სთ,} \quad (1-45)$$

სადაც F_x არის სხეულის საანგარიშო ზედაპირის ფართობი (მ^2);

Δt — ტემპერატურული დაწნევა ($^{\circ}\text{C}$);

λ — თბოგამტარობის კოეფიციენტი (კკალ/მ სთ $^{\circ}\text{C}$);

δ — კედლის სისქე (მ).

სხეულის ფორმიდან გამომდინარე F_x სიდიდე სხვადასხვანაირად გაიანგარიშება.

F_x სიდიდის გასაანგარიშებლად ვარჩევთ სამ შემთხვევას:

ა) ბრტყელი და ცილინდრული კედლისათვის, როდესაც $\frac{F_2}{F_1} < 2$

$$F_x = \frac{F_1 + F_2}{2}; \quad (ა)$$

ბ) ცილინდრული კედლისათვის, როდესაც $\frac{F_2}{F_1} > 2$

$$F_x = \frac{F_2 - F_1}{\ln \frac{F_2}{F_1}}; \quad (ბ)$$

გ) სფერული კედლისათვის

$$F_x = \sqrt{F_1 \cdot F_2}. \quad (გ)$$

ცხადია, რომ ბრტყელ, ცილინდრულ და სფერულ კედლებში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების დროს თბური ნაკადის ზუსტი გაანგარიშებისას გამოყენებული უნდა იქნეს შესაბამისი გასაანგარიშებელი ფორმულები (1-27), (1-33) და (1-43).

რაც შეეხება (1-45) ფორმულას მისი ღირსება იმაშია, რომ ის უსწორო გეომეტრიული ფორმის სხეულებში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების შემთხვევაში თბური ნაკადის სიდიდის გაანგარიშების საშუალებას იძლევა.

მაგალითი 1-1. განესაზღვროთ ერთგვაროვან ერთშიან ბეტონის ბრტყელ კედელში ერთი საათის განმავლობაში გატარებული სითბოს რაოდენობა (სითბოს საათობრივი დანაკარგი), თუ კედლის სისქე არის 0,24 მეტრი, სიგანე — 4 მეტრი და სიმაღლე — 3,4 მეტრი. კედლის შიგა ზედაპირის ტემპერატურა $t_3^I = 18^{\circ}\text{C}$, ხოლო გარე ზედაპირის ტემპერატურა $t_3^{II} = -10^{\circ}\text{C}$. ბეტონის თბოგამტარობის კოეფიციენტი მივიღოთ $\lambda = 0,8$ კკალ/მ სთ $^{\circ}\text{C}$.

(1—27) განტოლების საფუძველზე კუთრი თბური ნაკადის სიდიდე შეიძლება განისაზღვროს ტოლობით:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} \left(t_j^I - t_j^{II} \right) \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

ამ განტოლებაში თუ შევიტანთ სათანადო მნიშვნელობებს მივიღებთ:

$$q = \frac{0,8}{0,24} \left[18 - (-10) \right] = \frac{0,8}{0,24} \cdot 28 = 93,3 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

ერთი საათის განმავლობაში ბეტონის ბრტყელი კედლის მთელი ზედაპირის ($F = 4 \cdot 3,4 = 13,6 \text{ მ}^2$) მიერ გატარებული სითბოს საერთო რაოდენობა ტოლი იქნება:

$$Q = q \cdot F = 93,3 \cdot 13,6 = 1268,88 \text{ კკალ/სთ.}$$

მაგალითი 1—2. განვსაზღვროთ სითბოს ის რაოდენობა, რომელიც ერთი საათის განმავლობაში ტარდება თბოგადამცემი აპარატის ფოლადის ბრტყელი კედლის 1 მ² ფართობის საშუალებით, თუ კედლის სისქე არის 12 მმ. მხედველობაში მივიღოთ, რომ კედლის შიგა ზედაპირი დაფარულია 1 მმ სისქის მინადულის შრით, ხოლო გარე ზედაპირი დაფარულია 0,5 მმ სისქის მქონე ქვარტლის შრით. კედლის შიგა ზედაპირის ტემპერატურა

$$t_j^{IV} = 210 \text{ }^\circ\text{C, ხოლო გარე ზედაპირის ტემპერატურა } t_j^I = 280 \text{ }^\circ\text{C.}$$

ცალკეული შრეების თბოგამტარობის კოეფიციენტების მნიშვნელობანი სათანადო ცხრილის საფუძველზე მივიღოთ: ქვარტლისათვის $\lambda_1 = 0,1$, ფოლადისათვის $\lambda_2 = 50$ და მინადულისათვის $\lambda_3 = 0,6$.

მაგალითის პირობის თანახმად $\delta_1 = 0,0005 \text{ მ}$, $\delta_2 = 0,012 \text{ მ}$ და $\delta_3 = 0,001 \text{ მ}$.

კუთრი თბური ნაკადის სიდიდე შეიძლება განისაზღვროს (1—28) ფორმულით:

$$q = \frac{t_j^I - t_j^{IV}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}.$$

ამ განტოლებაში თუ შევიტანთ სათანადო მნიშვნელობებს მივიღებთ:

$$q = \frac{280 - 210}{\frac{0,0005}{0,1} + \frac{0,012}{50} + \frac{0,001}{0,6}} = 10145 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

მაგალითი I—3. წყლის შემთბობი რკინის ქვაბის 5 მმ სისქის კედლის ზედაპირი ერთი მხრიდან დაფარულია 0,2 მმ სისქის ქვარტლის შრით, ხოლო მეორე მხრიდან — ზედაპირი დაფარულია 3 მმ სისქის მინადულის შრით. ქვაბის კედლის სისქეში კუთრი თბური ნაკადის სიდიდე $q = 10^4 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$

განვსაზღვროთ: ა) ქვაბის კედლის მთლიანი სისქისა და აგრეთვე, ცალ-ცალკე შრეების თერმულ წინაღობათა მნიშვნელობები;

ბ. თბოგადამცემის საფუძველები

ბ) ქვაბის კედლის მასალის ეკვივალენტური თბოგამტარობის კოეფიციენტის მნიშვნელობა;

გ) ქვაბის კედლის სისქეში ტემპერატურის საერთო ვარდნა $\Delta t = t_3^I - t_3^{IV}$

მაგალითის პირობის თანახმად: $\delta_1 = 0,0002$ მ, $\delta_2 = 0,005$ მ და $\delta_3 = 0,003$ მ. თბოგამტარობის λ კოეფიციენტის მნიშვნელობები ცალკეული შრეების მასალებისათვის მივიღოთ: ქვარტლისათვის $\lambda_1 = 0,1$ კკალ/მ სთ °C, რკინისათვის $\lambda_2 = 50$ კკალ/მ სთ °C და მინადულისათვის $\lambda_3 = 1,5$ კკალ/მ სთ °C. გაანგარიშება:

1. ქვაბის კედლის მდგენელი შრეების თბოგამტარობის თერმული წინააღობანი ცალ-ცალკე:

ქვარტლისათვის

$$\frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0,0002}{0,1} = 0,002;$$

რკინისათვის

$$\frac{\delta_2}{\lambda_2} = \frac{0,005}{50} = 0,0001;$$

მინადულისათვის

$$\frac{\delta_3}{\lambda_3} = \frac{0,003}{1,5} = 0,002.$$

ქვაბის კედლის თბოგამტარობის საერთო თერმული ანუ თბური წინააღობა

$$\sum_{i=1}^{i=3} \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} = 0,002 + 0,0001 + 0,002 = 0,0041 \text{ მ}^2 \text{ სთ } ^\circ\text{C}/\text{კკალ}.$$

კედლის საერთო სისქე

$$\sum_{i=1}^{i=3} \delta_i = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = 0,0002 + 0,005 + 0,003 = 0,0082 \text{ მ}.$$

2. ქვაბის კედლის საერთო სისქის ეკვივალენტური თბოგამტარობის კოეფიციენტი

$$\lambda_{\text{ავ.}} = \frac{\sum_{i=1}^{n=3} \delta_i}{\sum_{i=1}^{n=3} \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{0,0082}{0,0041} = 2 \text{ კკალ/მ სთ } ^\circ\text{C}.$$

3. ქვაბის კედლის სისქეში ტემპერატურის საერთო ვარდნა (Δt) შეიძლება გავიანგარიშოთ ფორმულით:

$$q = \frac{\lambda_{\text{გვ.}}}{i \cdot n} \left(t_j^I - t_j^{n+1} \right) \cdot \sum_{i=1} \delta_i$$

ჩვენი მაგალითისათვის ფორმულა მიიღებს სახეს

$$q = \frac{\lambda_{\text{გვ.}}}{i=3} \left(t_j^I - t_j^{IV} \right) \text{ ანუ } q = \frac{\lambda_{\text{გვ.}}}{i=3} \cdot \Delta t \text{ კკალ/წ სთ.} \cdot \sum_{i=1} \delta_i$$

სადაც

$$\Delta t = \left(t_j^I - t_j^{IV} \right) ^\circ\text{C.}$$

მაშასადამე,

$$\Delta t = \frac{q \cdot \sum_{i=1}^{i=3} \delta_i}{\lambda_{\text{გვ.}}} = \frac{10000 \cdot 0.0082}{2} = 41 ^\circ\text{C.}$$

მაგალითი I—4. განესაზღვროთ სითბოს ის რაოდენობა, რომელიც ერთი საათის განმავლობაში გატარდება ფოლადის მილის ერთ სიგრძივ მეტრ-ცილინდრულ კედელში. დაუშვათ, რომ მილის შიგა დიამეტრი $d_1 = 44$ მმ, ხოლო გარე დიამეტრი $d_2 = 50$ მმ. მილის კედლის შიგა ზედაპირის ტემპერატურა $t_j^I = 300$ °C, ხოლო გარე ზედაპირის ტემპერატურა — $t_j^{II} = 280$ °C. თბოგამტარობის კოეფიციენტი ფოლადის ცილინდრული კედლისათვის (I—1) ცხრილის თანახმად მივიღოთ $\lambda = 50$ კკალ/მ სთ °C.

(I—33) ფორმულის გამოყენებით განესაზღვრავეთ კუთრი თბური ნაკადის სიდიდეს

$$q = \frac{t_j^I - t_j^{II}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{300 - 280}{\frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 50} \ln \frac{0,050}{0,044}} = 49449 \text{ კკალ/მ სთ.}$$

მაგალითი I—5. განესაზღვროთ სითბოს ის რაოდენობა, რომელიც ერთი საათის განმავლობაში გატარდება ფოლადის მილის ერთ სიგრძივ მეტრ-ცილინდრულ კედელში. მივიღოთ მხედველობაში, რომ მილის კედლის შიგა ზედაპირი დაფარულია 1 მმ სისქის კვარტლის შრით, ხოლო გარე ზედაპირი — 1 მმ სისქის მინადულის შრით. მილის შიგა დიამეტრია 52 მმ, ხოლო გარე დიამეტრი — 58 მმ.

სათანადო ცხრილის მიხედვით თბოგამტარობის კოეფიციენტების მნიშვნელობანი მივიღოთ: კვარტლისათვის $\lambda_1 = 0,1$, ფოლადისათვის $\lambda_2 = 50$

და მინადლუსათვის $\lambda_3 = 0,6$ კკალ/მ სთ °C. მაგალითის პირობის თანახმად $d_1 = 50$ მმ, $d_2 = 52$ მმ, $d_3 = 58$ მმ და $d_4 = 60$ მმ.

არაერთგვაროვანი სამშრიანი ცილინდრული მილის კედლის შიგა ზედაპირის ტემპერატურა $t_j^I = 300$ °C, ხოლო გარე ზედაპირის ტემპერატურა — $t_j^{IV} = 260$ °C.

(1-34) ფორმულის გამოყენებით განვსაზღვრავთ კუთრი თბური ნაკადის სიდიდეს

$$q = \frac{t_j^I - t_j^{IV}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}} =$$

$$= \frac{300 - 260}{\frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,1} \ln \frac{0,052}{0,050} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 50} \ln \frac{0,058}{0,052} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,6} \ln \frac{0,060}{0,058}} =$$

$$= 570.$$

მაშასადამე, კუთრი თბური ნაკადი

$$q = 570 \text{ კკალ/მ სთ.}$$

მაგალითი I-6. რკინის მილს, რომლის შიგა დიამეტრია $d_1 = 0,16$ მ და გარე დიამეტრი $d_2 = 0,17$ მ გარედან შემოკრული აქვს ორი შრე. პირველი შრე დამზადებულია ცეცხლგამძლე საიზოლაციო მასალისაგან; მისი სისქეა 0,02 მ, ხოლო მეორე შრე წარმოადგენს კორპსს, რომლის სისქეა 0,05 მ. რკინის მილის კედლის შიგა ზედაპირის ტემპერატურა $t_j^I = 300$ °C, ხოლო კორპის შრის გარე ზედაპირის ტემპერატურა $t_j^{IV} = 40$ °C. განვსაზღვროთ:

ა) მილის 1 სიგრძეზე მეტრზე სითბოს დანაკარგი ერთი საათის განმავლობაში;

ბ) ეკვივალენტური თბოგამტარობის კოეფიციენტი;

გ) ცალკე შრეების გამყოფი ზედაპირების ტემპერატურათა სიდიდეები. სათანადო ცხრილების საფუძველზე მივიღოთ, რომ რკინის თბოგამტარობის კოეფიციენტი $\lambda_1 = 50$ კკალ/მ სთ °C, ცეცხლგამძლე საიზოლაციო მასალისათვის; $\lambda_2 = 0,1$ კკალ/მ სთ °C და კორპის მასალისათვის $\lambda_3 = 0,035$ კკალ/მ სთ °C.

პირობის თანახმად ცეცხლგამძლე ცილინდრული შრის დიამეტრი იქნება $d_2 = d_1 + 2 \cdot 0,02 = 0,17 + 0,04 = 0,21$ მ, ხოლო კორპის ცილინდრული შრის გარე დიამეტრი $d_4 = d_3 + 2 \cdot 0,05 = 0,31$ მ. მაშასადამე,

$$\ln \frac{d_2}{d_1} = \ln \frac{0,17}{0,16} \approx 0,05;$$

$$\ln \frac{d_3}{d_2} = \ln \frac{0,21}{0,17} \approx 0,21;$$

$$\ln \frac{d_4}{d_3} = \ln \frac{0,31}{0,21} \approx 0,38.$$

შილის 1 სიგრძეზე ვეტრზე სითბოს დანაკარგი ერთი საათის განმავლობაში გაიანგარიშება (1-34) განტოლებით:

$$q = \frac{(300 - 40) \cdot 2 \cdot 3 \cdot 14}{\frac{1}{50} \cdot 0,05 + \frac{1}{0,1} \cdot 0,21 + \frac{1}{0,035} \cdot 0,38} = 126 \text{ კკალ/მ სთ.}$$

ექვივალენტური თბოგამტარობის კოეფიციენტის გასაანგარიშებლად გამოვიყენოთ კუთრი თბური ნაკადის გასაანგარიშებელ განტოლებათა ორი სახე:

$$q = \frac{2 \cdot \pi \cdot (t_3^I - t_3^{IV})}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}} \quad \text{და} \quad q = \frac{2 \cdot \pi \cdot (t_3^I - t_3^{IV})}{\frac{1}{\lambda_{33}} \ln \frac{d_{n+1}}{d_1}}.$$

თუ უქანასკნელი განტოლებების მარჯვენა მხარეებს ერთმანეთს გავუტოლებთ და განტოლებას ამოვხსნით ექვივალენტური თბოგამტარობის კოეფიციენტის მიმართ, მივიღებთ ფორმულას

$$\lambda_{33} = \frac{\ln \frac{d_{n+1}}{d_1}}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}} \text{ კკალ/მ სთ } ^\circ\text{C.}$$

მაგალითის პირობის თანახმად $n=3$. მაშასადამე, აღებული შემთხვევისათვის უქანასკნელი ფორმულის მრიცხველში $\ln \frac{d_{n+1}}{d_1}$ -ის ნაცვლად უნდა შევიტანოთ $\ln \frac{d_4}{d_1} = \ln \frac{d_4}{d_1}$. მაშასადამე,

$$\begin{aligned} \lambda_{33} &= \frac{\ln \frac{d_4}{d_1}}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_1}} \\ &= \frac{\ln \frac{0,31}{0,16}}{0,001 + 2,1 + 10,86} = \frac{0,66}{12,96} = 0,51 \text{ კკალ/მ სთ. } ^\circ\text{C.} \end{aligned}$$

რკინის შილის კედლის გარე ზედაპირის t_3^{II} ტემპერატურა განისაზღვრება (1-35) განტოლებით

$$t_j^{II} = t_j^I - \frac{q}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}$$

უკანასკნელ განტოლებაში შევიტანოთ რიცხობრივი მნიშვნელობანი, მივიღებთ

$$t_j^{II} = 300^\circ - \frac{126}{2 \cdot 3,14 \cdot 50} \cdot 0,05 = 299,98^\circ \text{C.}$$

რკინის მილის კედელში ($0,02^\circ \text{C}$) ტემპერატურის ვარდნა მისი სიმცირობის გამო შეიძლება მხედველობაში არ მივიღოთ და ჩავთვალოთ, რომ $t_j^{II} \cong 300^\circ \text{C}$.

კორპის ცილინდრული შრის შიგა ზედაპირის (t_j^{III}) ტემპერატურა შეიძლება გაანგარიშებულ იქნეს შემდეგი განტოლებით:

$$t_j^{III} = t_j^{IV} + \frac{q}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_4}{d_3};$$

თუ უკანასკნელ განტოლებაში შევიტანთ რიცხობრივ მნიშვნელობებს, მივიღებთ:

$$t_j^{III} = 40^\circ + \frac{126}{2 \cdot 3,14} \cdot \frac{1}{0,035} \cdot 0,38 = 40^\circ + 218^\circ = 258^\circ \text{C.}$$

ჩატარებული გაანგარიშების შედეგად ჩანს, რომ ცეცხლამძლე საიზოლაციო მასალის ($\lambda_2 = 0,1$) შრის სისქე ძლიერ მცირეა, რის შედეგად კორპის მასალის შრის შიგა ზედაპირის ტემპერატურა ($t_j^{III} = 258^\circ \text{C}$) ძლიერ მაღალია.

მაგალითი 1—7. განვსაზღვროთ თბური ნაკადი, რომელიც თბოვამტარობით ვრცელდება სფერულ კედელში, თუ სფერული კედლის შიგა დიამეტრი $d_1 = 0,2$ მ, ხოლო გარე დიამეტრი $d_2 = d_1 + 2\delta = 0,3$ მ. სფერული კედლის შიგა ზედაპირის ტემპერატურა $t_j^I = 100^\circ \text{C}$, ხოლო გარე ზედაპირის— $t_j^{II} = 90^\circ \text{C}$. თბოვამტარობის კოეფიციენტის მნიშვნელობა ($I-1$) უბრუნის მიხედვით ფოლადისათვის $\lambda = 50$ კკალ/მ სთ. $^\circ \text{C}$. მივიღოთ მაგალითის პირობის თანახმად $d_1 + 2\delta = 0,3$ მ. აქედან სფერული კედლის სისქე

$$\delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{0,3 - 0,2}{2} = \frac{0,1}{2} = 0,05 \text{ მ.}$$

საძიებელ Q სითბოს ნაკადის მნიშვნელობას განვსაზღვრავთ ($I-43$) ფორმულის მიხედვით:

$$Q = \frac{\pi \cdot \lambda \cdot d_1 \cdot d_2}{\delta} \left(t_j^I - t_j^{II} \right) = \frac{3,14 \cdot 50 \cdot 0,2 \cdot 0,3}{0,05} \left(100 - 90 \right) = 1884 \text{ კკალ/სთ.}$$

თ ა ვ ი მ ი ო რ ი

სითბოს კონვექციური გავრცელება

1. თბოგაცემის პროცესი

პირველ თავში განხილული იყო თბოგამტარობით (კონდუქციით) სითბოს გავრცელების ძირითადი საკითხები. ამ თავში განვიხილავთ სითბოს გავრცელებას კონვექციური თბოგაცემით.

კონვექციური თბოგაცემით სითბოს გავრცელებას მოვლენა მოკლედ უკვე ახსნილი იყო წინამდებარე წიგნის შესავალში. ამ სახით სითბოს გავრცელება დაკავშირებულია სითბოს შემცველის (ცხელი სიონის ან ცხელი აირის) ნაწილაკების (მიკრომოცულობების) ვადადგილებასთან, რომლებიც რიგრიგობით უშუალოდ ეხებიან გამაცივებელ ზედაპირს. მაშასადამე, სითბოს გავრცელება კონვექციური თბოგაცემით ბორცვივით ხდებოდა თბოგადი ან აირადი ნივთიერებით, რომლის მოძრაობა ნაწილაკები სითბოს შემცველს წარმოადგენენ.

ასეთი ნაწილაკები შეეხებიან რა სითბოს მიმღებ სხეულის ზედაპირს, კონტაქტის მომენტში გადასცემენ სითბოს განსაზღვრულ რაოდენობას და შეუჩერებლად განაგრძობენ შემდგომ მოძრაობას, მათ ადგილს კი იკავებს სხვა ნაწილაკები; აღწერილი პროცესი განუწყვეტლივ მიმდინარეობს. ამიტომ, როდესაც ადგილი არა აქვს სითბოს ან აირის მოძრაობას და მათი ნაწილაკები აღარ ასრულებენ მოძრაობას სითბოს შემცველის როლს, მაშინ ადგილზე არა აქვს სითბოს გავრცელებას კონვექციური თბოგაცემით. აქვე უნდა აღინიშნოს, რომ სითბოს ან აირის მოძრაობისას კონვექციური თბოგაცემის დროს ყოველთვის აქვს ადგილი თბოგამტარობის მოვლენას. მაგრამ თითქმის ყველა აირი და სითხეების უმეტესი ნაწილი სითბოს ცუდად ატარებენ, რის გამო თბოგამტარობით გავრცელებული სითბო გაცილებით ნაკლებია კონვექციით გავრცელებულ სითბოს რაოდენობასთან შედარებით.

მაგალითისათვის შეიძლება განვიხილოთ იქნეს ცნობილი ცდა წყლით სავსე სინჯარით, რომლის ძირზე მოთავსებულია ყინულის ნაჭერი. თუ სინჯარას დავეწყვებთ გახურებას ზემოდან, მაშინ შეიძლება ვარკვეული დროის მანძილზე ადგილი ექნეს სინჯარის ზედა ნაწილში მოთავსებული წყლის დუღილს ისე, რომ ყინულის ნაჭერი კიდევ მყარ მდგომარეობაში დარჩეს. ამ მოვლენის მიზეზად ჩაითვლება ის, რომ ცხელი წყლის კუთრი წონა ცივ წყლი-

სახე ნაკლებია და სინჯარის ზედა ნაწილში რჩება ცხელი წყალი. ამიტომ სინჯარის ზედა ნაწილიდან ძირისაკენ სითბოს გავრცელება ხდება მხოლოდ თბოგამტარობით, რის გამოც სითბოს ეს რაოდენობა საკმარისი არ იქნება ყინულის ნაქერის სწრაფი გადნობისათვის.

სულ სხვა სურათს მივიღებთ, თუ სინჯარას დავეწყებთ გათბობას ქვე-მოდან. ამ შემთხვევაში მნიშვნელობა ალარ ექნება თუ რა ადგილას მოვათავსებთ ყინულის ნაქერს სინჯარაში. ზედა ნაწილშია ცხელი წყალი, რომელიც მოვითავსოთ გაცხელებული წყლის ნაწილაკები მოძრაობაში მოვლენ აღმავალი მიმართუ-ლებით და ყინულის ნაქერს სითბოს გადაცემენ კონვექციური თბოგაცემით.

თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების მცირე როლი კონვექციური სითბოს გავრცელებასთან შედარებით შეიძლება დადგინდეს მეორე მაგალითით: ოთახის გათბობისათვის რადიატორებს ათავსებენ ქვემოთ იატაკთან ახლოს და არა ზემოთ ქერთან. მაგრამ არც ის იქნება სწორი, რომ კონვექციით სითბოს გავრცელების მოვლენის განხილვისას სრულიად უგულებელ-ვყოთ სითბოს გავრცელების მოვლენა თბოგამტარობით.

ლ. პრანდტლის თეორიით ნებისმიერ ნაკადში უშუალოდ შემზღვეველი ზედაპირის მაკობლად წარმოიქმნება თხელი „სასაზღვრო შრე“, რომელიც იმყოფება ასე თუ ისე წყნარ მდგომარეობაში ან ყოველ შემთხვევაში ლამინარული მოძრაობის მდგომარეობაში. ამ სასაზღვრო შრის საშუალებით სითბოს გადაცემა იორციელდება თბოგამტარობით. მაგრამ ვინაიდან მხედველობაში გვაქვს ძლიერ თხელი, მცირე სისქის შრეში თბოგამტარობის მოვლენა, თბო-

გამტარობის თბური ნაკადის განტოლების
$$\left(Q = \lambda \cdot F \frac{t_{\text{შრ.}} - t_{\text{შრ.}}}{\delta} \right) \text{კკალ/სთ.}$$

საფუძველზე საკმარისია ტემპერატურათა ძლიერ მცირე სხვაობა, რომ სითბო გატარდეს სასაზღვრო შრეში.

თბოგამტარობით და კონვექციით თბოგადაცემას შორის ფიზიკური არსის განსხვავება უმთავრესად მდგომარეობს სითბოს შემცველის ნაწილების სიდიდეში.

თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას სითბო გადაეცემა მოლეკუ-ლიდან მოლეკულას ისე, რომ მათი ხილული მოძრაობა არ შეიმჩნევა. კონვექციით სითბოს გავრცელებისას, როგორც ზემოთ იყო აღნიშნული, ადგილი აქვს სითბოს წმკველის ნაკადის მიკრომოცულობების (ნაკადის ნაწილაკების განსა-ზღვრული რაოდენობის შეჯგუფება) გადაადგილებას, რომელნიც რიგრიგობით ეხებიან გამაგრებულ მისივე ნაკადის მიკრომოცულობებს ან გამაგრებულ-ლი სხეულის ზედაპირებს. მაშასადამე, კონვექციით სითბოს გავრცელება უშუ-ალოდ დაკავშირებულია სითხის ან აირის ნაკადის მიკრომოცულობების (ნა-წილაკთა ჯგუფის) გადაადგილებასთან, უკანასკნელი კი შესაძენეად ართულებს კონვექციური თბოგადაცემის პროცესს; რადგან ნაწილაკების გადაადგილება, თავის მხრივ, დამოკიდებულია მოძრაობის რეჟიმზე და მის გამომწვევ ფაქ-ტორებზე, სითხის ან აირის ფიზიკურ თვისებებზე, სითბოს მიმღები ნაწილის სიდიდის ზედაპირის ფორმაზე, მდგომარეობაზე, ზომებზე და სხვ.

2. სითხის ან აირის მოძრაობის წარმოქმნის მიზეზები და კავშირი

სითხის ან აირის მოძრაობის წარმოქმნის მიზეზების შესწავლისას ან-სხვავენ რიგი სახის მოძრაობას — თავისუფალსა და იძულებითს.

სითხის ან აირის თავისუფალი მოძრაობა აღიწერება შიგა მიზეზების გავლენით, უმთავრესად მასაში ტემპერატურათა უთანაბრობით გამოწვეული კუთრი წონების სხვაობით.

სითხის ან აირის ისეთ მოძრაობას, რომელიც გარეშე ამგზნების უთანაობისას წარმოიქმნება თავისუფალ მოძრაობას უწოდებენ, რაც შემთხვევაში ბუნებრივ კონვექციასაც უწოდებენ.

სითხის ან აირის იძულებითი მოძრაობა ხორციელდება გარეგანი ამგზნებების — ტუმბოების ან ვენტილატორების — საშუალებით.

მოძრაობის დიდი სიჩქარეების დროს თავისუფალი მოძრაობის ზეგავლენას უგულებელყოფენ და თბოგაცემის ინტენსიურობა ისაზღვრება მხოლოდ სითხის ან აირის იძულებითი მოძრაობით. ჰიდროდინამიკისა და აეროდინამიკის კურსიდან ცნობილია სითხისა და აირების მოძრაობის ორი რეჟიმი: ლამინარული და ტურბულენტური. ლამინარული მოძრაობის შემთხვევაში სითხის ან აირის ნაწილაკები ურთიერთ და არხის გეომეტრიული ლერძის პარალელურად მოძრაობენ; ამ დროს თბური ნაკადი ხორციელდება მხოლოდ თბოგამტარობით, ხოლო ვინაიდან სითხეების თბოგამტარობა მცირეა, ლამინარული მოძრაობის დროს სითხის გავრცელება ძლიერ სუსტია. ტურბულენტური მოძრაობის შემთხვევაში ნაწილაკები მოძრაობენ მოუწყსრიგებლად — ქაოსურად. ამ დროს ხდება სითხის ან აირის ნაწილაკების ინტენსიური შერევა, რითაც შეაირობებულია გაძლიერებული კონვექციური თბოგაცემა ცხელი ნაწილაკებიდან ცივ ნაწილაკებზე, რის გამო სითხის გავრცელების თვალსაზრისით ტურბულენტური მოძრაობა უფრო ხელსაყრელია, ვიდრე ლამინარული.

მოძრაობის ლამინარული რეჟიმიდან ტურბულენტურში გადასვლა ხდება მყისვე, როგორც კი სიჩქარე კრიტიკულ მნიშვნელობას მიაღწევს. კრიტიკული სიჩქარეები დამოკიდებულია სითხეებისა, აირებისა (და მილგაყვანილობების საიესხეობაზე. ცდების საფუძველზე გამოიკვია, რომ მილში სითხის ან აირის მოძრაობისას ლამინარული და ტურბულენტური რეჟიმის განსაზღვრა შეიძლება ო. რეინოლდსის ჰიდროდინამიკური კრიტერიუმის რიცხობრივი მნიშვნელობით:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu}, \quad (II-1)$$

სადაც d არის მილის დიამეტრი;

w — სითხის ან აირის მოძრაობის საშუალო სიჩქარე;

ν — სითხის ან აირის კინემატიკური სიბლანტის კოეფიციენტი.

ν მრ/წმ კინემატიკური სიბლანტის კოეფიციენტის სიდიდით შეიძლება განსაზღვრულ იქნეს შემდეგი ფორმულით:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \text{ მრ/წმ}, \quad (II-2)$$

ქაერისა და კვამლის აირების ზოგიერთი მუდმივა

ტემპერატურა °C	ქ ა ე რ ი		კვამლის აირები	
	თბოგამტარობის კოეფიციენტი λ კკალ/მ სთ °C	დინამიკური სიბლანტის კოეფიციენტი μ კგ წმ/მ ²	თბოგამტარობის კოეფიციენტი λ კკალ/მ სთ. °C	დინამიკური სიბლანტის კოეფიციენტი μ კგ წმ/მ ²
0	0,0210	$1,75 \cdot 10^{-6}$	0,0190	$1,61 \cdot 10^{-4}$
100	0,0268	$2,23 \cdot 10^{-6}$	0,0252	$2,08 \cdot 10^{-4}$
200	0,0322	$2,65 \cdot 10^{-6}$	0,0311	$2,50 \cdot 10^{-4}$
300	0,0376	$3,03 \cdot 10^{-6}$	0,0369	$2,88 \cdot 10^{-4}$
400	0,0422	$3,36 \cdot 10^{-6}$	0,0427	$3,23 \cdot 10^{-4}$
500	0,0469	$3,68 \cdot 10^{-6}$	0,0485	$3,55 \cdot 10^{-4}$
600	0,0514	$3,98 \cdot 10^{-6}$	0,0541	$3,86 \cdot 10^{-4}$
700	0,0556	$4,26 \cdot 10^{-6}$	0,0596	$4,15 \cdot 10^{-4}$
800	0,0602	$4,52 \cdot 10^{-6}$	0,0651	$4,42 \cdot 10^{-4}$
900	0,0636	$4,76 \cdot 10^{-6}$	0,0703	$4,68 \cdot 10^{-4}$
1000	0,0674	$5,00 \cdot 10^{-6}$	0,0754	$4,93 \cdot 10^{-4}$
1100	0,0710	$5,22 \cdot 10^{-6}$	0,0804	$5,17 \cdot 10^{-4}$
1200	0,0745	$5,44 \cdot 10^{-6}$	0,0853	$5,40 \cdot 10^{-4}$

წყლისათვის ზოგიერთი მუდმივა

ტემპერატურა °C	თბოგამტარობის კოეფიციენტი λ კკალ/მ სთ. °C	დინამიკური სიბლანტის კოეფიციენტი μ კგ წმ/მ ²	ტემპერატურა °C	თბოგამტარობის კოეფიციენტი λ კკალ/მ სთ. °C	დინამიკური სიბლანტის კოეფიციენტი μ კგ წმ/მ ²
0	0,474	$183,7 \cdot 10^{-6}$	100	0,587	$28,8 \cdot 10^{-6}$
10	0,494	$133,0 \cdot 10^{-6}$	120	0,590	$23,5 \cdot 10^{-6}$
20	0,515	$102,0 \cdot 10^{-6}$	140	0,599	$20,0 \cdot 10^{-6}$
30	0,531	$81,7 \cdot 10^{-6}$	160	0,587	$17,5 \cdot 10^{-6}$
40	0,545	$66,6 \cdot 10^{-6}$	180	0,580	$15,6 \cdot 10^{-6}$
50	0,557	$56,0 \cdot 10^{-6}$	200	0,570	$14,2 \cdot 10^{-6}$
60	0,567	$48,0 \cdot 10^{-6}$	220	0,555	$12,8 \cdot 10^{-6}$
70	0,574	$41,4 \cdot 10^{-6}$	240	0,540	$11,7 \cdot 10^{-6}$
80	0,580	$36,3 \cdot 10^{-6}$	250	0,531	$11,2 \cdot 10^{-6}$
90	0,585	$32,2 \cdot 10^{-6}$			

სადაც μ კგ წმ/მ² არის დინამიკური სიბლანტის (ან მარტივად—სიბლანტის) კოეფიციენტი, ρ კგ წმ³/მ³—სითხის ან აირის სიმკვრივე.

ρ სითხის ან აირის სიმკვრივის სიდიდე შეიძლება გაანგარიშებულ იქნეს ფორმულით:

$$\rho = \frac{\gamma}{g}, \quad (II-3)$$

სადაც $g = 9,81 \text{ მ/წმ}^2$ არის სიმძიმის ძალის აჩქარება, $\gamma \text{ კგ/მ}^3$ —სითხის ან აირის კუთრი წონა.

მაშასადამე, რეინოლდსის კრიტერიუმი შეიძლება დაიწეროს სხვადასხვა სახით:

$$\left. \begin{aligned} Re &= \frac{\rho \cdot w \cdot d}{\mu} \\ Re &= \frac{\lambda \cdot w \cdot d}{\mu \cdot g} \end{aligned} \right\} \quad (II-4)$$

თუ რეინოლდსის კრიტერიუმის (რიცხვის) სიდიდე $Re < 2320$ -ზე, მაშინ სითხის ან აირის მოძრაობა ლამინარულია, ხოლო თუ $Re > 2320$ -ზე, მოძრაობა ტურბულენტურია.

3. კონვექციური თბოგაცემის (α) კოეფიციენტი

კონვექციური თბოგაცემით სითბოს გავრცელების მოვლენის გაანგარიშებისას საბოლოო მიზანს წარმოადგენს განისაზღვროს სითხის ან აირის ნაკადიდან სხეულის კედლის ზედაპირზე გადაცემული სითბოს საერთო რაოდენობა.

როგორც აღნიშნული იყო, მყარი კედლის ზედაპირთან შეხებისას აირის ან სითხის სიჩქარე ნულს უახლოვდება და კედლის ზედაპირზე წარმოიქმნება სითხის ან აირის სასაზღვრო უძრავი ან ლამინარულად მოძრავი თხელი შრე. მაშასადამე, უნდა ვივარაუდოთ, რომ მოძრავი სითხის ან აირის ნაკადის მიკრომოცულობები მყარი სხეულის ზედაპირზე შექმნილ სასაზღვრო შრეს სითბოს გადაცემენ კონვექციური თბოგაცემით და შემდეგ სასაზღვრო შრის სისქეში თბოგამტარობით გასული სითბო უშუალოდ გადაეცემა კედლის ზედაპირს.

თუ გავაკეთებთ ღრმა ანალიზს მივიღებთ, რომ თბოგაცემით გადასულ სითბოს რაოდენობასა და თბოგაცემის პირობებს შორის კავშირი შეიძლება დამყარდეს ფურიეს კანონით. ამ კანონის მათემატიკური გაფორმება განვიხილოთ შემდეგი სახით:

$$Q = - \int_F \lambda \cdot \text{grad}t \cdot dF \text{ კალ/სთ,} \quad (II-5)$$

სადაც λ არის თბოგამტარობის კოეფიციენტი; ტემპერატურის გრადიენტი ეხება სითხეს ან აირს (სითბოს შემცველს).

(II-5) გამოსახულების ინტეგრება უნდა მოხდეს მყარი სხეულის სითბოს მიმღები ძთელი ზედაპირის მიმართ.

კონვექციური თბოგაცემით გავრცელებული სითბოს რაოდენობის განსაზღვრა შეიძლება მოვახდინოთ სხვა მეთოდითაც. ის შეიძლება განისაზღვროს თბოგადამცემ აპარატში შესვლისა და გამოსვლის დროს სითხის ან აირის თბოშემცველობათა სხვაობით.

თბოგადამცემში სითბოს შემცველის (სითხის ან აირის) შესვლის და გამოსვლის კვთების ცოცხალ ფართობებს თუ შესაბამისად აღვნიშნავთ f_1 და f_2 -თი,

მაშინ სითბოს შემცველის ნიერ კონვექციური თბოვაცემით თბოვადამცემ აპარატში გაცემული სითბოს რაოდენობა შეიძლება განისაზღვროს შემდეგი სახის ტოლობით*:

$$Q = \int_{t_1}^{\cdot} \gamma \cdot c_p \cdot t \cdot \omega \cdot df - \int_{t_2}^{\cdot} \gamma \cdot c_p \cdot t \cdot \omega \cdot df \text{ კკალ/სთ.} \quad (II-6)$$

კონვექციური თბოვაცემით სითბოს გაერცელების გაანგარიშებისას (II-5) და (II-6) გასტოლებებს არ იყენებენ. მაგალითად, პრაქტიკული გაანგარიშების დროს (II-5) განტოლებას, გამოყენება არ ხერხდება, რადგან მისი ამოხსნისათვის მოცემული უნდა იყოს ტემპერატურული გრადიენტის ფრაქციონალური მნიშვნელობა კედელთან და მისი ცვალებადობა სითხესთან და აირთან შეებაში შუოფი მთელი ზედაპირის გასწვრივ, რაც შეუძლებელია. ამიტომ კონვექციური თბოვაცემით გადასული სითბოს რაოდენობასა და თბოვაცემის პირობების შორის კავშირის დასაბუყარებლად პრაქტიკული გაანგარიშების დროს იყენებენ ნიუტონის ფორმულას შემდეგი სახით:

$$Q = \alpha (t_5 - t_3) \cdot F = \alpha \cdot \Delta t \cdot F \text{ კკალ/სთ,} \quad (II-7)$$

სადაც α კკალ/მ² სთ °C არის თბოვაცემის კოეფიციენტი;

F მ² — მყარი სხეულის სითბოს მიმღები ზედაპირის ფართობი;

t_3 °C — კედლის ზედაპირის ტემპერატურა;

t_5 °C — სითბოს ან აირის ნაკადის ტემპერატურა;

Δt °C — ტემპერატურული დაწნევა ($\Delta t = t_5 - t_3$).

მაშასადამე, კონვექციური თბოვაცემის გაანგარიშებას საფუძვლად უდევს ნიუტონის (II-7) ფორმულა, მაგრამ ამ ფორმულით Q თბური ნაკადის განსაზღვრისათვის საჭიროა თბოვაცემის (α) კოეფიციენტის მნიშვნელობის კოდნა. როგორც ზემოთ იყო აღნიშნული, მყარი სხეულის ზედაპირზე წარმოქმნილი სასაზღვრო შრის მეშვეობით სითბოს გადასვლა თბოვამტარობით ხორციელდება და ანიტომ თბოვაცემის კოეფიციენტის თბოვაცემის პირობებთან დაკავშირება მოსაბერხებელია სხეულის საზღვრებზე არსებული პირობების ანალიზის საფუძველზე. მაშასადამე, მივიღებთ, რა მხედველობაში სასაზღვრო შრის საშუალებით კონვექციური თბოვაცემის სითბოს გადასვლას მყარი სხეულის ზედაპირზე, შევვიძლია გამოვიყენოთ ფურიეს განტოლება შემდეგი სახით:

$$dQ = -\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial n} \cdot dF. \quad (a)$$

ნიუტონის (II-7) ფორმულის საფუძველზე შეიძლება დაიწეროს:

$$dQ = \sigma \cdot \Delta t \cdot dF. \quad (b)$$

თუ (a) და (b) განტოლებების მარჯვენა მხარეებს ერთმანეთს გაუტოლებთ მივიღებთ, რომ

$$\alpha = -\frac{\lambda}{\Delta t} \cdot \frac{\partial t}{\partial n} \quad (II-8)$$

* (II-6) ტოლობას ინტეგრებისათვის საჭიროა ვიცოდეთ ორივე კვების ყველა წერტილისათვის ინტეგრალის ნიშნის ქვეშ მდებარე სიდიდეთა მნიშვნელობანი.

ანუ

$$\alpha \cdot \Delta t = -\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial n} \quad (II-8')$$

(II-8) განტოლებას კონვექციური თბოგაცემის დიფერენციალურ განტოლებას უწოდებენ.

ნიუტონის ფორმულის გამოსახულებაში $[Q = \alpha \cdot (t_6 - t_3) \cdot F]$ თუ დაუშვებთ, რომ $t_6 - t_3 = 1^\circ\text{C}$ და მყარი კედლის ზედაპირის ფართობი $F = 1 \text{ მ}^2$, მაშინ, $Q = \alpha$ კკალ/მ² სთ $^\circ\text{C}$.

მაშასადამე, α თბოგაცემის კოეფიციენტი სითბოს ის რაოდენობაა, რომელიც გადაეცემა ერთ საათში კედლის ზედაპირის 1 მ² ფართობიდან სითხეს ან აირს, ან ჰირიქით, როდესაც სითხის ან აირის და კედლის ზედაპირის ტემპერატურაა შორის სხვაობა 1°C -ის ტოლია.

კონვექციით სითბოს გავრცელებისას კუთრი თბური ნაკადის სიდიდე განისაზღვრება ტოლობით:

$$q = \frac{Q}{F} = \alpha \cdot (t_6 - t_3)$$

ანუ

$$q = \frac{(t_6 - t_3)}{1} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.} \quad (II-9)$$

სადაც $\frac{1}{\alpha}$ სიდიდეს თბოგაცემის თერმული წინაღობა ეწოდება

(II-9) ფორმულიდან, როდესაც ცნობილია t_6 ნაკადის ტემპერატურა შეიძლება განისაზღვროს კედლის ზედაპირის ტემპერატურა

$$t_3 = t_6 - q \frac{1}{\alpha} \quad (II-10)$$

როგორც (II-9) ფორმულიდან ჩანს, კონვექციური თბოგაცემით სითბოს გავრცელებისას პროცესის მთელი სირთულე და გაანგარიშების სიძნელე დაყვანილია თბოგაცემის α კოეფიციენტის სიდიდის განსაზღვრამდე. ჩატარებული ცდები გვიჩვენებენ, რომ α თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა იცვლება ფართო ზღვრებში, 1-დან 120 000 კკალ/მ² სთ გრად-მდე. ამიტომ (II-9) ფორმულის პრაქტიკული გამოყენებისას სიძნელეს წარმოადგენს ამ α კოეფიციენტის სიდიდის დასაბუთებული შერჩევა.

α თბოგაცემის კოეფიციენტის სიდიდის მნიშვნელობაზე გავლენას ახდენენ: ნაკადის მოძრაობის ხასიათი, მოძრაობის სიჩქარე, სითხის ბუნება, ზედაპირის მიმართ ნაკადის მოძრაობის მიმართულება, ზედაპირის ფორმა, თბური ნაკადის მიმართულება, კედლის ზედაპირის ხორკლიანობის ხარისხი და სხვ.

თბოგაცემის α კოეფიციენტის მნიშვნელობაზე მოქმედ ფაქტორთა სიმრავლე და ანალიზური მეთოდის შეზღუდული შესაძლებლობანი არ იძლევიან ყოველი ნებისმიერი შემთხვევისათვის კოეფიციენტის რიცხობრივი მნიშვნე-

ლობის შერჩევის თეორიული გზით დასაბუთების საშუალებას. აღნიშნულის გამო განსაკუთრებული მნიშვნელობა ენიჭება კონვექციით თბოგაცემის ექსპერიმენტულ შესწავლას, ხოლო ამ გზით მიღებული შედეგების გავრცელება კანონზომიერია მხოლოდ მსგავს მოვლენებზე. მსგავსი მოვლენების შესახებ სწავლება შეადგენს მსგავსების თეორიის საგანს. ელემენტარული ცნობები თბური მსგავსების თეორიიდან მოყვანილი იქნება მეექვსე პარაგრაფში.

სამრეწველო თბოგადაცემ მანადგარებში თბოგაცემის α კოეფიციენტის ხაორიენტაციო მნიშვნელობები

ჭაერის გათბობისა და გაცივების დროს	$\alpha = 11 \div 50$ კკალ/მ ² სთ	გრად
წყლის გათბობისა და გაცივების დროს	$\alpha = 200 \div 10000$ " "	" "
წყლის დუღილის დროს	$\alpha = 500 \div 45000$ " "	" "
წყლის ორთქლის წვეთური კონდენსაციის დროს $\alpha = 4000 \div 120000$	" "	" "

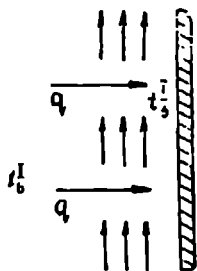
4. კონვექციით თბოგაცემა სითხის ან აირის ნაკადიდან კედლის ზედაპირზე და პირიქით

სითხის ან აირის ცხელი ნაკადიდან კედლის ზედაპირზე სითბოს გადასვლის შემთხვევისათვის თბოგაცემის კოეფიციენტი აღვნიშნოთ α_1 -ით, ხოლო კედლის ზედაპირიდან ცივ ნაკადზე α_2 -ით.

პირველ რიგში განვიხილოთ თბოგაცემა ნაკადიდან კედლის ზედაპირზე, ე. ი. როცა $t_6^I > t_3^I$ -ზე. დავუშვათ, რომ კედლის ზედაპირის გასწვრივ (ნაკ. II-1) მიედინება სითხე ან აირი, რომლის ტემპერატურაა t_6^I , ხოლო კედლის ზედაპირის ტემპერატურა კი t_3^I .

სითხის ან აირის ნაკადიდან კედლის ზედაპირზე სითბოს გაცემისას (II-9) ფორმულის საფუძველზე შეიძლება განისაზღვროს კუთრი q თბური ნაკადის მნიშვნელობა:

$$q = \frac{t_6^I - t_3^I}{\frac{1}{\alpha_1}} \text{ კკალმ}^2 \text{ სთ.} \quad (\text{II}-11)$$



განხილული შემთხვევისათვის თერმული წინაღობა განისაზღვრება სიდიდით $\left(\frac{1}{\alpha_1}\right)$.

როდესაც ცნობილია ნაკადის ტემპერატურა t_6^I , (II-11) განტოლების საფუძველზე შეიძლება განისაზღვროს კედლის ზედაპირის ტემპერატურა t_3^I ;

ნაკ. II-1. თბოგაცემა ნაკადიდან კედლის ზედაპირზე.

$$t_3^I = t_6^I - q \frac{1}{\alpha_1}. \quad (\text{II}-12)$$

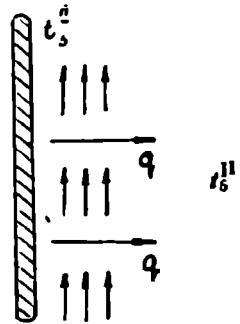
განვიხილოთ შებრუნებული შემთხვევა, ე. ი. როდესაც კედლის გასწვრივ

მიედინება სითხე ან აირი და კედლის ზედაპირის ტემპერატურა $t_j^{II} > t_6^{II}$. ასეთ შემთხვევაში ადგილი აქვს თბოგაცემას კედლის ზედაპირიდან ნაკადზე (ნაკ. II-2).

(II-11) ფორმულის ანალოგიურად შეიძლება დაიწეროს კუთრი თბური ნაკადის გასაანგარიშებელი ფორმულა:

$$q = \frac{t_j^{II} - t_6^{II}}{\frac{1}{\alpha_2}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.} \quad (II-13)$$

ამ შემთხვევაში თერმული წინაღობის მნიშვნელობა განისაზღვრება $\left(\frac{1}{\alpha_2}\right)$ სიდიდით.



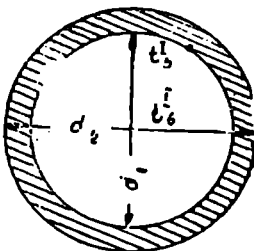
ნაკ. II-2. თბოგაცემა კედლის ზედაპირიდან ნაკადზე

5. კონვექციით თბოგაცემა სითხის ან აირის ნაკადიდან ცილინდრული კედლის ზედაპირზე და პირიძით

დაეუშვათ, რომ მილგაყვანილობაში მიედინება სითხის ან აირის ნაკადი (ნაკ. II-3), რომლის ტემპერატურა მეტია მილის ცილინდრული კედლის შიგა ზედაპირის ტემპერატურაზე, ე. ი. $t_6^I > t_j^I$ -ზე.

(II-7) ფორმულის საფუძველზე შეიძლება განისაზღვროს სითხის ნაკადი, რომელიც გადაეცემა ნაკადიდან ცილინდრული კედლის შიგა ზედაპირს:

$$Q = \alpha_1 \cdot (t_6^I - t_j^I) \cdot F \text{ კკალ/სთ.}$$



თუ გაანგარიშებას ვაწარმოებთ ერთი გრძივი მეტრი მრგვალი კვეთის მქონე მილის მიმართ, მაშინ უკანასკნელ ფორმულაში

$$F = 2 \cdot \pi \cdot r_1 = \pi \cdot d_1.$$

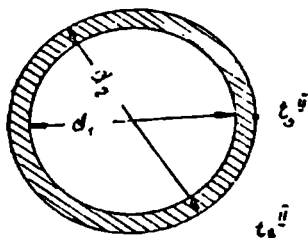
ამ ტოლობის მხედველობაში მიღებით კუთრი თბური ნაკადის გასაანგარიშებელი ფორმულა, შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

ნაკ. II-3. თბოგაცემა ნაკადიდან ცილინდრული კედლის შიგა ზედაპირზე

$$q = \frac{\pi \cdot (t_6^I - t_j^I)}{\alpha_1 \cdot d_1} \text{ კკალ/მ სთ.} \quad (II-14)$$

(II-14) ტოლობის პარაგენა მხარის მნიშვნელოვანი $\frac{1}{\alpha_1 d_1}$ წარმოადგენს განხილული შემთხვევისათვის თერმული წინაღობის სიდიდეს.

თუ საკიროა განისაღვროს q კუთრი თბური ნაკადის სიდიდე კონვექციის-საშუალებით მილის კედლის გარე ზედაპირიდან სითხის ან აირის ნაკადზე სითბოს გაცემისას (ნაკ. II—3ა), შეიძლება გამოყენებულ იქნეს (II—14) ფორმულის ანალოგიური ფორმულა



$$q = \frac{\pi (r_1^{II} - r_2^{II})}{\frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} \text{ კკალ/მ სთ. (II—15)}$$

ნაკ. II—3ა. თბოგაცემა ცილინდრული კედლის გარე ზედაპირიდან ნაკადზე სითბოს გაცემისას (ნაკ. II—3ა), შეიძლება გამოყენებულ იქნეს (II—14) ფორმულის ანალოგიური ფორმულა

r_1^{II} — სითხის ან აირის ნაკადის საშუალო ტემპერატურა.

(II—15) ფორმულის მარჯვენა მხარის მნიშვნელი $\frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}$ წარმოადგენს.

განხილული შემთხვევისათვის თერმული წინაღობის სიდიდეს.

6. მსგავსების თეორიის საფუძვლების ზოგიერთი საკითხი

კონვექციით სითბოს გავრცელების პროცესის სირთულის გამო, იშვიათი შემთხვევების გარდა, თბოგაცემის კოეფიციენტის თეორიულად გამოთვლა შეუძლებელია. სხვადასხვა შემთხვევის დროს კონვექციით თბოგაცემისას α თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობის განსაზღვრა ექსპერიმენტების ჩატარების საშუალებით ხდება.

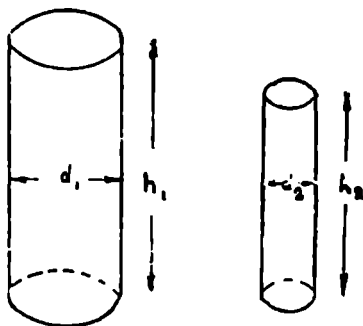
ცალკეული ექსპერიმენტებით მიღებული შედეგები, მათი მათემატიკური სათანადო გაფორმებით, დაიყვანება ემპირიული საანგარიშო განტოლებების სახემდე. ჩვენ უკვე ზემოთ აღვნიშნეთ, რომ ექსპერიმენტული ცდებით მიღებული შედეგების გავრცელება კანონზომიერია მხოლოდ მსგავს მოვლენებზე, ხოლო მსგავსი მოვლენების შესახებ სწავლება კი შეადგენს მსგავსების თეორიის საგანს.

თბური მსგავსებრი თეორია საშუალებას იძლევა გადაწყვიტოს შემდეგი საკითხები: რომელი სიდიდე უნდა იქნეს გაზომილი ექსპერიმენტების დროს, როგორ უნდა დამუშავდეს ცდებით მიღებული შედეგები, რათა მიღებულ იქნეს რაც შეიძლება უფრო ზოგადი სახის ფორმულები და როგორია იმ მოვლენათა არე, რომლებზედაც შეიძლება გავრცელდეს მიღებული დამოკიდებულებანი. უნდა აღინიშნოს, რომ მსგავსების ცნება საერთოდ ნასესხებია გეომეტრიიდან. თუ ორი ცილინდრის დიამეტრებს აღვნიშნავთ d_1 და d_2 -თი, ხოლო სიმაღლეებს სათანადოდ — h_1 და h_2 -თი (ნაკ. II—4), მაშინ მათი მსგავსების შემთავებაში ადგილი უნდა ჰქონდეს პროპორციას:

$$c = \frac{d_2}{d_1} = \frac{h_2}{h_1}, \quad (\text{II—16})$$

და, მაშასადამე, $d_2 = c \cdot d_1$ და $h_2 = c \cdot h_1$.

უკანასკნელ ტოლობებში c უგანზომილებო პროპორციულობის მამრავლია ანუ მსგავსების მუდმივა. (11—16) პირობა გეომეტრიული მსგავსების მათემატიკურ ჩამოყალიბებას გამოსახავს. ცნობილია, რომ გეომეტრიული მსგავსება წარმოადგენს ყოველი ფიზიკური მოვლენის მსგავსების აუცილებელ წინაპირობას, რადგან ამ მოვლენათა დაპირისპირება უნდა წარმოედგინოს სივრცის შესაბამის წერტილებში. მაგრამ, გეომეტრიული მსგავსების გარდა, ადგილი უნდა ჰქონდეს აგრეთვე განსახილველი ფიზიკური მოვლენის მთლიანად დამახასიათებელ მთელ რიგ სხვა სიდიდეთა მსგავსებას. ორი ფიზიკური მოვლენის მსგავსება ნიშნავს ყველა იმ სიდიდის მსგავსებას, რომლებიც განსახილველ მოვლენას ახასიათებენ. მაშასადამე, სივრცის შესაბამის წერტილებში და დროის შესაბამის მომენტში პირველი მოვლენის ყოველი სიდიდე φ' მეორე მოვლენის იმავე გვარის φ'' სიდიდის პროპორციულია, ე. ი.



ნაკ. II—4. გეომეტრიულად მსგავსი ცილინდრები

$$\varphi'' = c_{\varphi} \varphi',$$

სადაც c_{φ} არის მსგავსების შესაბამისი მუდმივა.

რთული ფიზიკური მოვლენა სიდიდეთა მეტი რაოდენობით ხასიათდება.

ნიუტონმა პირველად მოგვცა მექანიკური მსგავსების გამოყენების მაგალითი. მექანიკის ძირითადი გაბტოლება—ნიუტონის მეორე კანონი—გამოიხატება შემდეგნაირად: ძალა მასისა და აჩქარების ნამრავლის ტოლია:

$$P = mu = m \frac{w}{t}. \quad (11-17)$$

დავუშვათ, რომ განიხილება ორი სისტემა, რომელთა მსგავსების შესახებ საჭიროა დასკვნის გამოტანა. პირველი სისტემისათვის გვექნება:

$$P' = m' \frac{w'}{t'}; \quad (11-18)$$

მეორე სისტემისათვის შესაბამისად გვექნება

$$P'' = m'' \frac{w''}{t''} \quad (11-19)$$

ამ ორი სისტემის ისეთი მოვლენების დაპირისპირება, რომლებიც ემორჩილებიან ნიუტონის მეორე კანონს, უნდა ხდებოდეს $\frac{P\tau}{mw}$ კომპლექსური სი-

დიდია დაამარებით. თუ ამ ორი სისტემის მოვლენებში $\frac{P'\tau'}{m'w'}$ და $\frac{P''\tau''}{m''w''}$ კომპლექსური სიდიდეები ტოლია, მაშინ ასეთი მოვლენები მსგავსია. აღნიშნულ კომპლექსურ სიდიდეებს მსგავსების კრიტერიუმები ანუ ინვარიანტები ეწოდებათ. მსგავსების კრიტერიუმები უგანზონილებო რიცხვებია. ზემოვანხილული დინამიკური მსგავსების კრიტერიუმი აღინიშნება *Ne* (ნიუტონი), ე. ი.

$$Ne = \frac{P\tau}{mw} \quad (II-20)$$

მსგავს დინამიკურ სისტემებში ადგილი უნდა ჰქონდეს მათი კრიტერიუმების ერთნაირობას, რაც გამოისახება შემდეგნაირად:

$$Ne = idem \text{ (ერთი და იგივეა).} \quad (II-21)$$

თუ (II-20) ფორმულაში შევიტანთ $\tau = \frac{l}{w}$ მნიშვნელობას, მაშინ ნიუტონის კრიტერიუმი მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$Ne = \frac{Pl}{mw^2} \quad (II-20a)$$

უმნიშვნელოვანეს კრიტერიუმთა რიცხვს ეკუთვნიან: კინემატიკური მსგავსების ანუ რეინოლდსის ჰიდროდინამიკური კრიტერიუმი:

$$Re = \frac{\rho w l}{\mu} \quad (II-22)$$

ჰომოქრონობის კრიტერიუმი:

$$Ho = \frac{w\tau}{l} \quad (II-23)$$

ფრუდის კრიტერიუმი:

$$Fr^* = \frac{gl}{w^3} \quad (II-24)$$

ეილერის კრიტერიუმი:

$$Eu = \frac{P}{\rho w^2} \quad (II-25)$$

ჩვენულებრივად, ეილერის კრიტერიუმს შეცვლილი სახით იყენებენ; სახელდობრ, თუ ρ წნევის ნაცვლად ჩავსვამთ სისტემის რომელიმე ორ წერტილს შორის Δp წნევათა სავაიბას, მაშინ ეილერის კრიტერიუმი შემდეგ სახეს მიიღებს:

* ზოგჯერ ფრუდის კრიტერიუმს უწოდებენ შებრუნებულ გამოსახულებას: $\frac{w^3}{gl}$.

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho \omega^2} . \quad (II-26)$$

მანასადამე, ორ ან რამდენიმე სისტემის მექანიკური მსგავსების შემთხვევაში, შესაბამისი წერტილებისათვის მსგავსების კრიტერიუმის Re , H_o , Fr და Fu სათანადოდ ერთი და იგივე მნიშვნელობანი აქვთ. ზოგიერთ შემთხვევაში, როდესაც შეუძლებელი ხდება სითხის ან აირის მოძრაობის ω სიჩქარის გაზომვა, ფრუდის კრიტერიუმის ნაცვლად შეიძლება გამოყენებულ იქნეს გალილეის კრიტერიუმი:

$$Ga = Fr \cdot Re^2 = \frac{g l^3}{\nu^2} . \quad (II-27)$$

თუ გალილეის კრიტერიუმს $\frac{\rho - \rho_o}{\rho_o}$ სიმპლექსზე* გაავრცელებთ მივიღებთ არქიმედის კრიტერიუმს:

$$Ar = Ga \frac{\rho - \rho_o}{\rho_o} = \frac{g l^3}{\nu^2} \frac{\rho - \rho_o}{\rho_o} , \quad (II-28)$$

სადაც ρ და ρ_o წარმოადგენენ სითხის ან აირის სიმკვრივეებს სისტემის ორ სხვადასხვა წერტილში.

თუ სითხის ან აირის სიმკვრივეთა სხვაობა განისაზღვრება Δt ტემპერატურათა სხვაობით, მაშინ სიმპლექსი $\frac{\rho - \rho_o}{\rho_o} = \beta \cdot \Delta t$, სადაც β არის სითხის ან აირის მოცულობითი გაფართოების კოეფიციენტი. (II-28) განტოლებაში ამ სიმპლექსის მნიშვნელობის ჩასმით მივიღებთ გრასპოფის კრიტერიუმის განოსახლებას:

$$Gr = \beta \cdot \frac{g l^3}{\nu^2} \cdot \Delta t . \quad (II-29)$$

თბური მსგავსების კრიტერიუმებია შემდეგი: ფურციეს კრიტერიუმი:

$$Fo = \frac{a \tau}{l^2} ; \quad (II-30)$$

პეკლეს კრიტერიუმი:

$$Pe = \frac{\omega l}{a} = \frac{\omega l c_p \gamma}{\lambda} . \quad (II-31)$$

ნუსელტის კრიტერიუმი:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} . \quad (II-32)$$

* სიმპლექსი ეწოდება ერთგვაროვან სიდიდეთა უგანზომილებო შეფარდებას.

ამრიგად, ორი ან რამდენიმე სისტემის თბური მსგავსების შემთხვევაში ამ სისტემათა შესაბამისი წერტილებისათვის მსგავსების კრიტერიუმებს Fr , Pe და Nu -ს ერთი და იგივე მნიშვნელობა აქვთ. განხილულ კრიტერიუმებთან ერთად იხილავენ მხოლოდ ფიზიკურ პარამეტრებზე დამოკიდებულ ფიზიკურ მსგავსების პრანდტლის კრიტერიუმს

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{Pe}{Re} \quad (II-33)$$

კრიტერიუმების განტოლებებში შემავალ სიდიდეებში:

w მ/წმ არის სითხის ან აირის ნაკადის მოძრაობის საშუალო სიჩქარე;

l მ — ხაზობრივი ზომის განმსაზღვრელი; მილების შემთხვევაში იღება მილის დიამეტრი d მ;

α კკალ/მ² სთ გრად — თბოგაცემის კოეფიციენტი;

λ კკალ/მ სთ გრად — სითხის ან აირის ნაკადის თბოგამტარობის კოეფიციენტი;

$g = 9,81$ მ/წმ² — სიმძიმის ძალის აჩქარება;

ν მ²/წმ — ნაკადის კინემატიკური სიბლანტის კოეფიციენტი;

$a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \gamma}$ მ²/სთ — ტემპერატურის გამტარობის კოეფიციენტი;

c_p კკალ/კგ გრად — წონითი ნამდვილი იზობარული თბოტევადობა;

γ კგ/მ³ — კუთრი წონა.

მსგავსების თეორიის შედეგებს დიდი პრაქტიკული მნიშვნელობა აქვთ, რადგან იგი ფიზიკურ მოვლენათა მოდელირების საშუალებას იძლევა.

როდესაც რომელიმე ნატურაში მოვლენის ნაცვლად ექსპერიმენტულად შეისწავლება ხელოვნურად განხორციელებული მსგავსი მოვლენა (მოდელი), მაშინ ამას მოდელირება ეწოდება. იმ შემთხვევაში, როდესაც ტექნიკური ან ეკონომიური მოსაზრებებით გაძნელებულია ნატურაში უშუალოდ გამოკვლევა, მაშინ მოდელირება უფრო ხელმისაწვდომია.

საერთოდ მოდელზე შეიძლება გამოკვლევულ იქნეს მოვლენის არა მარტო ხარისხობრივი, არამედ რაოდენობრივი მხარეც, ვინაიდან ყოველი საძიებელი სიდიდე შეიძლება გადაანგარიშებულ იქნეს მოდელიდან ნატურაზე.

მოდელირების იდეა ალბათ გამოჩინარეობს იმ მოსაზრებიდან, რომ ყოველივე მოვლენა ალწერილი უგანზომილებო ცვლადებით გამოსახავს მსგავს მოვლენათა ჯგუფის ნიშნებს. თბოტექნიკაში მოდელირების გამოყენების თვალსაჩინო მაგალითს პრაქტიკული სარგებლიანობის თვალსაზრისით წარმოადგენს ორთქლის ქვაბების აგრეგატის აირსასვლელებში აეროდინამიკისა და თბოგაცემის საკითხების ამ მეთოდით შესწავლა.

სამაგულო ქვაბთმშენებელი ქარხნების მიერ გამოშვებული დიდი ორთქლმწარმოებლობის ქვაბებს გავლილი აქვთ მოდელირების სტადია. ქვაბთმშენებლობის დარგში „თბური მოდელირების“ განვითარებაში დიდი დამსახურება მიუძღვით საბჭოურ მეცნიერებს აწ განსვენებულ აკადემიკოს მ. კირპიჩოვის ხელმძღვანელობით.

ორთქლის ქვაბების დანადგარებში აირების მოძრაობისა და თბოგაცემის პროცესის გამოიჩინება დიდი სირთულით, განსაკუთრებით წყის პროცესსა და თბურ გამოსხივებასთან დაკავშირებით, რის გამო შემუშავებულია მიახლოებით მოდელირებათა მთელი რიგი, რომელნიც ორთქლის ქვაბის დანადგარში აირთა ტრაქტის ცალკეულ კვანძებში აეროდინამიკისა და კონვექციური თბოგაცემის მთავარი მხარეების გამოყოფისა და ცალ-ცალკე მათი შესწავლის საშუალებას იძლევიან. ასეთი მეთოდით ზემოაღნიშნული საკითხების შესწავლას ლოკალურ მოდელირებას უწოდებენ.

განსაკუთრებულ ინტერესს იწვევს მოდელირების გამოყენება ახალი კონსტრუქციების დაპროექტების დროს. ამ შემთხვევაში ადვილია მოდელზე შემოწმდეს და დაზუსტდეს საპროექტო მოსაზრებანი და კონსტრუქციაში შეტანილ იქნეს ცვლილებანი და გაუმჯობესებანი ნატურაში მოწყობილობის (დანადგარის) აგებაში.

მსგავსების თეორიის გამოყენების ნაყოფიერ მიმართულებად უნდა ჩითვალოს ანალოგიის მეთოდი, რომელიც ამ ბოლო დროს მეტად გავრცელდა; ამ მიმართულებითაც ჩვენი ქვეყნის მეცნიერებს დიდი ღვაწლი მიუძღვით.

ანალოგიის მეთოდს საფუძვლად უდევს ის, რომ ზოგიერთი სხედასხვა ტიპის მოვლენა შეიძლება აღწერილ იქნეს ერთნაირი სტრუქტურის მქონე კერძო წარმოებულების დიფერენციალური განტოლებებით.

ა. კონვექციური თბოგაცემით სითბოს გავრცელების კრიტერიალური განტოლებანი

როგორც ზემოთ იყო აღნიშნული, კონვექციური თბოგაცემით სითბოს გავრცელების ექსპერიმენტული შესწავლისას გასასაზღვრავ სიდიდეს თბოგაცემის α კოეფიციენტი წარმოადგენს. ჩატარებული ექსპერიმენტების შედეგთა დამუშავების საფუძველზე კრიტერიალური განტოლებების გამოყენებით ცალკეული ტიპური შემთხვევისათვის დგება ემპირიული ფორმულები კრიტერიალური სახით.

კონვექციური თბოგაცემის კრიტერიალურ განტოლებას საერთოდ შემდეგნაირად გამოსახავენ:

$$Nu = f(Fo, Pe) = f(Fo, Re, Pr).$$

ცნობილია, რომ თბური მსგავსების აუცილებელ წინაპირობას უნდა წარმოადგენდეს მექანიკური მსგავსება, ამისათვის კრიტერიალურ განტოლებაში არგუმენტის სახით შეტანილი უნდა იქნეს რეინოლდისისა (Re) და გრასჰოფის (Gr) კრიტერიუმები. აღნიშნულის მხედველობაში მიღებით კონვექციური თბოგაცემის კრიტერიალური განტოლების საბოლოო სახე იქნება:

$$Nu = f(Fo, Re, Pe, Gr),$$

აბ

$$Nu = f(Fo, Re, Gr, Pr).$$

(II—34)

უკანასკნელი განტოლება წარმოადგენს ზოგადი სახის კრიტერიალურ განტოლებას; რიგ შემთხვევაში ცალკეული ამოცანების გადაწყვეტისას მას წარმოიდგენენ უფრო გამარტივებულ სახით. როდესაც განიხილება დამყარებული სტაბილური მოძრაობა, განტოლებაში აღარ შეაქვთ ფურიეს (Fo) კრიტერიუმში, ხოლო სითხის იძულებითი მოძრაობისას თავისუფალი მოძრაობის გავლენას უგულებელყოფენ და განტოლებაში არ შეაქვთ გრასჰოფის (Gr) კრიტერიუმში; კრიტერიალური განტოლება სტაციონარული იძულებითი მოძრაობისათვის ლებულობს შემდეგ სახეს:

$$Nu = f(Re, Pr). \quad (11-35)$$

თუ ვიხილავთ აირის ან სითხის თავისუფალ მოძრაობას, მაშინ კრიტერიალურ განტოლებიდან უნდა გამოირიცხოს რეინოლდსის (Re) კრიტერიუმში და განტოლება მიიღებს სახეს:

$$Nu = f(Gr, Pr). \quad (11-36)$$

როდესაც განიხილება ისეთი აირების სტაციონარული იძულებითი მოძრაობა, რომელთა მოლეკულები ატომთა თანასწორ რაოდენობას შეიცავენ, პრანდტლის (Pr) კრიტერიუმში ერთი და იგივეა და მუდმივ სიდიდეს წარმოადგენს. ზემოაღნიშნულის მხედველობაში მიღებით (11-35) და (11-36) განტოლებები შემდეგ სახეს მიიღებენ:

$$Nu = f(Re), \quad (11-35')$$

$$Nu = f(Gr). \quad (11-36')$$

როდესაც განიხილება შედარებით გართულებული პროცესი, როგორცაა თბოგაცემის მოვლენა თხევად ნივთიერებათა აგრეგატული მდგომარეობის შეცვლისას, კრიტერიალურ განტოლებებში შეიტანება ახალი კრიტერიუმები, რომლებიც გართულებული პროცესის თავისებურებას ასახავენ.

კონვექციური თბოგაცემით სითბოს გავრცელებაზე კვლევითი მუშაობის წარმოებისას მკვლევარს მუდამ უნდა ახსოვდეს, რომ კრიტერიალური განტოლება გამოსაკვლევი პროცესის გულმოდგინე ანალიზის საფუძველზე უნდა იქნეს შედგენილი.

ყველა ზემოაღნიშნულიდან შეიძლება დავასკვნათ, რომ მსგავსების თეორიის გამოყენება საშუალებას იძლევა დიკერენციალური განტოლების გარეშე მოვქმნოთ მსგავსების კრიტერიუმები და დავამუაროთ კრიტერიალური დამოკიდებულებანი, რომლებიც გამოსადეგი იქნებიან ყველა ერთიმეორის მსგავსი პროცესისათვის. იმისათვის, რომ ცალკეული ექსპერიმენტების შედეგები გავრცელდეს ერთმანეთის მსგავს ყველა პროცესზე, ცდების შედეგები უნდა გამოისახოს კრიტერიუმებს შორის არსებული დამოკიდებულებების სახით.

სითხის ან აირის დამყარებული იძულებითი მოძრაობისას, კონვექციით თბოგაცემისათვის მსგავსების კრიტერიუმებს შორის დამოკიდებულება იარის-ხოვანის ფუნქციის სახით გამოიყენება:

$$Nu = c \cdot Re^n Pr^m, \quad (11-37)$$

სადაც c , n და m მუდმივი და განყენებული სიდიდეებია, მათი განსაზღვრა ხდება ექსპერიმენტების საშუალებით.

სითხის ან აირის დამჯაობებული თავისუფალი მოძრაობის დროს კონვექციური თბოგაცემისას (II—37) განტოლებაში გათვალისწინებული რეინოლდსის (Re) კრიტერიუმი და შეიტანება გრასპოფის (Gr) კრიტერიუმი, რას გამო საბოლოოდ მივიღებთ:

$$Nu = c(Gr \cdot Pr)^n. \quad (II-37')$$

c და n სიდიდეების განსაზღვრა ამ შემთხვევაში შეიძლება მოვხდინოთ ($Gr \cdot Pr$) რიცხობრივი წინაშენლობის მიხედვით ცხრილი (II—2 ა)-დან.

ცხრილი II—2 ა

№ №	$Gr \cdot Pr$	c	n
1	$0 \leq Gr \cdot Pr \leq 10^{-3}$	0,5	0
2	$10^{-3} \leq Gr \cdot Pr \leq 500$	1,18	1/8
3	$500 \leq Gr \cdot Pr \leq 2 \cdot 10^7$	0,54	1/4
4	$2 \cdot 10^7 \leq Gr \cdot Pr \leq 10^{13}$	0,135	1/3

7. კონვექციური თბოგაცემის სხვადასხვა შემთხვევა და მისი შესაბამისი ემპირიული ფორმულები კრიტიკალური სახით

ამ პარაგრაფში მოკლედ განვიხილავთ კონვექციური თბოგაცემით სითხის გავრცელების ტიპობრივ შემთხვევებს, რომლებიც სშირად გვხვდებიან სხვადასხვა თბოგადამცემაში (თბოგაცემა სხეულის კედლის ზედაპირიდან სითხეზე ან აირზე და შებრუნებით).

ძეულებითი მოძრაობის შესწავლისას დაკმაყოფილებით სითხით ან აირით მიღების სიგრძივი და განივი შემოგარებით. აღნიშნულის გარდა, მოკლედ იქნება განხილული თბოგაცემა ორთქლის კონდენსაციისა და წყლის დუღილის შემთხვევისათვის.

ა. თბოგაცემა სითხით ან აირით მიღების გრძივი შემოგარების დროს

კონვექციური თბოგაცემა მიღში სითხის ან აირის იძულებითი ლამინარული მოძრაობისას

სითხის ან აირის სიჩქარეების სიშვირის გამო იძულებით ლამინარულ მოძრაობას თან ერთვის თავისუფალი მოძრაობა. ამის გამო აღებული შემთხვევისათვის ცდებით მიღებული შედეგების დამუშავებისას, რეინოლდსის კრიტერიუმის გარდა, მხედველობაში მიღებული უნდა იქნეს გრასპოფის კრიტერიუმი.

ჰორიზონტალური მიღებისათვის არსებული ემპირიული ფორმულებიდან განვიხილოთ ი. ტ. ალადიევის ფორმულა:

$$Nu_m = 0,74 \cdot Re_m^{0,25} \cdot (Gr \cdot Pr)_m^{0,1} \cdot Pr_m^{0,3} \quad (11-38)$$

თუ (11-38) ფორმულაში შევიტანთ სათანადო მნიშვნელობებს, მივიღებთ:

$$\alpha = B \frac{(\gamma \cdot \omega)^{0,25}}{d^{0,5}} \Delta t^{0,1}, \quad (11-39)$$

სადაც

$$B = 8,63 \cdot \lambda^{0,7} \cdot \gamma^{0,25} \cdot c_p^{0,3} \cdot \left(\frac{\beta}{\mu} \right)^{0,1} \quad (11-40)$$

კრიტერიუმების გამოთვლის დროს, ფიზიკური მუდმივების ცხრილების მიხედვით განსაზღვრას ახდენენ სასაზღვრო შრის საშუალო ტემპერატურისათვის $t_m = 0,5 (t_c^1 - t_j^1)$

უნდა აღინიშნოს, რომ სითხის ლამინარული მოძრაობისას თბოგაცემის გასაანგარიშებლად, ამ ბოლო დროს, ჩატარებულია დიდი კვლევითი მუშაობა, რის შედეგად მიღებულია კრიტერიალურ განტოლებათა სახით სხვადასხვა გამოსახულების მთელი რიგი ფორმულები. მაგრამ არც ერთ მათგანს არა აქვს რაიმე უპირატესობა სხვებთან.

ლიტერატურაში არსებული მასალების (კვლევითი მუშაობის შედეგების) ანალიზისა და განზოგადების შედეგად საბჭოთა კავშირის მეცნიერებათა აკადემიის აკადემიკოსი მ. ა. მიხევევი იძლევა რეკომენდაციას შემდეგი სახის გასაანგარიშებელი ფორმულის* გამოყენებისა:

$$Nu = 0,17 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ფიზ}}} \right)^{0,25} \quad (11-41)$$

ეს ფორმულა იძლევა მილის გასწვრივ თბოგაცემის კოეფიციენტის საშუალო მნიშვნელობას, როცა $\frac{l}{d} > 50$.

(11-41) ფორმულა ყველა არსებულ ფორმულასთან შედარებით უფრო მართებულია ყოველგვარი სითხისათვის და ყველაზე უფრო სრულად ითვალისწინებს თბური ნაკადისა და ბუნებრივი კონვექციის მიმართულებათა გავლენას კონვექციური თბოგაცემის პროცესზე. ამ ფორმულაში მსაზღვრელ ტემპერატურად მიღებულია სითხის საშუალო ტემპერატურა, ხოლო მსაზღვრელ ზომად—მილის ეკვივალენტური დიამეტრი.

თუ საჭიროა კონვექციური თბოგაცემის (α) კოეფიციენტი განისაზღვროს შემთხვევისათვის, როდესაც $\frac{l}{d} < 50$, მაშინ საჭიროა (11-41) ფორმულით გაანგარიშებული α -ს მნიშვნელობა გამრავლდეს (11-3) ცხრილში მოცემულ შემასწორებელ ϵ , კოეფიციენტზე.

* М. А. Михеев, Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1956 г.

შემასწორებელი ϵ , კოეფიციენტის მნიშვნელობანი ლამანარული მოძრაობისათვის

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ϵ	1,90	1,70	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1.02	1

კონვექციური თბოგაცემა მიღში სითხის ან აირის იძულებითი ტურბულენტური მოძრაობისას

მიღში სითხის ან აირის იძულებითი ტურბულენტური ნოდრაობისას, როდესაც ფიზიკური მუდმივები განსაზღვრულია ნაკადის საშუალო ლოგარითმული ტემპერატურის მიხედვით, კრიტერიუმებს შორის დამოკიდებულელება შეიძლება განისაზღვროს ფორმულით:

$$Nu_6 = 0,023 \cdot Re_6^{0,8} \cdot Pr_6^{0,4} \quad (II-42)$$

აქედან გაშლალი სახით მიწილებთ:

$$\alpha = B \frac{(\gamma \cdot w \cdot d)^{0,8}}{d^{0,2}} = B \frac{(\gamma \cdot w \cdot d)^{0,8}}{d} \quad (II-43)$$

სადაც

$$B = 0,023 (3600)^{0,4} \cdot \frac{\lambda_6^{0,6} \cdot c_p^{0,4}}{(\mu_6 \cdot g)^{0,1}}$$

ჰაერისათვის B კოეფიციენტის მნიშვნელობა მოცემულია (II-4) ცხრილში, ხოლო წყლისათვის (II-5) ცხრილში.

ცხრილი (II-4)

B-ს მნიშვნელობანი ჰაერისათვის

t_6 °C	0	50	100	200	300	500	1000
B	2,68	2,80	2,88	3,02	3,15	3,34	3,73

ცხრილი (II-5)

B-ს მნიშვნელობანი წყლისათვის

t_6 °C	0	20	40	60	80	100	150	200
B	4,91	6,15	7,98	9,30	10,5	11,1	14,0	15,8

ზუსტი გამოთვლების დროს გათვალისწინებული უნდა იქნეს ყველა ის ფაქტორი, რომლებიც გავლენას ახდენენ თბოგაცემის α კოეფიციენტზე: მილის სიგრძე, თბური ნაკადის მიმართულება, კვეთის ფორმა, მილის ნობრილობა, კედლის სიმკვლე, ნაკადის შესვლის პირობები და სხვ. მილის სიგრძის გავლენის მიედველობაში მიღება გამოწვეულია იმით, რომ როგორც ლამინარული, ისე ტურბულენტური მოძრაობისას, თბოგაცემის α კოეფიციენტის საშუალო მნიშვნელობა მოკლე მილისათვის უფრო მეტია, ვიდრე გრძელი მილისათვის. მაგრამ, როდესაც $\frac{l}{d} > 50$ -ზე, ეს განსხვავება უმნიშვნელო

ხდება ტექნიკურ გაანგარიშებათა დროს. როდესაც $\frac{l}{d} < 50$ ზე (II — 43)

ფორმულით გამოთვლილი თბოგაცემის α კოეფიციენტის მნიშვნელობა უნდა გამრავლდეს ϵ შესწორების კოეფიციენტზე, რომლის რიცხობრივი მნიშვნელობანი მოცემულია (II—6) ცხრილში.

ცხრილი (II—6)

ϵ შესწორების კოეფიციენტის მნიშვნელობები ტურბულენტურა მოძრაობისათვის

Re \ l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
1 · 10 ⁴	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	
2 · 10 ⁴	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1
5 · 10 ⁴	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1
1 · 10 ⁵	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1
1 · 10 ⁶	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1

(II—42) ფორმულა მართებულია ყველა წვეთური და დრეკალი სითხისათვის, როცა $Re > 1 \cdot 10^4$ და $Pr = 0,7 \div 2500$.

მიღებში სითხეთა ტურბულენტური მოძრაობისას თბოგაცემის α კოეფიციენტის მნიშვნელობა აგრეთვე შეიძლება განისაზღვროს ძერჟინსკის სახელობის სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური ინსტიტუტის (ვ. ნ. ტიმოფეევი) მონაცემებით:

ა) სითხის ან აირის გაცხელებისას

$$\alpha = 0,0209 \cdot \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\mu \cdot g} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{c_p \cdot \mu \cdot g \cdot 3600}{\lambda} \right)^{0,45} \quad (II-44)$$

ბ) სითხის ან აირის გაცივებისას

$$\alpha = 0,0263 \cdot \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\mu \cdot g} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{c_p \cdot \mu \cdot g \cdot 3600}{\lambda} \right)^{0,35} \quad (II-45)$$

მოყვანილი ფორმულების გამოყენება მართებულია, როდესაც

$$Re = 10^4 \div 4 \cdot 10^4 \text{ და } Pr = 0,7 \div 200.$$

სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვაბ-ტურბინის ინსტიტუტების მიერ 1957 წელს გამოქვეყნებული საქვაბო აგრეგატების თბო-განაგარიშების ნორმატიული მეთოდის მიხედვით, ხურების ზედაპირის გრძი-ვი შემოგარებისას კონვექციური α თბოგაცემის კოეფიციენტი განისაზღვრება (II-43) ფორმულის ანალოგიური ფორმულით:

$$\alpha_3 = 0,023 \frac{\lambda}{d_{\text{ავ}}} \cdot \left(\frac{w \cdot d_{\text{ავ}}}{\nu} \right)^{0,8} Pr^{0,4} \cdot C_f C_{\text{II}} \quad (\text{II-43 a})$$

სადაც λ არის სითხის ან აირის თბოგამტარობის კოეფიციენტი;
 ν —სითხის ან აირის კინემატიკური სიბლანტის კოეფიციენტი;
 w —სითხის ან აირის სიჩქარე, რომელიც განისაზღვრება ფორმულით:

$$w = \frac{V_{\text{გა}}}{F} \text{ მ/წმ};$$

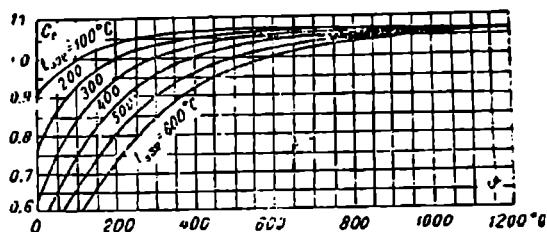
აქ $V_{\text{გა}}$ არის წამური ხარჯის საშუალო მოცულობა;

F მ²—ცოცხალი კვეთის ფართობი;

$d_{\text{ავ}}$ —ექვივალენტური დიამეტრი;

C_f —შესწორება, რომელიც საერთო შემთხვევაში დამოკიდებულია სითხის ან აირის ნაკადისა და კედლის ტემპერატურაზე. წყლისა და ორთქლისათვის C_f -ს მნიშვნელობას ლებულობენ ერთის ტოლს; აირების გაცივებისას C_f -ს თვლიან მუდმივ სიდიდედ და იღებენ $C_f = 1,06$, ხოლო აირების გათბობისას C_f -ს მნიშვნელობას საზღვრავენ გრაფიკულად (ნაკ. II-5).

C_{II} არის შესწორება მილის სიგრძეზე; აღნიშნული შესწორება მხედველობაში მიღებული უნდა იქნეს, თუ $l/d_{\text{ავ}} < 50$. C_{II} -ს განსაზღვრა შეიძლება (II-1) ნომოგრამის საშუალებით.



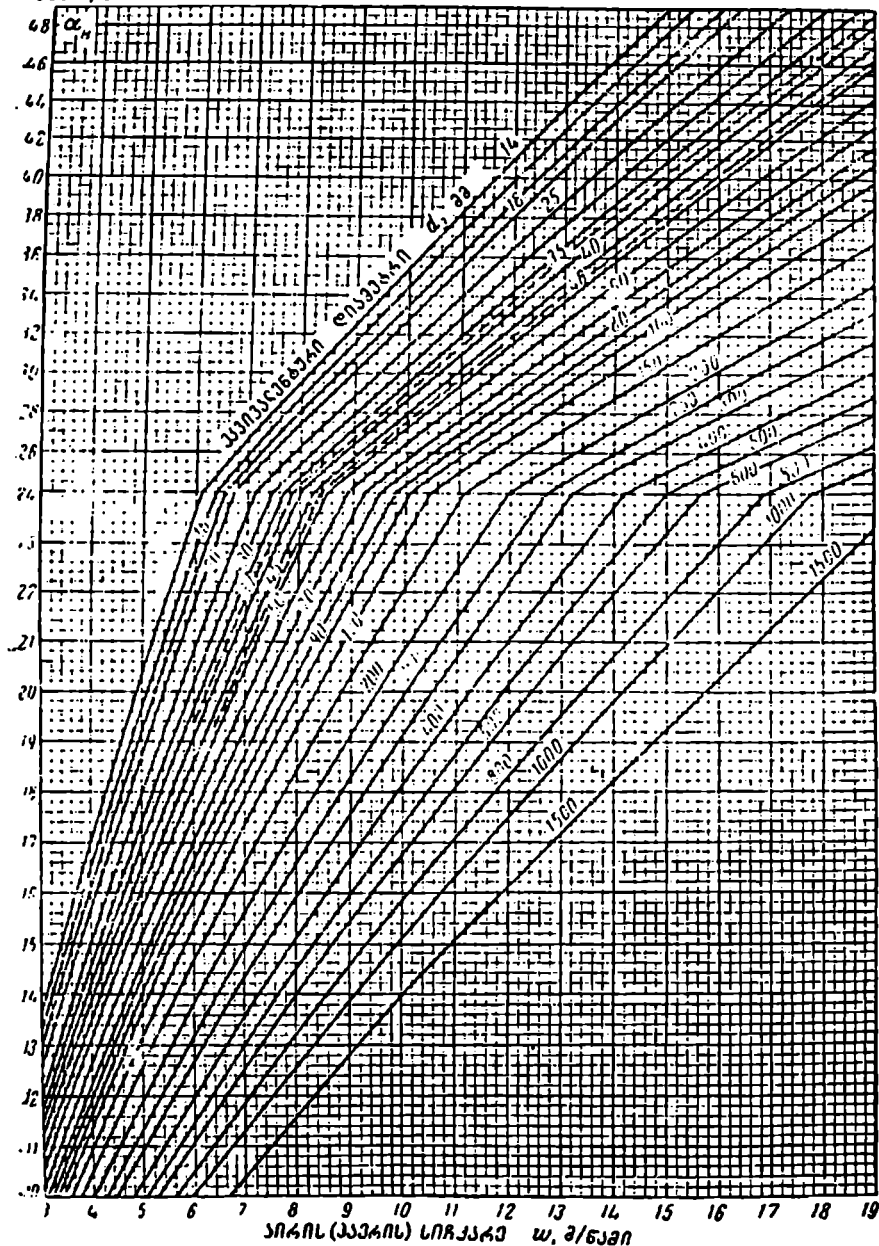
ნაკ. II-5. გრძივი შემოგარებისას აირების გათბობის შემთხვევაში C_f შესწორების მნიშვნელობა

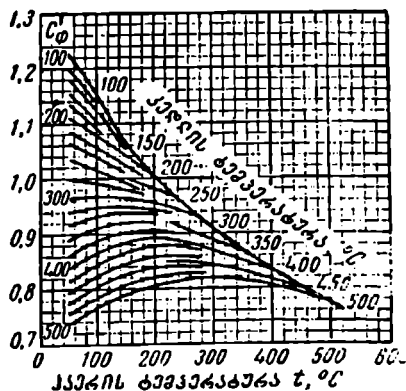
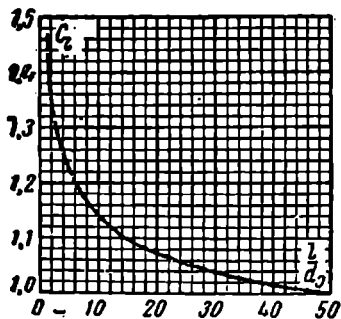
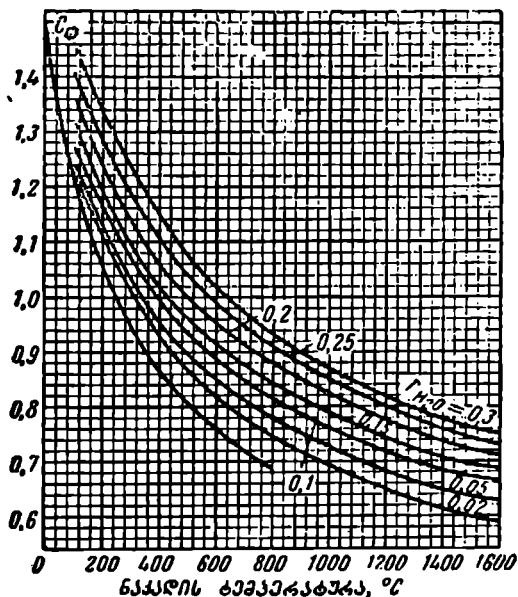
(II-43a) ფორმულის მიხედვით აგებულია გრძივი შემოგარებისას α_3 კონვექციური თბოგაცემის კოეფიციენტის გასასაზღვრელი ნომოგრამები. ჰაერისა და კვამლის აირებისათვის (II-1) ნომოგრამა, გადახურებული ორთქლისათვის (II-2) ნომოგრამა და აუღულბეული ცაელი წყლისათვის (II-3) ნომოგრამა. (II-1) ნომოგრამაზე C_{II} და C_{II} შესწორების კოეფიციენტებით მხედველობაში მიღებულია არა მარტო ფიზიკური ნაანსათებლების ცვალებადობის გავლენა, არამედ აგრეთვე C_f შესწორებაც.

(II-43a) ფორმულის სისწორე დასაბუთებულია (კლებით, რომლებიც ჩატარებული იყო ხურების ზედაპირის გრძივი შემოგარებისას რეინოლდისის კრიტერიუმის შემდეგი მნიშვნელობისათვის $Re = 5 \cdot 10^5 \div 2 \cdot 10^6$.

ჰერისა და კვამლის აირებით გრიძი

ქარი/მ²საათი გ.კად



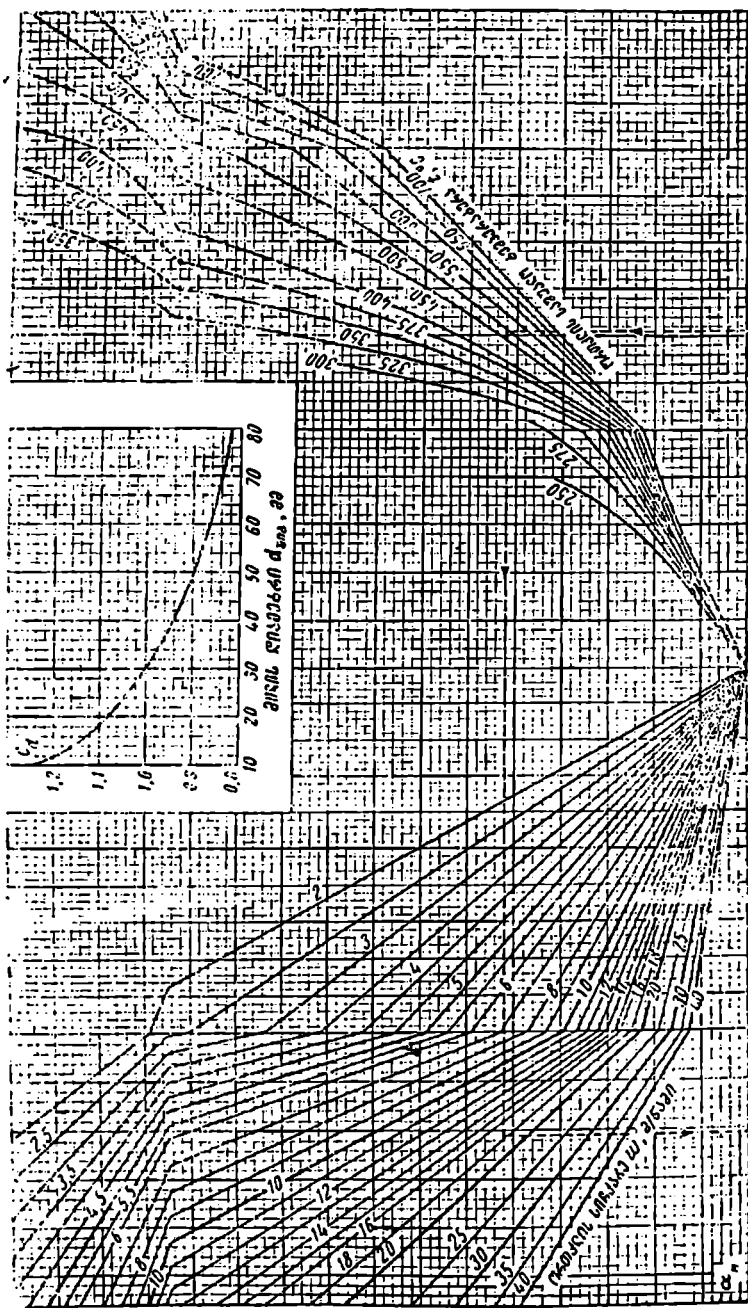


ჰერისა და კვამლის აირების გაცივებისას

$$\alpha_2 = C_\phi \cdot C_1 \cdot \alpha_H \text{ კვალ/მ}^2 \text{ სთ}^\circ$$

ჰერის გათბობისას

$$\alpha_2 = C'_\phi \cdot C_1 \cdot \alpha_H \text{ კვალ/მ}^2 \text{ სთ}$$



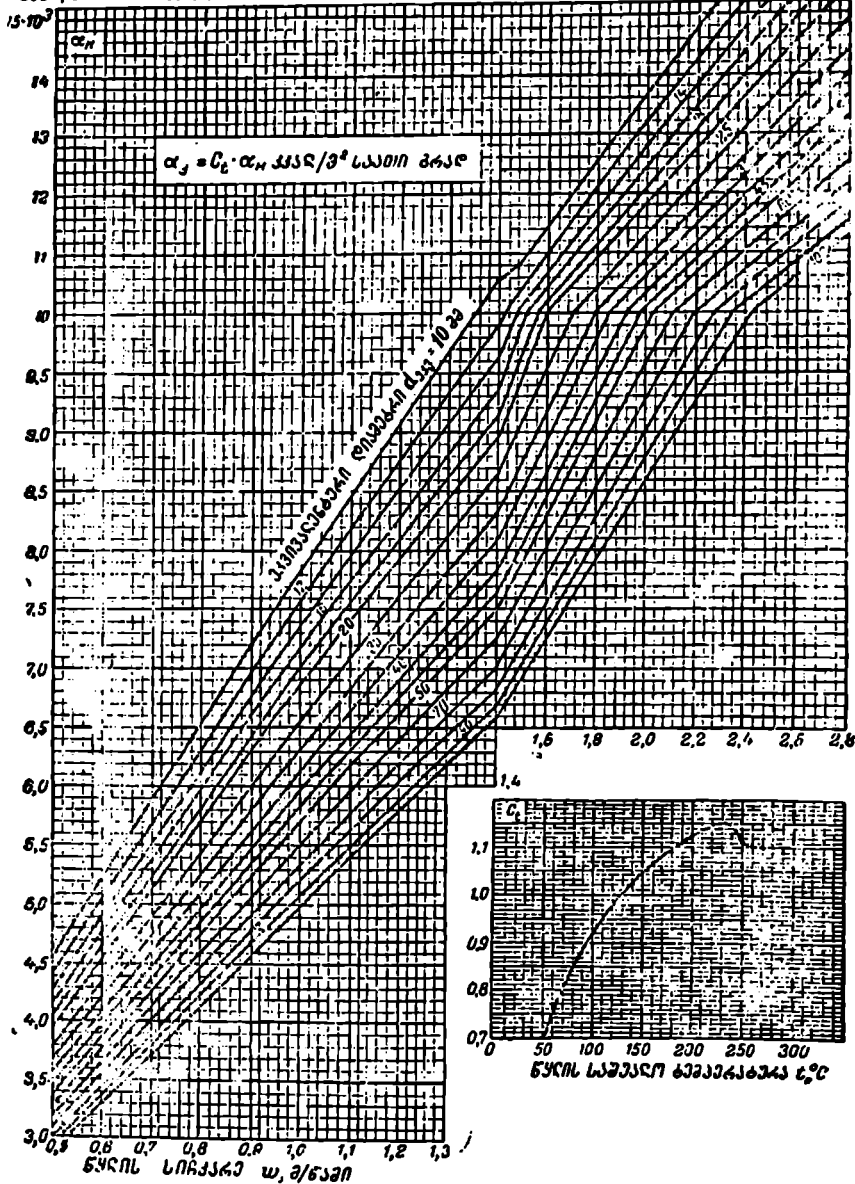
ნომერი 56333 P. 363

$C_d = C_x \cdot A_{\text{ფართობი}} / S^2$

3500 სიჩქარე 2009 წელს: იმპ. 900 800 700 600 500 400 300 200 100 0

3500 სიჩქარე 2009 წელს

კვადრატული სართი გარე



ცნობილია, რომ ტურბულენტური რეჟიმის დროს თბოგაცემა ისაზღვრება ჯერჯერობით ცდების საშუალებით, ვინაიდან ასეთი მოძრაობისას სითბოს გადატანა ხორციელდება სითბოს შემცველის ნაწილაკების გადაადგილებისა და შერევის გზით და არა თბოგამტარობით, როგორც ამას ადგილი აქვს ლამინარული რეჟიმის დროს, რომლის დროს მიახლოებით მაინც შეიძლება თბოგაცემის გაანგარიშება ანალიზურად. განვითარებული ტურბულენტური მოძრაობის დროს თავისუფალი მოძრაობა პრაქტიკულ გავლენას ვერ ახდენს თბოგაცემაზე.

XX საუკუნის დასაწყისში პირველი სამეცნიერო-კვლევითი ხასიათის ექსპერიმენტები ტურბულენტური რეჟიმის დროს კონვექციურ თბოგაცემაზე ნუსელტმა ჩაატარა, რომლის შემდეგ სხვადასხვა ქვეყნის მრავალმა მკვლევარმა ჩაატარა კვლევითი მუშაობა ამ საკითხზე; ნაწილმა თავისი კვლევებით დაადასტურა ნუსელტის მიერ მიღებული ცდების შედეგები, ხოლო ნაწილმა—დააზუსტა და შემდგომ განავითარა. ამ გამოკვლევების ანალიზისა და განზოგადებათა შედეგად აკადემიკოსი მ. მიხეევი რეკომენდაციას უქმნის სწორი გლუვი მილების შემთხვევისათვის შემდეგ ფორმულას*

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,80} \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ფხვ}} \right)^{0,25} \quad (II-46)$$

ამ ფორმულაში მსაზღვრელ ტემპერატურად მიღებულია სითხის საშუალო ტემპერატურა, ხოლო მსაზღვრელ ზომად—მილის ეკვივალენტური დიამეტრი $d_{ფხვ}$.

(II-46) ფორმულის ანალიზის შედეგად შეიძლება დავასკვნათ, რომ ტურბულენტური რეჟიმის დროს თბოგაცემა მეტად დამოკიდებულია სითხის მოძრაობის სიჩქარეზე, უფრო ზუსტად მოძრაობის რეჟიმზე, რომლითაც ისაზღვრება რეინოლდსის კრიტერიუმი Re . შემდგომ თბოგაცემის პროცესი ძლიერ დამოკიდებულია სითხის ფიზიკურ თვისებებზე, რომლებიც ხასიათდებიან პრანდტლის კრიტერიუმის Pr მნიშვნელობით. მასთან ერთად უნდა აღინიშნოს, რომ თბოგაცემის მოვლენა მნიშვნელოვნადაა დამოკიდებული მიმდინარეობს სითხის გაგრილების თუ გაცხელების პროცესი (ე. ი. თბოგაცემის პროცესი დამოკიდებულია თბური ნაკადის მიმართულებაზე).

ცდებით დადასტურებულია, რომ კონვექციური თბოგაცემის ინტენსიურობა მეტია სითხის გაცხელებისას, ვიდრე მისი გაცივების დროს. აღნიშნულის გარდა, თბოგაცემა აგრეთვე დამოკიდებულია ტემპერატურულ დაწნევაზე და ხურების ზედაპირის თბურ დამახულობაზე. თბოგაცემის სრული მოცულობის სახელმძღვანელოებში აგრეთვე იხილება ლამინარულ და ტურბულენტურ მოძრაობათა შორის გარდამავალი რეჟიმი და ამ რეჟიმის დროს თბოგაცემის პროცესი. მაგრამ წინამდებარე სახელმძღვანელოს გათვალისწინებული მოცულობა და მიზანდასახულება ამ საკითხის გაშუქების საშუალებას არ იძლევა.

* М. А. Михеев, Основы теплопередачи, Госэнерго издат, 1956 г.

თბოგაცემა მილთა კონის სიგრძივი შემოგარებისას

საერთოდ მიღებულია, რომ ცილინდრულ მილში სითხის ტურბულენტური მოძრაობისას დამყარებული თბოგაცემის კანონზომიერება, რომელიც გამოსახულია (II—46) ფორმულით, მართებულია რთული განივკვეთიანი არხებისათვის. აღნიშნულის საფუძველზე გამოთქმული იყო ახრი, რომ განხილული კანონზომიერებების გამოყენება შეიძლება მილთა კონის (ნაჯ. II—7) სიგრძივი შემოგარების დროსაც, მაგრამ ა. ინაიატოვისა და სხვათა მიერ ჩატარებულმა ცდებმა გვიჩვენეს, რომ მილთა კონაში სიგრძივი შემოგარებისას თბოგაცემის ინტენსიურობა გადიდებულია და დამატებით დამოკიდებულია კონაში მილთა ურთიერთგახლაგებაზე.

ამ საკითხზე ლიტერატურულ მონაცემთა ანალიზისა და განზოგადების საფუძველზე აკადემიკოსი მ. მიხევევი მილთა კონის სიგრძივი შემოგარების დროს თბოგაცემის გასაანგარიშებლად იძლევა შემდეგი სახის ფორმულას:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,80} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{კვ}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} \right)^{0,18} \quad (II-47)$$

ამ ფორმულაში მსაზღვრელ ზომად მიღებულია მილთა კონიანი მთელი არხის ეკვივალენტური დიამეტრი $d_{კვ}$, კონის მდგენელი მილების დიამეტრია d , ხოლო მილების ლერძებს შორის მანძილები— s_1 და s_2 .

მილთა კონის შემოგარებისას ადგილი აქვს სითხის ტურბულენტური მოძრაობის გაძლიერებას. სახელდობრ, ამის გამო ადგილი აქვს მილთა კონაში სიგრძივი შემოგარებისას კონვექციური თბოგაცემის ინტენსიურობას.

მილის მოხრილობის გავლენა

მოხრილ მილში, როგორცაა მუხლები, კლაკნილები და სხვ., სითხის ან აირის მოძრაობისას ადგილი აქვს ნაკადის ტურბულენტურობის გაძლიერებას ცენტრიდანული ძალების გავლენით. აღნიშნულის გამო მოხრილი მილის (ნაჯ. II—6) განივკვეთში წარმოიქმნება მეორადი ცირკულაცია.

კლაკნილი მილებისათვის α თბოგაცემის კოეფიციენტის მიახლოებითი მნიშვნელობა შეიძლება განისაზღვროს შემდეგი ფორმულით:

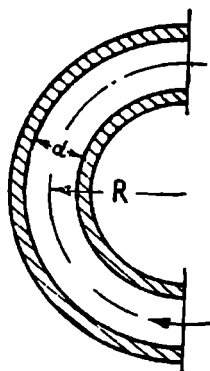
$$\alpha_R = \alpha \left(1 + 1,77 \frac{d}{R} \right), \quad (II-48)$$

სადაც α არის თბოგაცემის კოეფიციენტი სწორი მილისათვის;

d —მილის დიამეტრი;

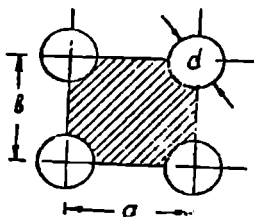
R —კლაკნილას მოხრილობის რადიუსი.

ხშირ შემთხვევაში (II—47) ფორმულის ნაცვლად მილთა კონის გარეგანი გრძივი შემოგარებისას კონვექციური თბოგაცემის ფორმულებს სტოვებენ იგივეს, რაც მილის შიგნით მოძრაობისათვის, მაგრამ მილის d შიგა დიამეტრის ნაცვლად d თბოგაცემის საფუძველები



ნაჯ. II—6. მოხრილი მილი

ვლად გასაანგარიშებელ ფორმულებში შეაქვთ მილთა კონის $d_{\text{გა}}$ „ეკვივალენტური დიამეტრი“, რომელიც განისაზღვრება ფორმულით:



ნაკ. 11-7. მილთა კონის ვრძელი გარე შემოგარება

$$d_{\text{გა}} = \frac{4 \cdot F}{U}, \quad (11-49)$$

სადაც F არის აირსადენის განივკვეთის ფართობი;

U —განივკვეთის პერიმეტრი.

მაგალითად, თუ აირსადენის განივკვეთი სწორკუთხედიანია, მაშინ მისი ეკვივალენტური დიამეტრი

$$d_{\text{გა}} = \frac{4ab}{2a + 2b} = \frac{2ab}{a + b}.$$

თბოტექნიკაში ხშირად გვხვდება მილთა კონის გრძივი გარე შემოგარების ვარიანტი (ნაკ. 11-7), რომლის დროს მილის განივკვეთად შეიძლება წილგულ იქნეს დაშტრიხული ფართობი; ამ შემთხვევაში ეკვივალენტურა დიამეტრი:

$$d_{\text{გა}} = \frac{4ab - \pi \cdot d^2}{\pi \cdot d} = \frac{4 \cdot a \cdot b}{\pi \cdot d} - d. \quad (11-50)$$

თბოგაცემის α კოეფიციენტის გასაანგარიშებლად (11-44) და (11-45) ფორმულებს გამოყენება, ნათი სირთულის გამო, დაკავშირებულია მთელ რიგ სინჯვლებთან. სხვადასხვა ავტორის მიერ სხვადასხვა სითხის ნაკადის მოძრაობისათვის მიღებულია შედარებით გამარტივებული ფორმულები. მაგალითად, წყლისათვის ს. კობიევისა და ე. შუბინის მონაცემებით

$$z = (1190 + 21,5 \cdot t - 0,045 \cdot t^2) \cdot \frac{z^{0,8}}{d^{0,2}}, \quad (11-51)$$

სადაც t არის წყლის საშუალო ტემპერატურა;

z —წყლის სიწკარვე;

d —მილის დიამეტრი.

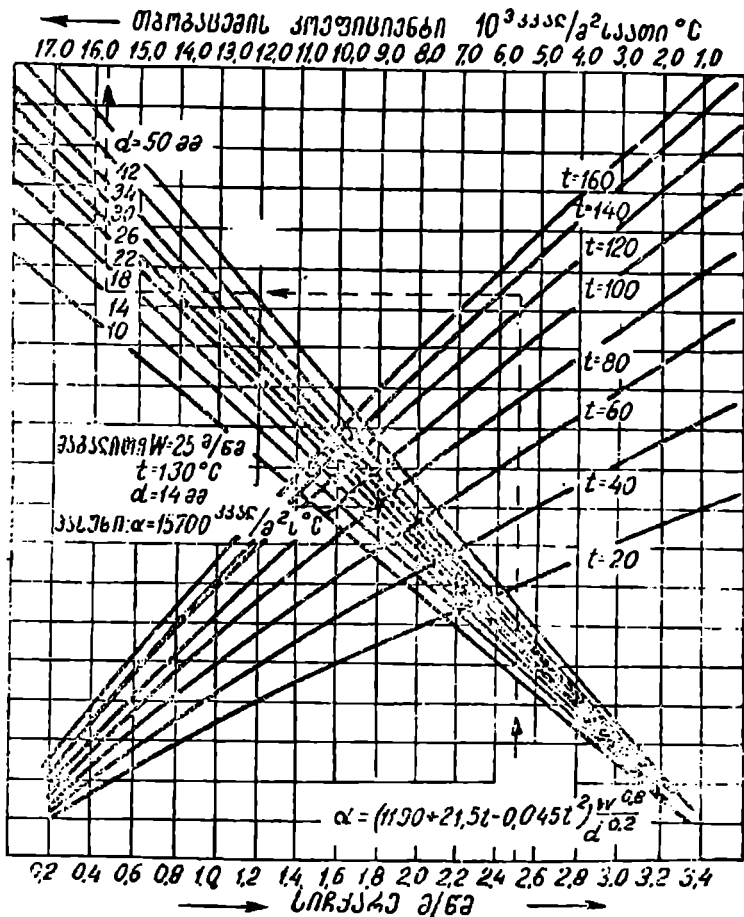
უკანასკნელი ფორმულის ავტორების მიერ შედგენილია ნომოგრამა (ნაკ. 11-8), თბოგაცემის α კოეფიციენტის მნიშვნელობის გასაანგარიშებელი (11-51) ფორმულის მიხედვით.

ნომოგრამის გამოყენების წესი ნათლად ჩანს მასზე მოყვანილ მაგალითიდან.

ჰაერისა და კვამლის აირებისათვის რეკომენდებულია გამარტივებული ფორმულა

$$\alpha = A \frac{(w \cdot \gamma)^{0.8}}{d^{0.2}}, \quad (11-52)$$

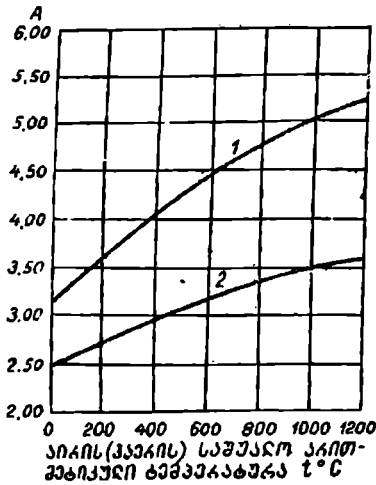
სადაც $A=f(t)$ ისახლრება (ნაყ. 11-9)-ზე მოკემული გრაფიკის მიხედვით.



ნაყ. 11-8. ს. შუბინისა და ე. კობიევის ფორმულით α -ს განოსათვლელი ნომოგრამა

გრაფიკზე (1) მრული ეკუთენის კვამლის აირების გაცივების შემთხვევას, ხოლო (2) მრული ჰაერის გათბობის შემთხვევას.

გრაფიკზე *A* კოეფიციენტის მნიშვნელობის განსაზღვრა ხდება ჰაერის ან კვამლის აირების საშუალო არითმეტიკული ტემპერატურის მიხედვით.



ნაკ. II—9. (II—52) ფორნულისათვის *A* კოეფიციენტის გამოსათვლელი გრაფიკი

აღინიშნოს, რომ რეალურ პირობებში ცილინდრების მიმდინარეობას რეინოლდსის რიცხვის *Re* ისეთი დიდმნიშვნელოვანი სიდიდეების დროს, რომ მსჯელობა უნდა გვექნეს მხოლოდ ისეთ შემთხვევაზე, როდესაც შემოგარებისას ადგილი აქვს ცილინდრის ზედაპირიდან სითხის ნაკადის კველის მოწყვეტას (ნაკ. II—10).

ცილინდრის (მილის) განივი შემოგარების დროს კონვექციური თბოგაცემა მთელი რიგი თავისებურებებით ხასიათდება.

ნაკ. II—10-ზე ჩანს, რომ სითხის ნაკადით ცილინდრის წინა და უკანა ნახევრის შემოგარების პირობები ძლიერ განსხვავდებიან ერთმანეთისაგან და, ცხადია, რომ ცილინდრის წრეხაზის გასწვრივ (ირველივე) თბოგაცემა ერთნაირი არ იქნება.

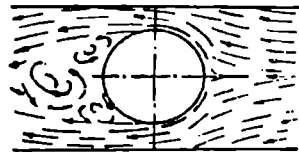
თბოგაცემის ფარდობით ცვლილებაზე ნათელ წარმოდგენას გვაძლევს ნაკ. II—11-ზე გამოსახული მრუდი. ამ მრუდის ანალიზის შედეგად ჩანს, რომ კონვექციური თბოგაცემა თავის მაქსიმალურ მნიშვნელობას აღწევს ცილინდრის $\varphi = 90^\circ$ შუბლის წერტილში ანუ შუბლის შემკმნელზე, სადაც კუთხე $\varphi = 0^\circ$. თბოგაცემა ცილინდრის შუბლის წერტილიდან ($\varphi = 0^\circ$) წრეხაზის

ბ. თბოგაცემა სითხით ან აირით მიღების განივი შემოგარების დროს

ცალკეული მიღები. გარედან სითხით ცალკეული ცილინდრების (მილების, ნათულების და სხვ.) განივი შემოგარების დროს კონვექციური თბოგაცემის შესწავლას აქვს არა მარტო დამოუკიდებელი ინტერესი, მას აგრეთვე აქვს დაბზარე მნიშვნელობა, მითა კონაში თბოგაცემის უფრო გართულებული მოვლენის შესწავლისათვის.

ცილინდრის განივი შემოგარების დროს თბოგაცემის მოვლენა შესწავლილ იქნა როგორც საზღვარგარეთული, ისე საბჭოური მთელი რიგი მეცნიერების მიერ. წინამდებარე სახელმძღვანელოში საკითხი გაშუქებული იქნება ძლიერ შემოკლებულად. უნდა

ცილინდრების შემოგარება მიმდინარე-

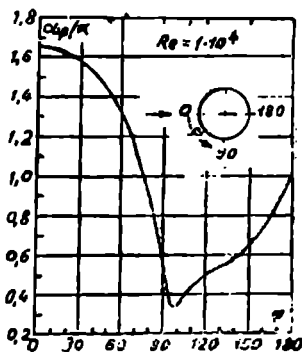


ნაკ. II—10. ცილინდრის განივი შემოგარება

გასწვრივ მკვეთრად კლებულობს და როდესაც კუთხე $\varphi = 90 \div 100^\circ$ ის აღწევს თავის მინიმალურ სიდიდეს.

ცილინდრის უკანა მხარეს თბოგაცემის პროცესი კვლავ ინტენსიური ხდება. ნაკ. II-12-ზე მოცემულია თბოგაცემის კოეფიციენტის ცვლილება ცილინდრის წრეხაზის (ირგვლივ) გასწვრივ რენოლდსის რიცხვის Re სხვადასხვა მნიშვნელობისათვის (პოლარულ კოორდინატებში).

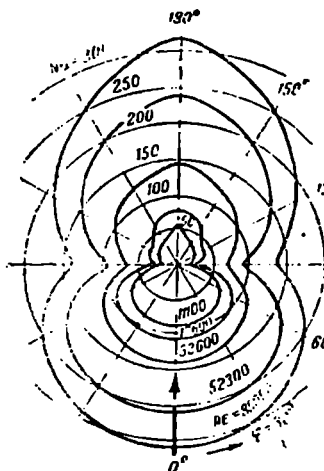
ცილინდრის წრეხაზის (ირგვლივ) გასწვრივ თბოგაცემის კოეფიციენტის ცვლილების ხასიათი რენოლდსის რიცხვის სხვადასხვა მნიშვნელობის დროს უფლებას გვაძლევს დავასკვნათ, რომ Re -ის რიცხვის მცირე მნიშვნელობებისათვის ცილინდრის უკანა მხარის თბოგაცემა ნაკლებია შუბლის მხარის თბოგაცემასთან შედარებით. მაგრამ Re -ს რიცხვის მნიშვნელობათა გადიდების შემთხვევაში ცილინდრის უკანა მხარის თბოგაცემა უფრო ინტენსიურია,



ნაკ. II-11. თბოგაცემის ფარდობითი მნიშვნელობის ცვლილება ცილინდრის წრეხაზის გასწვრივ (ირგვლივ)

ვიდრე შუბლის მხარის.

განივი შემოგარების დროს კონვექციური თბოგაცემის პროცესში მონაწილეობას ღებულობს მოძრაი სითხის მხოლოდ ის თხელი შრე, რომელიც უშუალოდ ეხება ცილინდრის გარე ზედაპირს. ვინაიდან ეს თხელი შრე გამოყოფილი არ არის სითხის ნაკადისაგან, ამისათვის თბოგაცემის მიმდინარეობა დამოკიდებულია სითხის ნაკადის მოძრაობის ხასიათზე, ნაკადის მილთან შეხედრის (შეტევის, დაჯახების) კუთხეზე და სხვ. როგორც ზემოთ იყო აღნიშნული, სხვადასხვა სითხით ცილინდრის განივი შემოგარების დროს თბოგაცემის პროცესი მრავალი მეცნიერის მიერ იყო შესწავლილი და კვლევის შედეგები, როგორც წესი, მეშავდება მსგავსების კრიტერიუმებით და გამოისახება შემდეგი დამოკიდებულებით $Nu = f(Re, Pr)$. მსახლერელ ზომად მიღებულია ცილინდრის დიამეტრი d , ხოლო ნაკადის სიჩქარე აღემა არხის ყველაზე უფრო ვიწრო კვეთში, სადაც გაადგილებულია ცილინდრი (მილი).



ნაკ. II-12. თბოგაცემის კოეფიციენტის ცვლილება ცილინდრის წრეხაზის გასწვრივ, რენოლდსის რიცხვის სხვადასხვა მნიშვნელობისათვის (პოლარულ კოორდინატებში)

მასთან ერთად თბოგაცემის კოეფიციენტი არსებითად დამოკიდებულია სით-

ხის ტემპერატურაზე, ტემპერატურულ დაწნევასა და ნაკადის მიმართულე-
ბაზე.

აკადემიკოს მ. მიხევეის მიერ ჩატარებულმა ცდებმა დაადასტურა,
რომ ჰაერის გაცხელების დროს თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა
უფრო მეტია, ვიდრე ჰაერის გაციების შემთხვევაში; განსხვავება მათ შორის
საშუალოდ 10 ÷ 20%-ს შეადგენს.

ჰაერით, წყლით და სატრანსფორმატორო სეაით ცილინდრული მილი-
სა და მავთულის განივი შემოგარებისას თბოგაცემის პროცესი დაწვრილე-
ბით იქნა შესწავლილი ა. უკაუსკასის მიერ. უკანასკნელის კვლევათა სა-
ფუძველზე დამყარებულ იქნა კანონი ცილინდრის განივი შემოგარებისას
თბოგაცემის მიმდინარეობის შესახებ. ეს კანონი, როგორც ამას მიგვითითებენ
მ. მიხევეი და ი. მიხევეი*, როდესაც რეინოლდსის რიცხვი $Re = 1 \cdot 10^3 \div 1 \cdot 10^5$,
შეიძლება წარმოდგენილ იქნეს შემდეგი გასაანგარიშებელი ფორმულით:

$$Nu = 0,50 \cdot Re^{0,50} \cdot Pr^{0,38} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{300}} \right)^{0,25} \quad (II-53)$$

როდესაც $Re = 1 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^6$

$$Nu = 0,25 \cdot Re^{0,60} \cdot Pr^{0,38} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{300}} \right)^{0,25} \quad (II-54)$$

(II-53) და (II-54) ფორმულები მართებულია ნებისმიერი სითხეები-
სათვის, მხოლოდ ჰაერისათვის ეს კანონზომიერებანი მარტივდება და იღებენ
სახეს:

$$Nu = 0,43 \cdot Re^{0,50} \quad (II-53')$$

და

$$Nu = 0,216 \cdot Re^{0,60} \quad (II-54')$$

ზემომოყვანილ გასაანგარიშებელ ფორმულებს გარდა, წვეთური სითხე-
ებით ცალკე მილის განივი შემოგარებისას α თბოგაცემის კოეფიციენტი შე-
იძლება განისაზღვროს ვ. გომელაურის მიერ რეკომენდებული შემდეგი
სახის კრიტერიალური განტოლებით:

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{0,4} \quad (II-55)$$

აქედან

$$z = C \frac{\lambda}{d} \left(\frac{\rho \cdot w \cdot d}{\mu} \right)^n \left(\frac{c_p \cdot \mu \cdot g \cdot 3600}{\lambda} \right)^{0,4} \quad (II-56)$$

სადაც C და n კოეფიციენტებია, რომელთა სიდიდეები Re -ზე დამოკიდებუ-
ლებით ისაზღვრებიან (II-7) ცხრილის მიხედვით.

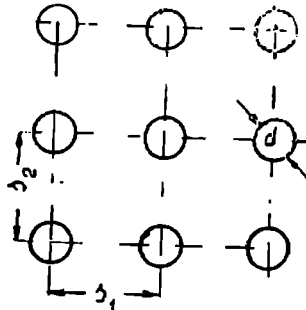
* М. А. Михеев и И. М. Михеева, Краткий курс теплопередачи, Госэнергоиз-
дат, 1960 г.

Re	კოეფიციენტები	
	C	n
0-80	0,93	0,40
80-5000	0,715	0,46
5000	0,226	0,60

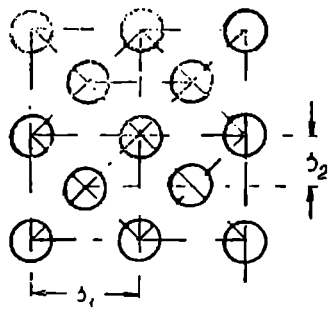
განსაკუთრებულ ყურადღებას იმსახურებს ნაკადის შეტევის (დაჯაბების) კუთხის გაკლენა ცილინდრის (მილის) თბოგაცემის პროცესზე. ამ საკითხზე ძრავალი ცდებია ჩატარებული და დადგენილია, რომ ნაკადის შეტევის კუთხის შემცირებით მილის თბოგაცემის ინტენსიურობა კლებულობს. აღენიშნავეთ, რომ (II-53) და (II-54) გასაანგარიშებელი ფორმულები მართებულია მხოლოდ იმ შემთხვევისათვის, როდესაც შეტევის კუთხე $\psi = 90^\circ$

მილთა კონა. სივრცეში გაადგილებული მილები, როდესაც მათი გეომეტრიული ღერძები ურთიერთ პარალელურია, მილთა კონას ქმნიან.

მილთა კონა ხშირად გამოიყენება თბოგადასცემ აპარატებში. ანსხვადებენ მილების კორიდორულ (ნაქ. II-13) და ჭადრაკულ (ნაქ. II-14) განლაგებას კონებში.



ნაქ. II-13. მილების კორიდორული განლაგება



ნაქ. II-14. მილების ჭადრაკული განლაგება

მილთა კონის დამაბასიათებელ სიდიდეებს წარმოადგენენ: მილების დიამეტრი d და მილების ღერძებს შორის ფარდობითი მანძილები, კონის განივად $\frac{s_1}{d}$ და კონის გასწვრივ $\frac{s_2}{d}$.

მილთა კონის განივი შემოვარების დროს თბოგაცემის ექსპერიმენტული გზით შესწავლისას მიღებული შედეგების დამუშავება უმეტესად ხდება შემდეგი ფორმის კრიტერიალური დამოკიდებულებით:

$$Nu = C \cdot \epsilon \cdot Re^n \quad (II-57)$$

(II-57) კრიტერიალური დამოკიდებულება მიღებულია დ. ა. ლიტვინოვ

ვის მიერ სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვაბტურ-
ბინის ინსტიტუტების მონაცემთა დამუშავებით.

თუ (II-57) ფორმულაში შვეიტანთ კრიტერიუმების მნიშვნელობებს და
განტოლებას ამოვსნით α თბოგაცემის კოეფიციენტის მიმართ მივიღებთ:

$$\alpha = C \cdot \varepsilon \cdot \frac{i}{d} \left(\frac{\pi \cdot d \cdot \gamma}{\mu \cdot g} \right)^n \quad (II-58)$$

C , ε და n კოეფიციენტების მნიშვნელობათა შერჩევა უნდა მოხდეს (II-8)
ცხრილის მიხედვით.

ცხრილი (II-8)

რივი	კარიდორული		ქაღალაქული		C
	II		II		
1	0,60	0,15	0,60	0,15	როდესაც $\frac{s_1}{d} = 1,2 \div 3$
2	0,65	0,138	0,60	0,20	
3	0,65	0,138	0,60	0,225	$C = 1 \cdot 0,1 \frac{s_1}{d}$
4	0,65	0,138	0,60	0,225	როდესაც $\frac{s_1}{d} > 3$
და შენდგობა					$C = 1,3$

(II-8) ცხრილში მოყვანილი მუდმივების მნიშვნელობანი გამოსაყენე-
ბელია მხოლოდ მრგვალი მილებისათვის, როდესაც $\frac{s_1}{d} = 1,2 \div 5$, $\frac{s_2}{d} =$
 $= 1,2 \div 5$ და რეინოლდსის კრიტერიუმი იცვლება ზღვრებში $Re = 5 \cdot 10^2 \div 7 \cdot 10^4$.

როგორც (II-8) ცხრილიდან ჩანს, C , ε და n -ის მნიშვნელობები და-
მოკიდებულია კონაში მილთა რიგზე, მაშასადამე, ყოველი რიგის მილებისათ-
ვის α თბოგაცემის კოეფიციენტს ექნება შესაფერისი მნიშვნელობა.

α -ს საშუალო მნიშვნელობა მთელი მილთა კონისათვის გამოითვლება
შემდეგი ფორმულით:

$$\alpha_{\text{აშ}} = \frac{\sum \alpha_j H_j}{\sum H_j},$$

სადაც α_j და H_j (ბურების ზედაპირი) ესება ყოველი რიგის მილებს.

α თბოგაცემის კოეფიციენტის (II-58) გასაანგარიშებელი ფორმულა
ნართებულია, როდესაც აირის ნაკადის შეტევის კუთხე $\psi = 90^\circ$. შეტევის
კუთხის შეცვლა თბოგაცემის კოეფიციენტის ცვლილებას იწვევს. ამ ცვლი-
ლებას ადვილად განვსაზღვრავთ, თუ α -ს გასაანგარიშებელ ფორმულაში შე-
ვიტანთ ε , შესწორების კოეფიციენტს. ψ შეტევის კუთხის მხედველობაში მი-
ღებით α თბოგაცემის კოეფიციენტის გამოსათვლელ ფორმულას, ვ. ლაკშინის
და ა. ორნატსკის მონაცემებით შეიძლება მივცეთ სახე:

$$\alpha_{\psi} = \alpha_{90} \cdot \varepsilon_{\psi} \quad (II-59)$$

სადაც α_{ψ} არის თბოგაცემის კოეფიციენტი, როდესაც აირის ნაკადის შეტევის კუთხე ψ -ს ტოლია;

α_{90} — თბოგაცემის კოეფიციენტი, როდესაც აირის ნაკადის შეტევის კუთხე $\psi = 90^\circ$;

α_{ψ} — შეტევის კუთხის სიდიდეზე დამოკიდებული შესწორების კოეფიციენტი, რომლის მნიშვნელობები მოცემულია (II-9) ცხრილში.

ცხრილი (II-9)

ψ°	90°	80°	70°	60°	50°	40°	30°	20°	10°
	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

სრულიად საკაფშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვაბურბინის ინსტიტუტების საქვაბო აგრეგატების თბური გაანგარიშების ნორმატიული მეთოდის მიხედვით, მიღების კორიდორული კონის განივი შემოგარებისას α_3 კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი ისაზღვრება ფორმულით:

$$\alpha_3 = 0,177 \cdot C_2 \cdot \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w \cdot d}{\gamma} \right)^{0,64} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ } ^\circ\text{C}, \quad (II-60)$$

სადაც C_2 არის მილთა განივი მწკრივთა ჩაოდენობაზე დამოკიდებული შესწორება, რომლის მნიშვნელობა ისაზღვრება (II-4) ნომოგრამის საშუალებით;

d — მილების დიამეტრი.

(II-60) ფორმულის მიხედვით აგებულია მილების კორიდორული კონის განივი შემოგარებისას კონვექციით თბოგაცემის α_3 კოეფიციენტის განსასაზღვრავი (II-4) ნომოგრამა.

ნომოგრამაზე C_2 კოეფიციენტით მხედველობაში მიღებულია აირის შედგენილობა და ტემპერატურაზე დამოკიდებულებით ფიზიკური მახასიათებლების ცვალებადობა.

(II-60) ფორმულის სისწორე დასაბუთებულია ცდებით, რომლებიც ჩატარებული იყო მილების კორიდორული კონის განივი შემოგარებისას რეინოლდსის კრიტერიუმის $Re = (4 \div 65) \cdot 10^3$ მნიშვნელობის დროს.

იმავე მონაცემებით მილების ზადრაკული კონის განივი შემოგარებისას α_3 კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი ისაზღვრება ფორმულებით:

$$\alpha_3^{II} = 0,270 \cdot C_2 \cdot \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w \cdot d}{\gamma} \right)^{0,6} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ } ^\circ\text{C}. \quad (II-61a)$$

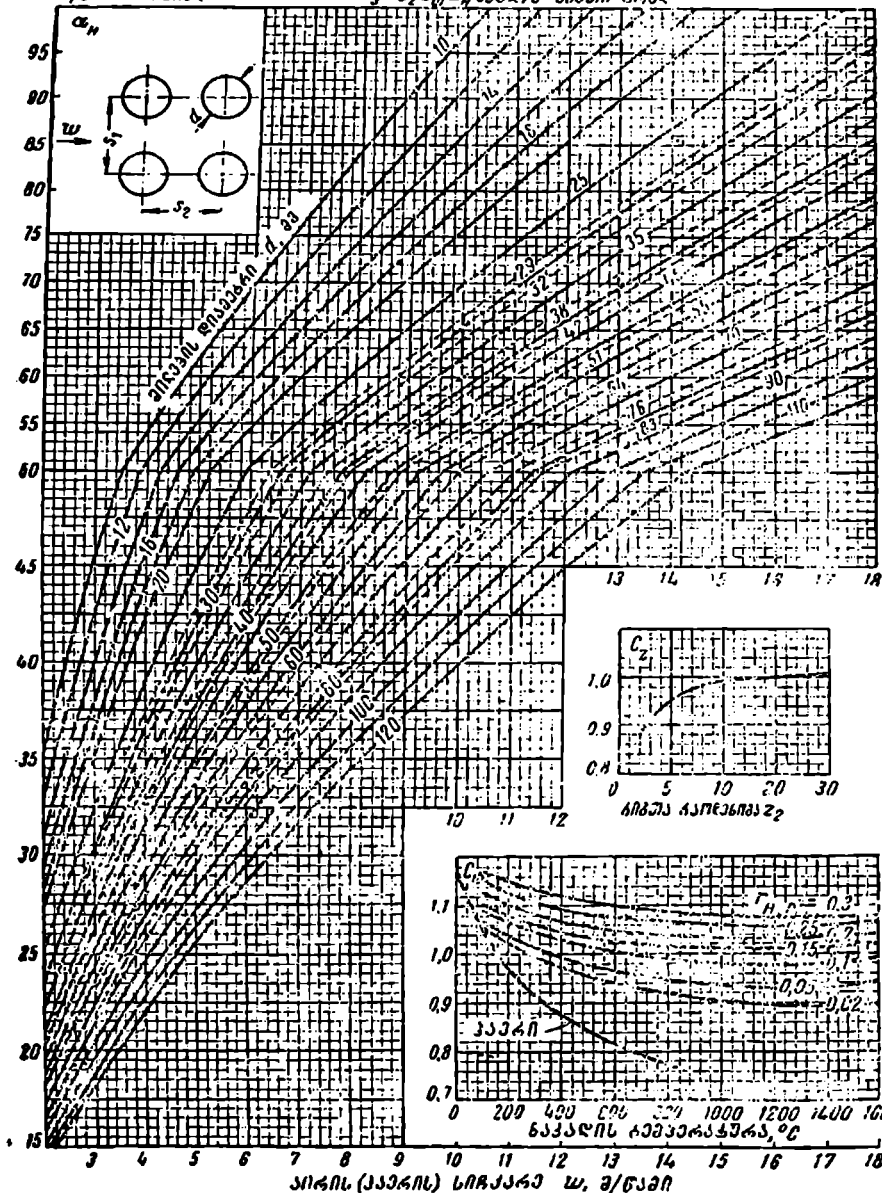
როდესაც

$$\frac{s_1 - 1}{d} \leq 0,7.$$

$$\frac{s_2' - 1}{d}$$

ჰან/შ² სათი ზანდ

$$\alpha_n = C_z C_{\sigma} \alpha_n \text{ ჰან/შ}^2 \text{ სათი ზანდ}$$



თილის (პანკის) სიჩქარე w , შ/წანო

$$\alpha_j = 0,295 \cdot C_r \cdot \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w \cdot d}{\gamma} \right)^{0,6} \left(\frac{\frac{s_1}{d} - 1}{\frac{s_2'}{d} - 1} \right)^{0,25} \text{კკალ/მ}^2 \text{ სთ } ^\circ\text{C.} \quad (\text{II } 61)$$

როდესაც

$$\frac{\frac{s_1}{d} - 1}{\frac{s_2'}{d} - 1} > 0,7.$$

(II—61) ფორმულაში: C_r არის მილთა განივი ზეწკრივთა რაოდენობაზე დამოკიდებული შესწორება, რომლის მნიშვნელობა ისაზღვრება (II 5) ნომოგრამის მიხედვით;

$\frac{s_1}{d}$ — მილების ღერძებს შორის ფარდობითი განივი მანძილი;

$\frac{s_2'}{d}$ — დიაგონალზე მილების ღერძებს შორის საშუალო ფარდობითი მანძილი;

$$\frac{s_2'}{d} = \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{s_1}{d} \right)^2 + \left(\frac{s_2}{d} \right)^2} \quad (\text{II—52})$$

სადა $\frac{s_2}{d}$ წარმოადგენს ფარდობით გრძივ მანძილს მილების ღერძებს შორის.

(II—60 ა) და (II—61) ფორმულების მიხედვით აგებულია მილების ქადრაკული კონის განივი შემოგარებისას α_j კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტის განსასაზღვრავი (II—5) ნომოგრამა.

(II—5) ნომოგრამაზე მოცემული C_r -ს სიდიდის განსასაზღვრავი გრაფიკის აგებისას მიედევლობაში მიღებულია (II—62) ფორმულა.

(II—60 ა) და (II—61) ფორმულების სისწორე დასაბუთებულია ცდებით. რომლებიც ჩატარებული იყო მილების ქადრაკული კონის განივი შემოგარებისას რეინოლდისის კრიტერიუმის $Re = (2-65) \cdot 10^3$ მნიშვნელობების დროს.

მილთა კონის განივი შემოგარებისას კონვექციური თბოგაცემის პროცესი შესწავლილი იყო მთელი რიგი შეკვლევარების მიერ. მაგრამ ამ კვლევათა შედეგები განსხვავებულ მონაცემებს იძლეოდნენ. ამჟამად მრავალი ცდას შედეგების საფუძველზე გასაანგარიშებელი ფორმულები წარმოდგენილია შემდეგი სახით:

მილთა კორიდორული კონისათვის

$$Nu = 0,23 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{შე}} \right)^{0,25} \quad (\text{II } 63)$$

მილთა ქადრაკული კონისათვის

$$Nu = 0,41 \cdot Re^{0,60} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{შე}} \right)^{0,25} \quad (\text{II } 64)$$

(II-63) და (II-64) გასაანგარიშებელ ფორმულებში მსაზღვრელ ტემპერატურად მიღებულია სითხის საშუალო ტემპერატურა, ხოლო მსაზღვრელ სიჩქარედ მიღებულია მილთა კონის ვიწრო კვეთში სითხის სიჩქარე. ეს ფორმულები მართებულია ნებისმიერი სითხისათვის, როდესაც $Re = 2 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^5$. აირებისათვის ეს ფორმულები შეიძლება გამარტივდეს. მაგალითად, ჰაერისათვის ისინი შეიძლება წარმოდგენილ იქნენ შემდეგი სახით: მილთა კორიდორული კონისათვის

$$Nu = 0,21 \cdot Re^{0,66} ; \quad (II-65)$$

მილთა ქაღრაკული კონისათვის

$$Nu = 0,37 \cdot Re^{0,60} \quad (II-65')$$

როგორც ცნობილია, სამრეწველო თბოგადამცემებში ხურების ხელახლების გაჭუჭყიანების გამო თბოგაცემის ინტენსიურობა შემცირებულია.

სათანადო ცდების საფუძველზე ნ. ვ. კუზნეცოვი იძლევა მილთა კონის განივი შემოგარებისას თბოგაცემის გასაანგარიშებელ ფორმულებს, რომლებიც აღრიცხავენ მილების გარე ზედაპირების გაჭუჭყიანებას. ამ ფორმულებს შემდეგი სახე აქვთ:

მილთა კორიდორული კონისათვის

$$Nu = 0,18 \cdot Re^{0,64} ; \quad (II-65'')$$

მილთა ქაღრაკული კონისათვის

$$Nu = 0,29 \cdot Re^{0,60} \quad (II-65''')$$

ამ ფორმულებით თბოგაცემის გაანგარიშება გვაძლევს თბოგაცემის კოეფიციენტის სიდიდის შემცირებას დაახლოებით 20%-ით, ვიდრე ეს მიიღება (II-65) და (II-66) ფორმულებით გაანგარიშებისას.

გ. თბოგაცემა სითხის დუღილის დროს

თანამედროვე ტექნიკისათვის კონვექციურ თბოგაცემას სითხის დუღილის დროს დიდი მნიშვნელობა აქვს. ასეთი წესით თბოგაცემის ზედთხვევას ადგილი აქვს ორთქლის ქვაბებში, ამოორთქლებელ აპარატებში, სამრეწველო თბოგადამცემებში, ატომის რეაქტორებში და სხვ. მიუხედავად იმისა, რომ ამ საკითხზე როგორც საზღვარგარეთ, ისე საბჭოთა კავშირში ჩატარებულია დიდი რაოდენობით კვლევითი მუშაობა სითხის დუღილის დროს თბოგაცემის პროცესის შესასწავლად, შეიძლება აღინიშნოს, რომ ჯერჯერობით სითხის დუღილის პროცესის მექანიზმის სირთულის გამო თბოგაცემის კოეფიციენტის ზუსტად გასაანგარიშებელი ფორმულა არ არსებობს.

დუღილის დაწყებამდე ტურბულენტურ ნაკადში სითხის გაცხელებიას თბოგაცემის პროცესის მექანიზმის ახსნისას სარგებლობენ სასაზღვრო შრის ცნებით. მაგრამ დუღილის დაწყების მომენტში სასაზღვრო შრე კარგავს თავის უწყვეტობას და შრე იწყებს წყვეტას ორთქლის ბუშტულების წარმოქმნის გამო.

ორთქლის ბუშტულების ფორმასა და სიდიდებზე გავლენას ახდენენ არა ნარტო თბური პირობები, არამედ ხურების ზედაპირის სიმკისე და სითხით მისი დასველების უნარი. მაშასადამე, სითხის დუღილის პროცესი უშუალოდ დაკავშირებულია ორთქლის ბუშტულების წარმოქმნასთან გახურებულ ზედაპირზე, ე. ი. იქ, სადაც სითხის გადააურება ყველაზე მეტია და ისიც მხოლოდ ამ ზედაპირის ზოგიერთ წერტილში. მასთან ერთად სითხის ტემპერატურა რჩება უცვლელი და მიწოდებულ სითხოს რაოდენობა იხარჯება ორთქლადქცევის პროცესზე. ხურების ზედაპირზე ორთქლის ბუშტულების წარმოქმნა შეპირობებულია ორთქლადქცევის ცენტრების არსებობით.

დიდ მოცულობაში სითხის დუღილის დროს კონვექციური თბოგაცემის ინტენსიურობა ძირითადად ისაზღვრება ორთქლადქცევის ცენტრების რაოდენობით და ხურების ზედაპირიდან მათი მოწყვეტის სიხშირით. აღებულ ორთქლადქცევის ცენტრიდან წარმოქმნილი ორთქლის ბუშტულების რაოდენობას მოწყვეტის სიხშირე ეწოდება.

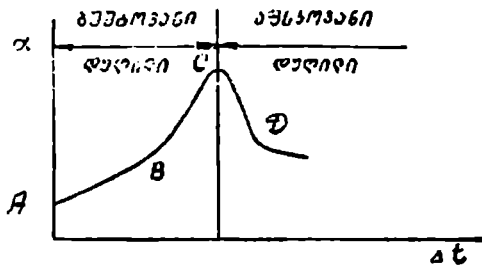
საერთოდ თვლიან, რომ სითხეს დუღილის დროს აქვს ნაჯერი ორთქლის ტემპერატურა t_s . მაგრამ მთელი რიგი ცდების საფუძველზე დადგინდა, რომ სითხე დუღილის დროს ოდნავ გადაბურებულია, ე. ი. მისი ტემპერატურა $t_{\text{სითხ}} > t_s$. მაშასადამე, ორთქლის ბუშტულებისა და მდულარე წყლის ერთიმეორესთან შეხების ზედაპირთან ყოველთვის ადგილი აქვს ტემპერატურათა სხვაობას ($t_{\text{სითხ}} - t_s$). მასთან უნდა აღინიშნოს, რომ მდულარე სითხის ტემპერატურა ერთნაირი არ არის (იაკობისა და სხვ. მონაცემებით), მაგალითად, წყლის ადგილობრივი გადახურება 10°C ზე მეტს აღწევს, ხოლო თვით ხურების ზედაპირთან შეხებაში მყოფი სითხის ტემპერატურა დაახლოებით თვით კვდლის ზედაპირის ტემპერატურის ტოლი იქნება. აქ სითხე ნაჯერი ორთქლის t_s ტემპერატურასთან შედარებით გადახურებულია $\Delta t = (t_s - t_s) ^{\circ}\text{C}$ სიდიდით. ზემოაღნიშნულიდან უნდა დავასკვნათ, რომ სითხის დუღილის პროცესი ძირითადად ისაზღვრება სითხის გადახურებით ნაჯერი ორთქლის ტემპერატურასთან შედარებით. მაშასადამე, სითხის გადახურებაზე დამოკიდებულია ორთქლადქცევის მოქმედი ცენტრების რაოდენობა, ორთქლადქცევა და თბოგაცემის პროცესი.

სითხის დუღილის პროცესში რაც უფრო მეტია ორთქლის ბუშტულების მოწყვეტის სიხშირე და ორთქლადქცევის მოქმედი ცენტრების რაოდენობა. მით ინტენსიურია თბოგაცემა, ე. ი. მით უფრო მეტია თბოგაცემის α კოეფიციენტის მნიშვნელობა. რადგან ორთქლის ბუშტულების მოწყვეტის სიხშირე და ორთქლადქცევის მოქმედი ცენტრების რაოდენობა დამოკიდებულია Δt -ზე, ამიტომ თბოგაცემის კოეფიციენტი α ფუნქციაა Δt -სი ($\alpha = f(\Delta t)$) ან კუთრი თბური ნაკადის q .

(ნაკ. II -15) -ზე მოცემულია კონვექციური თბოგაცემის α კოეფიციენტის ცვლილება წყლის დუღილის დროს Δt -ს მიხედვით ($p=1$ ატა).

(II -15) ნაკვზე მოცემული $ABCD$ მრუდის $\{\alpha = f(\Delta t)\}$ მისაღებად ჩატარებული იყო მრავალი ექსპერიმენტი დიდ მოცულობაში სითხის დუღილისათვის. აღნიშნული მრუდის ანალიზის შედეგად დადგენილია, რომ მცირე ტემპერატურული დაწნევისა და სათანადო დაბალი კუთრი თბური ნაკადის დროს თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა მცირეა და განისაზ-

ღერება ერთფაზიანი სითხის თავისუფალი კონფექციით. ზემოაღნიშნულს შესაბამისად $\alpha = f(\Delta t)$ მრუდის AB უბანი. ჩვეულებრივი წყლისათვის ეს უბანი განისაზღვრება პირობებით, როდესაც ტემპერატურული დაწნევა $\Delta t \approx 5^{\circ}\text{C}$ და შესაბამისად კუთრი თბური ნაკადი $q = 1 \cdot 10^5$ კკალ/მ² სთ. მრუდის BC უბანი იძლევა წარმოდგენას თუ როგორ იზრდება თბოგაცემის ინტენსიურობა სითხის კონფექციის გაძლიერებით, რასაც ორთქლის ბუშტულების



ნახ. 11-15. $\alpha = f(\Delta t)$ დამოკიდებულების მრედი

ზრდა და მონარობა იწვევს განხილულ უბანში, როგორც ნაკეთიდან ჩანს, ტემპერატურული დაწნევის Δt გადიდებათან ერთად თბოგაცემის კოეფიციენტი α მკვეთრად იზრდება და C წერტილში თავის მაქსიმალურ ანუ ე. წ. კრიტიკულ მნიშვნელობას აღწევს. დიდ მკულობაში წყლის დუღილის პროცესისათვის აღწერილი უბანი ხასიათდება იმით, რომ ხურების ზედაპირზე წარმოიქმნება ორთქლი ბუშტულების ფორმით, რომელთა რაოდენობა იზრდება Δt -ს გადიდებით, უკანასკნელი კი თავისთავად იწვევს სითხის ცირკულაციის გაძლიერებას. ამიტომ სითხის დუღილის ამ უბანს ბუშტოვანი დუღილის უბანი ეწოდება. ამ უბანში საკმაოდ კარგად დაკულია თბოგაცემის α კოეფიციენტის მრუდის კარონზომიერება, რომლის გამოსახვა რეკომენდებულია შემდეგი მაჩვენებლიანი ფუნქციით:

$$\alpha = A \cdot q^{0.7} = B \cdot \Delta t_s^{2.33} \text{ კკალ/მ}^2 \cdot \text{სთ. } C,$$

ან

$$\Delta t_s = \frac{1}{A} \cdot q^{0.3} \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (11-67)$$

უკანასკნელ ფორმულაში $B = A^{3/2}$, ეს ორივე სიდიდე დამოკიდებულია სითხის თვისებებსა და წნევაზე.

მიღწევს რა კონფექციური თბოგაცემის α კოეფიციენტი თავის მაქსიმალურ მნიშვნელობას (მრუდზე C წერტილში), რასაც შესაბამისება ეძღვნება წოდებული კრიტიკული ტემპერატურული დაწნევა $\Delta t_{კრ}$. შემდგომ ტემპერატურული დაწნევისა და თბური დატვირთვის გადიდებისას ხდება წარმოუდგენელი მოვლენა.

როგორც თბოგაცემის კოეფიციენტი α , ისე კუთრი თბური ნაკადი შემცირებას იწყებს, რასთან $\Delta t \approx 100^{\circ}\text{C}$ -დან თბოგაცემის α კოეფიციენტის მნიშვნელობა დაახლოებით უცვლელი რჩება (მრუდზე D წერტილის მომდევნო უბანში). უკანასკნელი პროფ. ტადეუშ ხობლერის მიერ ასახილავია იმით, რომ ხურების ზედაპირზე ორთქლადქცევის მოქმედი კენტრების რომელიც რაოდენობის წარმოქმნის შემდეგ იწყება ორთქლის ბუშტულების შეერ-

თება და ეგრეთ წოდებული ორთქლის „ლაქების“ წარმოქმნა, რომელთა არსებობა აღწერილ პერიოდში დადგენილია ფოტოგრაფირებით; ორთქლის ასეთი შრე ძნელად წყდება ხურების ზედაპირიდან და სანამ მიკრულია ზედაპირზე, ანცალკავენ მას სითხისაგან. ამის შედეგად კონვექციური თბოგაცემის პროცესი (ყუენდება) ნელდება.

ვინაიდან ამ პერიოდისათვის სითხის დუღილი ხასიათდება ბურების ზედაპირზე ორთქლის განსაზღვრული სისქის აფსკის წარმოქმნით, დუღილის ასეთ რეჟიმს აფსკოვანი ეწოდება. ზემოაღნიშნულზე აკადემიკოსი მ. მიხევევი შენიშნავს, რომ „ორთქლის ხსენებული აფსკის მდგრადობა მეტად მცირეა; ის წყდება ცალკე ნაწილებად და დიდი ბუშტულების სახით ცილდება ხურების ზედაპირს, ხოლო მის ადგილას ახალი აფსკი წარმოიქმნება. ამასთან დაკავშირებით დუღილის ერთი რეჟიმის მეორეთი შეცვლა დამოკიდებული უნდა იყოს როგორც სითხის ფიზიკურ თვისებებზე, ისე იმ ჰიდროდინამიკურ პირობებზე, რომელშიაც დუღილის პროცესი მიმდინარეობს და, კერძოდ, მდულარე სითხის მოძრაობის სიჩქარეზე“*.

როგორც საზღვარგარეთულ, ისე საბჭოურ ტექნიკურ ლიტერატურაში მიღებულია, რომ ტემპერატურულ დაწვევას Δt და კუთრ სითბურ ნაკადს იმ წერტილში (მრუდზე C წერტილი), სადაც ადგილი აქვს ბუშტოვანი დუღილის გარდაქმნას აფსკოვან დუღილად და თბოგაცემის კოეფიციენტი აღწევს თავის მაქსიმალურ მნიშვნელობას კრიტიკული ეწოდოს. ატმ.ისფერული წნევის დროს ჩვეულებრივი წყლისათვის ეს სიდიდეები ცნობილია:

$$\Delta t_{კრ} = 23 \div 27^{\circ}\text{C}; \quad q_{კრ} = 10^6 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

$$\alpha_{კრ} = 40000 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ}^{\circ}\text{C.}$$

აკადემიკოს მ. მიხევევის მონაცემებით, იმავე პირობებში ბენზოლის დუღილის პროცესისათვის $\Delta t_{კრ} = 47^{\circ}\text{C}; \quad \alpha_{კრ} = 7500 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ}^{\circ}\text{C}$ და $q_{კრ} = 0,35 \cdot 10^6 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$

საინტერესო დაკვირვება ჩატარებული იყო 1756 წელს ლეიდენფროსტის მიერ, რომელმაც შეამჩნია, რომ წითელი ფერამდე გავარვარებულ ზედაპირზე წვეთი უფრო გვიან აორთქლდა, ვიდრე შედარებით ცივზე. პირველ შემთხვევაში წვეთები ლებულობენ სფერულ ფორმას და ირგვლივ იფარებიან ორთქლის შრით, რითაც იზოლირდებიან ზედაპირისაგან. ასეთი ცდა შეიძლება ჩატარდეს ელექტროფილაზე.

როდესაც ფილის ტემპერატურა დაახლოებით 110°C უდრის, სითხის წვეთი ასველებს ზედაპირს და სწრაფად ორთქლდება, მაგრამ უკვე 150°C ტემპერატურის დროს წვეთი ორთქლით გარემოცული სწრაფად გორდება ზედაპირზე ადგილიდან ადგილზე და ორთქლდება შედარებით ნელა.

თუ კარგად არ ვიცნობთ სითხის დუღილის დროს თბოგაცემის პროცესის მოვლენას, მაშინ წარმოვიდგენთ, რომ ნებისმიერი ტიპის ამაოროთქლებელი

* მ. მიხევევი, თბოგადაცემის საფუძვლები, გვ. 134, გამომცემლობა „ტექნიკა“ და შრომა⁴, 1953 წელი.

აპარატის მუშაობა კრიტიკულ პირობებში უფრო რაციონალურია, ვინაიდან ამ პირობებში მიიღება თბოგაცემის α კოეფიციენტის მაქსიმალური მნიშვნელობა. მაგრამ ორთქლის ქვაბის ან სხვა სახის ამორთქლებელი აპარატის მუშაობა, რომელთა კედლები ხურდებიან საცეცხლეს ცხელი აირებით კრიტიკულ წერტილამდე მიღწეულ პირობებში, არასაიმედოა, რადგან ამის შემდეგ ზუსტოვანი დუღილის პროცესი მთავრდება და იწყება აფსკოვანი დუღილის პროცესი. მაშასადამე, მდულარე წყალი ხურების ზედაპირისაგან იზოლირებული ხდება ორთქლის განსაზღვრული სისქის აფსკით, რომელიც სითბოს შედარებით ცუდად ატარებს და, როგორც ამის შედეგი, იქმნება კედლის ტემპერატურის ძლიერი ამაღლების საშიშროება.

სითხის დუღილის კრიტიკული პირობების მიღწევა შეიძლება მხოლოდ მაშინ, როდესაც კედლებს გარედან ინტენსიურად მიეწოდება სითბო.

ორთქლის ქვაბის კედლის ზედაპირზე გარედან ინტენსიურად სითბოს მიწოდება მოსალოდნელია მხოლოდ მაშინ, როდესაც კედლს სითბო გადაეცემა ერთდროულად როგორც საცეცხლეს ცხელი აირებისაგან კონვექციური თბოგაცემით, ისე წვის პროცესში მყოფი სათბობის გაფარვარებული ზედაპირების მიერ ძლიერი თბური გამოსხივებით — რადიაციით. მაშასადამე, სითხის დუღილის კრიტიკული პირობების მიღწევა შეიძლება ორთქლის ქვაბებში, მაგრამ უწევნ რა ანგარიშს კედლების ტემპერატურის ძლიერ ამაღლებას და მიღების გადაწვის მოსალოდნელ საფრთხეს არიდებენ თავს ამ მოვლენას და კიდევ იზღვევენ თავს ძლიერი თბური გამოსხივებისაგან საცეცხლეს ეკრანირების საშუალებით.

თბური დამბულობის მაღალი მნიშვნელობები მიიღწევა, აგრეთვე, მაშინაც, თუ ადგილი ექნება კედლის მეორე მხარეს ორთქლის კონდენსაციის ძლიერ მაღალი თბოგაცემის კოეფიციენტი.

პრაქტიკაში ამორთქლებელი აპარატების გაანგარიშებისას ცდილობენ მიიღონ თბური ნაკადი კრიტიკულზე ქვევით, რათა თავიდან აიცილონ კრიტიკული წერტილიდან გადასვლის შემდეგ თბოგაცემის α კოეფიციენტის მნიშვნელობის ვარდნის საფრთხე.

დ. კერნის მონაცემებით, რომელიც ემყარება ამორთქლებელი აპარატების ექსპლუატაციის შედეგებს, უსაფრთხოების თვალსაზრისით კუთრი თბური ნაკადის მნიშვნელობები ალღებული უნდა იქნეს არა უმეტესი ქვემოთმოყვანილი სიდიდეებისა:

ა. ბუნებრივი ცირკულაციის დროს ორგანული სითხის აორთქლებისას

$$q = 32500 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ;}$$

ბ. ხელოვნური (იძულებითი) ცირკულაციის დროს ორგანული სითხეების აორთქლებისას

$$q = 54200 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ;}$$

გ. ბუნებრივი ან ხელოვნური ცირკულაციის დროს წყლის ან სუსტი წყალხსნარების აორთქლებისას

$$q = 81200 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

საერთოდ სამრეწველო ამოართქლებელი აპარატების კონვექციური თბოგაცემის α კოეფიციენტის მნიშვნელობა ყოველთვის ნაკლები უნდა იყოს, კრიტიკული პირობების შესაბამის მნიშვნელობაზე.

უნდა აღინიშნოს, რომ სითხეების დუღილის დროს თბოგაცემა ითვლება ძლიერ რთულ პროცესად და ცდებით მიღებული შედეგების განზოგადებისათვის დიდ სიზნელებს ვსვდებით მსგავსების კრიტერიუმების გამოყენებისა და კრიტერიალურ დამოკიდებულებათა დადგენისას. არსებობს მთელი რიგი ასეთი ვარაუდებისა, მაგრამ ყველა ისინი ჯერჯერობით მიახლოებით ხასიათის არიან.

გ. კრუჟილინის მიერ ბუნებრივი ცირკულაციის დროს სითხეთა დუღილისას რეკომენდებულია შემდეგი სახის კრიტერიალური განტოლებანი:

ა) კონვექციური თბოგაცემის კოეფიციენტისათვის

$$Nu_s = 0,0825 \cdot Pr_s^{-0,5} \cdot K_{1,s}^{0,7} \cdot K_{2,s}^{0,38} \quad (11-68)$$

ბ) ზღვრული ანუ კრიტიკული თბური დატვირთვისათვის

$$K_{1,ზღვ} = 142 \cdot Pr_s^{0,6} \cdot K_{2,s}^{-0,68} \cdot Ar_s^{0,37}, \quad (11-69)$$

უქანასკნელ ფორმულებში შედის შემდეგი კრიტერიუმები:

$$Nu_s = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda_s} \text{ — ნუსელტის კრიტერიუმი;}$$

$$Pr_s = \frac{\nu_s}{a_s} \text{ — პრანდტლის კრიტერიუმი;}$$

$$Ar_s = \frac{g \cdot l^3}{\nu_s^2} \cdot \frac{\gamma' - \gamma''}{\gamma'} \text{ — არქიმედის კრიტერიუმი;}$$

$$K_{1,s} = \frac{q \cdot r \cdot \gamma''}{A \cdot T_s \cdot \lambda_s \cdot (\gamma' - \gamma'')} \text{ — კრიტერიუმი, რომელიც საზღვრავს}$$

ორთქლადქცევის მოქმედი ცენტრების რაოდენობას თბური დატვირთვის ზღვრული მნიშვნელობისას $K_{1,s} = K_{1,ზღვ}$;

$$K_{2,s} = \frac{A \cdot T_s \cdot c \cdot \alpha \cdot \gamma'}{r^2 (\gamma'')^2 \cdot l} \text{ — ორთქლის ბუშტების მოწყვეტის სიხშირის}$$

განმსაზღვრელი კრიტერიუმი.

მსაზღვრელ ზომად აქ მიღებულია სიდიდე $l = \sqrt{\alpha / (\gamma' - \gamma'')}$, რომელიც ბუშტის მოწყვეტის მომენტში ორთქლის ბუშტულის დიამეტრის პროპორციულია; ფიზიკური პარამეტრები აღებულია თხევადი ფაზისათვის გაჯერების l_s ტემპერატურის დროს.

აკადემიკოსი მ. მიხევეი თავის შრომებში აღნიშნავს, რომ გ. კრუჟილინის მიერ რეკომენდებული (11-68) და (11-69) კრიტერიალური განტოლებები ითვალისწინებენ ბუნებრივი კონვექციის აირობებს და შეიძლება გამოყენებულ იქონებდნენ დიდ მოცულობაში სითხის დუღილის დროს თბოგაცემის

პროცესის გასაანგარიშებლად. სითხის (ციკლუაციას) იძულებით მოძრაობას, გაჯერების ტემპერატურამდე სითხის ტემპერატურის მიულწველობის ხარისხსა და, აგრეთვე, ხურების ზედაპირის დასველების პირობას ეს კრიტერიული განტოლებანი არ აღრიცხავენ. ამიტომ ეს განტოლებანი მოითხოვენ შემდგომ დაზუსტებას და მათი გამოყენების არის გაფართოებას.

თუ (II--68) და (II--69) განტოლებებს გავშლით და განზომილებიანი სახით წარმოვიდგინოთ, მივიღებთ შემდეგ ორ გასაანგარიშებელ ფორმულას:

ა) თბოგაცემის კოეფიციენტისათვის

$$\alpha = 6,9 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\gamma'' \cdot r}{\gamma' - \gamma''} \right)^{0,033} \left(\frac{\gamma'}{\sigma_s} \right)^{0,33} \frac{\lambda_s^{0,78} \cdot q^{0,7}}{\mu_s^{0,45} \cdot c_s^{0,13} \cdot T_s^{0,37}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ } ^\circ\text{C}; \quad (\text{II--70})$$

ბ) ზღვრული (კრიტიკული ანუ მაქსიმალური) თბური დატვირთვისათვის

$$q_{\text{ზღვ}} = 4,7 \cdot 10^3 \frac{\lambda_s^{0,4} \cdot (\gamma' - \gamma'')^{0,41} \cdot (\gamma'' \cdot r)^{0,36} \cdot T_s^{0,33} \cdot \sigma_s^{0,21}}{(\gamma')^{0,31} \cdot \mu_s^{0,14} \cdot c_s^{0,09}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.} \quad (\text{II--71})$$

სათანადო მონაცემების საფუძველზე დადგინილია, რომ წნევის ამაღლებისას კონვექციური თბოგაცემის α კოეფიციენტის მნიშვნელობა იზრდება, ზღვრული ტემპერატურული დაწნევა მცირდება, ხოლო ზღვრული თბური დატვირთვა პირველად $p = 80$ ატა-მდე იზრდება, შემდეგ კი მკვეთრად მცირდება და მისი წრათვის ნულისაკენ $p = p_{\text{ზღვ}}$ დროს.

ამავე მონაცემების საფუძველზე მ. და ი. მიხევევი უკეთებენ რეკომენდაციას წყლის ბუშტოვანი დუღილის დროს (როდესაც $p = 0,2 \div 80$ ატა) კონვექციური α თბოგაცემის კოეფიციენტის გასაანგარიშებელ შემდეგი სახის ფორმულას *:

$$\alpha = 3 \cdot q^{0,7} \cdot p^{0,15} = 39 \cdot \Delta t_s^{2,33} \cdot p^{0,5} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ } ^\circ\text{C}. \quad (\text{II--72})$$

დ. თბოგაცემა ორთქლის კონდენსაციის დროს

თბოენერგეტიკაში საერთოდ და კერძოდ სამრეწველო თბოენერგეტიკაში დიდი მნიშვნელობა აქვს ორთქლის კონდენსაციის პროცესს. მოკლედ განვიხილოთ მყარი სხეულების ზედაპირზე ორთქლის კონდენსაციის დროს თბოგაცემის მექანიზმის თავისებურებანი.

თუ ორთქლი მოთავსებულია ჭურჭელში, რომლის კედლების ტემპერატურა ორთქლის გაჯერების ტემპერატურაზე ნაკლებია, მაშინ კედლების შიგა ზედაპირზე ორთქლის კონდენსაციის პროცესი იწყება. ასეთ შემთხვევაში თბოგაცემის პროცესი გაცილებით ინტენსიურია, ვიდრე გადახურებული ორთქლისა და აირების საშუალებით კონვექციური თბოგაცემის დროს.

* М. А. Михеев и И. М. Михеева, Краткий курс теплопередачи, Госэнергоиздат, 1960 г.

მეაზი კედლის ზედაპირზე ორთქლის კონდენსაციის დროს თბოგაცემის შექანისში მნიშვნელოვნად განსხვავდება აირების მიერ კონვექციური თბოგაცემის შექანისშისაგან. კონდენსაციის დროს ორთქლის მოლეკულები კედლის ზედაპირთან კი არ მიიზიდებიან მარტო ტურბულენტური ნაკადის გრივალის მიერ, როგორც ამას აქვს ადგილი აირებში, მათ აგრეთვე წარმოექმნებათ საკუთარი გადატანითი მონაობა კედლის ზედაპირისაკენ, ვინაიდან ადგილი აქვს მათ მახლობლად ორთქლის კონდენსაციის და მოლეკულების მკვეთრ შემცირებას. წარმოქმნილი კონდენსატი ჩამოვდინება ქვემოთ და კედლის ზედაპირს შეეხებიან ორთქლის მომდევნო მოლეკულები (მოლეკულათა ჯგუფი—მიკრომოკულობები). რაც უფრო ცივია კედლის ზედაპირი მით უფრო ინტენსიურია კონდენსაციის პროცესი და წყლის ორთქლის მოლეკულები უფრო გადღებულნი სიჩქარით მიიმართებიან (მისწრაფვიან) კედლის ზედაპირისაკენ.

კონდენსაციის დროს სითბოს შემცველის, ე. ი. ორთქლის, ძირითადი მასის გადაადგილება კედლისაკენ ისე სწრაფი ტემპით მიმდინარეობს, რომ ტურბულენტური ნაკადის დაგრივალების გავლენის როლი ძლიერ უმნიშვნელოა და ხშირად მხედველობაში არ ღებულობენ.

ორთქლის კონდენსაციის დროს ადგილი აქვს დიდი რაოდენობით სითბოს გამოთავისუფლებას და სტაციონარული რეჟიმის შენარჩუნებისათვის საჭიროა კედლის მეორე ზედაპირის საშუალებით სითბოს განუწყვეტელი და ინტენსიური არინება.

მეაზი კედლის ზედაპირზე ორთქლის კონდენსაციის პროცესის შესწავლისას არჩევენ კონდენსაციის ორ სახეს: აფსკოვანს, როდესაც კონდენსატი მთლიანი აფსკის სახით ფარავს კედელს და წვეთოვანს, როდესაც მიღებული კონდენსატი კედელზე წვეთების სახით გამოიყოფა.

ისტორიულად ორთქლის წვეთოვანი კონდენსაციის მოვლენა ექსპერიმენტების დროს პირველად შემჩნეული იყო ე. შმიდტისა* და მისი თანამშრომლების მიერ.

ორთქლის წვეთოვანი კონდენსაციის წარმოქმნის პირობები საფუძვლენად შეისწავლა გნამმა**. გნამის გამოკვლევათა საფუძველზე დადგენილია, რომ ორთქლის წვეთოვანი კონდენსაცია მხოლოდ იმ დროს წარმოიქმნება, როდესაც მიღებული კონდენსატი კედლის ზედაპირს არ ასველებს.

ხელოვნურად ისეთი პირობების შესაქმნელად, რომლის დროსაც ადგილი ექნება ორთქლის წვეთოვან კონდენსაციას, საჭიროა კედლის ზედაპირი დაიფაროს ზეთით, ნავთით ან სხვა სითხეთა თხელი შრით, რომელთაც მცირე ზედაპირული დაწაბულობა ექნებათ. ამით მიიღწევა ის, რომ გამაგრილებელი კედლის ზედაპირი არ დასველდება სითხით და ადგილი ექნება წვეთოვანი კონდენსაციის მოვლენას. ორთქლის წვეთოვანი კონდენსაცია აგრეთვე ადვილად მიიღება იმ შემთხვევაშიაც, თუ ორთქლში შერეული იქნება ზეთი ან სხვა ცხიმოვანები. მასთან მიღებული კონდენსატის წვეთების ფორმა და

* E. Schmidt, W. Schuring und Sellschopp, Forschung., B. 1(1930).

** G. Nam, Forschungsarbeiten № 352.

ზომები ძირითადად განისაზღვრება გამაცივებელი კედლის ზედაპირის დასველების ხარისხით. ორთქლის წვეთოვანი კონდენსაცია აგრეთვე ადვილად მიიღება კედლის ზედაპირის კარგად გაპირიანებისას. მასთან საჭიროა აღინიშნოს, რომ რკინისა და ფოლადის ზედაპირები წვეთოვანი კონდენსაციის მიღებისათვის ნაკლებად გამოსაყენებელი არიან. ლიტერატურული მონაცემებით წვეთოვანი კონდენსაციის დროს თბოგაცემის კოეფიციენტი ორთქლიდან კედლის ზედაპირზე დაახლოებით $10 \div 20$ -ჯერ უფრო მეტია, ვიდრე აფსკოვანი კონდენსაციის შემთხვევაში.

თუ ორთქლის წვეთოვანი კონდენსაცია განიხილება ორთქლის უძრავი ნაკადის შემთხვევისათვის, მაშინ თბოგაცემის კოეფიციენტი აიღება ფარგლებში $\alpha \approx 3 \cdot 10^4 - 7 \cdot 10^4$ კკალ/მ² სთ °C, თუ ორთქლის ნაკადი მოძრაია, იღებან $\alpha \approx 125 \cdot 10^4$ კკალ/მ² სთ °C.

ორთქლის წვეთოვანი კონდენსაციის დროს თბოგაცემის კოეფიციენტის ასეთი მაღალი მნიშვნელობა ძირითადად მიიღება იმის გამო, რომ კონდენსატის წვეთები შორის გამაცივებელი კედლის ზედაპირი თავისუფალია და მოყვანილია თითქმის უშუალო შეხებაში კონდენსაციის პროცესში მყოფ ორთქლის ნაწილაკებთან — მიკრომოლეკულებთან. საერთოდ უნდა აღინიშნოს, რომ სამრეწველო თბოგადამცემ აპარატებში, სადაც ორთქლის კონდენსაციის პროცესი მიმდინარეობს, ცნულია მტკიცედ აღინიშნოს თუ რომელი სახის კონდენსაციასთან გვაქვს საქმე.

ხშირ შემთხვევაში ადგილი აქვს შერეული სახის კონდენსაციას, ე. ი. თბოგადამცემი აპარატის გამაცივებელი ზედაპირის ერთ ნაწილზე შეიძლება ადგილი ჰქონდეს კონდენსაციის ერთ სახეს, ხოლო მეორე ნაწილზე — კონდენსაციის მეორე სახეს.

პრაქტიკით დადგენილია, რომ სამრეწველო საკონდენსაციო აპარატებში უმეტეს შემთხვევაში ადგილი აქვს ორთქლის აფსკოვან კონდენსაციას, ხოლო, თუ ნაკადის სიჩქარე აღემატება 10 მ/წმ-ს, მაშინ კონდენსაციის ამ სახეს უპირატესობა ენიჭება. ამიტომ შეიძლება დავასკვნათ, რომ რეალურ პროცესებში, რომლებსაც ადგილი აქვს მრეწველობაში, ძირითადად განხილული უნდა იქნეს ორთქლის აფსკოვანი კონდენსაციის პროცესი. ამით შეპირობებულია ჩვენს მიერ ქვემოთ ორთქლის აფსკოვანი კონდენსაციის პროცესის თავისებურებათა განხილვა და გაანგარიშება.

ორთქლის აფსკოვანი კონდენსაციის დროს თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობის მკვეთრი შემცირება გამოწვეულია იმით, რომ ორთქლის კონდენსაციის დროს გამოთავისუფლებული მთელი სითბო, სანამ ის კედლის ზედაპირს გადაეცემოდეს, კონდენსატის აფსკის შრეში უნდა გატარდეს. თუ კონდენსატის აფსკის მოძრაობა ლამინარულია, მაშინ კონდენსაციის დროს გამოყოფილი სითბო კედლის ზედაპირს მხოლოდ თბოგამტარობით გადაეცემა. სწორედ ამით შეპირობდება აფსკოვანი კონდენსაციის დროს წვეთოვან კონდენსაციასთან შედარებით თბოგაცემის α კოეფიციენტის დაბალი მნიშვნელობები. ცდებით დადგენილია, რომ ორთქლის აფსკოვანი კონდენსაციის პროცესის ინტენსიურობაზე უდიდეს გავლენას ახდენს შემდეგი ფაქტორები:

1. ორთქლის ნაკადის დინების სიჩქარე და მიმართულება;
2. ორთქლში აირებისა და ჰაერის შემცველობა;
3. კედლის ზედაპირის ფორმა, ზომები და მდებარეობა;
4. ნაჯერი ორთქლის წნევა;
5. მყარი ზედაპირის მდგომარეობა.

ორთქლის ნაკადის დინების სიჩქარე და მიმართულება

ორთქლის ნაკადის დინების სიჩქარე და მიმართულება მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს კონდენსაციის ინტენსიურობაზე ორთქლსა და კონდენსატის აფსკს შორის ხახუნის საშუალებით. უქანასკნელი დიდ გავლენას ახდენს კონდენსაციის პროცესზე, როდესაც წნევა $p \geq 1$ ატა-ზე და ორთქლის ნაკადის სიჩქარე ≥ 10 მ/წმ-ზე, ვინაიდან კონდენსატის აფსკი ორთქლის ნაკადის ზეგავლენით ირღვევა. როდესაც ორთქლისა და აფსკის დინებათა მიმართულებები ერთმანეთს ემთხვევა აფსკის სიჩქარე იზრდება, მისი სისქე კლებულობს, ხოლო თბოგაცემის α კოეფიციენტი დიდდება.

ორთქლში აირებისა და ჰაერის შემცველობა

მინარევების სახით ორთქლში ჰაერისა და სხვა აირების შემცველობა მკვეთრად აღიღებს თერმულ წინაღობას კონდენსატის აფსკის გარე ზედაპირზე. აქ ხდება ჰაერის ან სხვა აირების მოლეკულების თავმოყრა, რომელთა შრის საშუალებით ორთქლის მოლეკულები დიფუნდირდებიან აფსკისაკენ. თბოგაცემის ინტენსიურობა მცირდება ერთიორად, თუ უძრავი ორთქლი შეიცავს 1% (წონის მიხედვით) არაკონდენსირებულ ჰაერს ან, რომელიმე აირს.

კედლის ზედაპირის ფორმა, ზომები და მდებარეობა

მყარი სხეულის ზედაპირის ფორმა, ზომები და მდებარეობა სიმძიმის ძალის ველში მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს კონდენსაციის პროცესში თბოგაცემის ინტენსიურობაზე, ვინაიდან ყველა ეს ფაქტორი საზღვრავს ზედაპირიდან კონდენსატის აფსკის ჩამოღინების პირობებს და, ცხადია, მისი შრის სისქესა და თერმული წინაღობის სიდიდეს.

ნაჯერი ორთქლის წნევის გადიდებით აფსკოვანი კონდენსაციის დროს თბოგაცემის ინტენსიურობა იზრდება.

მყარი ზედაპირის მდგომარეობა. ექსპერიმენტების შედეგად დადგენილია, რომ ორთქლის კონდენსაციის დროს თბოგაცემის ინტენსიურობა დიდადაა დამოკიდებული ზედაპირის მდგომარეობაზე.

მაგალითად, თუ ზედაპირი მქისეა ან ქანჯის შრითაა დაფარული, მაშინ კონდენსატის აფსკს ქვემოთ მოძრაობის დროს უხდება დამატებით წინაღობათა გადალახვა, რის გამოც აფსკის შრის სისქე იზრდება. აფსკის შრის სისქის გაზრდა იწვევს თბოგაცემის α კოეფიციენტის შემცირებას დაახლოებით 20÷30% და უფრო მეტით. აქვე უნდა აღვნიშნოთ, რომ ზედაპირის მდგომარეობის გავლენასთან ერთად დიდი ყურადღების ღირსია ზედაპირების შეთანწყობის გავლენა კონდენსაციის ინტენსიურობაზე. ცდების საფუძველზე დადგენილია, რომ ეს საკითხი ცალკე აღებული მილისათვის წყდება მილების პორიზონტალური მდებარეობის სასარგებლოდ.

შვეულ კედელზე ორთქლის აფსკოვანი კონდენსაციის პროცესის მათემატიკური ფორმულირება

განვიხილოთ მყარი სხეულის შვეულ გამაკივებელ ზედაპირზე ორთქლის კონდენსაციის დროს თბოგაცემის ინტენსიურობის გაანგარიშების თეორიული საფუძვლები.

საკითხის განილვის დროს პირობით მივიღოთ, რომ კონდენსატის შრის იმ ზედაპირის ტემპერატურა, რომელიც გამაკივებელი კედლას ზედაპირს ეხება, კედლის ზედაპირის t_3 ტემპერატურის ტოლია, ხოლო კონდენსატის შრის იმ ზედაპირის ტემპერატურა, რომელიც ორთქლის ნაწილაკებს ეხება მივიღოთ, რომ კონდენსაციის t_5 ტემპერატურის ტოლია. მასთან ერთად მივიღოთ, რომ კონდენსატის შრის ორივე მხრის ზედაპირები იზოთერმული ზედაპირებია. თუ მივიღებთ, რომ კონდენსატის აფსკის შრეში სითხის მოძრაობა ლამინარულია, მაშინ სითბოს გადასვლა უნდა მოხდეს მხოლოდ თბოგამტარობით.

კონდენსატის შრის სისქე, რომელიც x კვეთში (ნაკ. II—16) აღენიშნოთ δ_x -ით, ხოლო თბოგამტარობის კოეფიციენტი — λ -ით.

ამ შემთხვევაში სითბოს რაოდენობა, რომელიც გადაეცემა დროის ერთეულში ზედაპირის ფართობის ერთეულის საშუალებით, განისაზღვრება კუთრი თბური ნაკადის მნიშვნელობის ცნობილი გასაანგარიშებელი ფორმულით:

$$q_x = \frac{\lambda}{\delta_x} (t_5 - t_3) \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.} \quad (a)$$

ამ შემთხვევისათვის კუთრი თბური ნაკადის სიდიდის გასაანგარიშებლად აგრეთვე შეიძლება გამოვიყენოთ ნიუტონის ფორმულა:

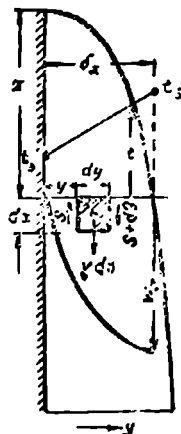
$$q_x = \alpha_x (t_5 - t_3) \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.} \quad (b)$$

(a) და (b) განტოლებების მარჯვენა მხარეების გატოლებით და თბოგაცემის კოეფიციენტის მიმართ მიღებული ტოლობის ამოხსნით მივიღებთ:

$$\alpha_x = \frac{\lambda}{\delta_x} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ } ^\circ\text{C.} \quad (c)$$

როგორც უკანასკნელი განტოლებიდან ჩანს, თბოგაცემის α_x კოეფიციენტის მნიშვნელობის გაანგარიშებისათვის საკმარისია განისაზღვროს კონდენსატის აფსკის შრის სისქე δ_x .

კონდენსატის აფსკის შრის სისქის განსაზღვრისათვის საჭიროა მისი დინების (იგულისხმება ქვემოთ ჩამოდინების) პირობების ანალიზი. ნუჟელტის მიერ მიღებული იყო შვეულ კედელზე კონდენსაციის პროცესისათვის თეორიული გადაწყვეტა, რომლის მოკლე შინაარსი მოცემულია ქვემოთ.



ნაკ. II—16. ორთქლის აფსკოვანი კონდენსაციის შვეულ კედელზე.

ნაკ. 11—16-ზე x ღერძი გაადგილებულია გამაცივებელი კედლის სიბრტყეში და მიმართულია xy კვეთით, ხოლო y ღერძი მიმართულია კედლის მართობად. კონდენსატის აფსკის შრეში გამოვყოთ ელემენტარული მოცულობა, რომლის წიბოების ზომებია dx , dy და 1, ხოლო ელემენტის კოორდინატებია x და y . ელემენტარული მოცულობის სიდიდე განისაზღვრება ტოლობით

$$dV = dx \cdot dy \cdot 1, \text{ ხოლო წონა } dG = \gamma \cdot dV = \gamma \cdot dx \cdot dy \cdot 1.$$

სითხის გამოსაკვლევ ელემენტზე ორი ძალა მოქმედებს, პირველია ხაზუნის ძალა $ds \cdot dx \cdot 1$ და მეორე კი საკუთარი წონის ძალა $dG = \gamma \cdot dx \cdot dy \cdot 1$.

საერთოდ ამ ორი ძალის ტოლქმედი აღებული ელემენტის მასისა და აჩქარების ნამრავლს უნდა უდრიდეს, მაგრამ თუ ამ უკანასკნელს უგულვებლყოფთ მისი სიმცირობის გამო, მივიღებთ, რომ ამ ორი ძალის ტოლქმედი ნულის ტოლია:

$$ds \cdot dx \cdot 1 + \gamma \cdot dx \cdot dy \cdot 1 = 0$$

ანუ

$$ds = -\gamma \cdot dy \text{ კგ/მ}^2. \quad (დ)$$

ნიუტონის კანონის თანახმად:

$$s = \mu \cdot \frac{dw_x}{dy} \quad (ე)$$

სადაც s მ/სთ არის კონდენსატის აფსკის სითხის მოძრაობის სიჩქარე x ღერძის მიმართულებით;

μ კგ სთ/მ² — სითხის სიბლანტე.

თუ (ე) განტოლებას y -ის მიხედვით გავაწარმოებთ, მივიღებთ, რომ:

$$\frac{ds}{dy} = \mu \cdot \frac{d^2 w_x}{dy^2}. \quad (ვ)$$

(დ) და (ვ) განტოლებებიდან მივიღებთ, რომ: μ

$$\frac{d^2 w_x}{dy^2} = -\frac{\gamma}{\mu}; \quad (ზ)$$

$\mu = \text{const}$ -ის პირობებში (ზ) განტოლების ორჯერადი ინტეგრებით მივიღებთ, რომ:

$$w_x = -\frac{\gamma}{2 \cdot \mu} \cdot y^2 + C_1 \cdot y + C_2. \quad (თ)$$

სასაზღვრო პირობების საფუძველზე შეიძლება განისაზღვროს ინტეგრების C_1 და C_2 მუდმივები. მაგალითად, როდესაც $y=0$, მაშინ $w_x=0$ და $C_2=0$. როდესაც $y=\delta_x$, მაშინ

$$\left(\frac{dw_x}{dy} \right)_{y=\delta_x} = -\frac{\gamma}{\mu} \delta_x + C_1 = 0,$$

საიდანაც

$$C_1 = \frac{\gamma}{\mu} \cdot \delta_x.$$

(თ) განტოლებაში ინტეგრების მუდმივების C_1 და C_2 -ს მნიშვნელობების შეტანის შემდეგ მივიღებთ კონდენსატის აუსკში სითხის სიჩქარის განაწილების კანონს.

$$w_x = \frac{\gamma}{\mu} \cdot \delta_x \cdot y - \frac{\gamma}{2 \cdot \mu} \cdot y^2 \text{ მ/სთ.} \quad (\text{თ}')$$

x კვეთში კონდენსატის $\overline{w_x}$ საშუალო სიჩქარე იქნება:

$$\overline{w_x} = \frac{1}{\delta_x} \int_0^{\delta_x} w_x \cdot dy = \frac{\gamma}{3 \cdot \mu} \cdot \delta_x^2 \text{ მ/სთ.} \quad (\text{ი})$$

იუ კედლის ზედაპირზე გამოეყოფთ 1 მეტრი სიგანის ზოლს, მაშინ ერთ საათში x კვეთში გადინებული სითხის რაოდენობა განისაზღვრება შემდეგი ფორმულით:

$$G_x = \overline{w_x} \cdot \gamma \cdot \delta_x \cdot 1 = \frac{\gamma^2 \cdot \delta_x^3}{3 \cdot \mu} \text{ კგ/სთ.} \quad (\text{კ})$$

მაშასადამე, განიკვეთი, რომელიც x განიკვეთიდან dx მანძილით ქვემოთაა მოთავსებული, კონდენსატი გადინდება პირველთან შედარებით $d(i_x)$ რაოდენობით მეტი, რომლის სიდიდე შეიცლება განისაზღვროს გამოსახულებით:

$$dG_x = \gamma \cdot d\left(\frac{\gamma}{3 \cdot \mu} \cdot \delta_x^3 \cdot 1\right) = \frac{\gamma^2 \cdot \delta_x^2}{\mu} \cdot d\delta_x. \quad (\text{ლ})$$

x კვეთში გადინებული კონდენსატის რაოდენობას აგრეთვე მივიღებთ ფორმულით:

$$G_x = \frac{q_x}{r} = \frac{\lambda}{\delta_x} \cdot \frac{1}{r} \cdot (t_s - t_d) \text{ კგ/მ}^2 \text{ სთ,} \quad (\text{მ})$$

სადაც r არის აორთქლების სითბო.

(მ) განტოლება შეილება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$dG_x = \frac{\lambda}{\delta_x} \cdot \frac{1}{r} \cdot (t_s - t_d) \cdot dx. \quad (\text{ნ})$$

(ლ) და (ნ) განტოლებების საფურცელზე გვექნება:

$$\frac{\lambda}{\delta_x} \cdot \frac{t_s - t_d}{r} \cdot dx = \frac{\gamma^2 \cdot \delta_x^2}{\mu} \cdot d\delta_x. \quad (\text{ო})$$

უქანასკნელი განტოლების ინტეგრებით მივიღებთ:

$$x = \frac{r \cdot \gamma^2 \cdot \delta^3 x}{4 \cdot \lambda \cdot \mu (t_x - t_s)} + C. \quad (3)$$

როდესაც $x=0$, მაშინ $\delta_x=0$, ამიტომ $C=0$.

თუ (3) განტოლებიდან δ_x -ს განესაზღვრავთ, მივიღებთ:

$$\delta_x = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot \lambda \cdot \mu \cdot x \cdot (t_s - t_s)}{\gamma^2 \cdot r}}. \quad (4)$$

(3) განტოლებაში შევიტანოთ δ_x -ის მნიშვნელობა (4) განტოლებიდან და მივიღებთ თბოგაცემის α_x კოეფიციენტის გასაანგარიშებელ ფორმულას:

$$\alpha_x = \frac{\lambda}{\delta_x} = \sqrt[4]{\frac{\gamma^2 \cdot r \cdot \lambda^3}{4 \cdot \mu \cdot x \cdot (t_s - t_s)}} \text{ კვად/მ}^2 \text{ საათი } ^\circ\text{C}. \quad (11-73)$$

h სიმაღლის მქონე შეფული კედლისა და შეფული მილისათვის თბოგაცემის კოეფიციენტის საშუალო მნიშვნელობა განისაზღვრება შემდეგი ფორმულით:

$$\alpha = \frac{1}{h} \int_0^h \alpha_x \cdot dx.$$

თუ უქანასკნელ ფორმულაში შევიტანოთ α_x -ის მნიშვნელობას, (11-73) ფორმულიდან მივიღებთ:

$$\alpha = \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{\gamma^2 \cdot r \cdot \lambda^3}{4 \cdot \mu \cdot h \cdot (t_s - t_s)}} = 0.94 \sqrt[4]{\frac{A}{h \cdot \Delta t}} \text{ კვად/მ}^2 \text{ სთ } ^\circ\text{C}, \quad (11-74)$$

სადაც $\Delta t = (t_s - t_s) ^\circ\text{C}$ და $A = \frac{\gamma^2 \cdot r \cdot \lambda^3}{\mu}$ კვად⁴/მ⁷ სთ⁴ °C³.

ზემომოყვანილი მსჯელობანი შეიძლება გამოყენებულ იქნენ დახრილი გამაცივებელი კედლის ზედაპირისათვის, თუ (დ) განტოლებაში შევა სიმიძმის იალის მხოლოდ შეფული მდგენელი. თუ ψ -თი აღვნიშნავთ კედლის დახრის კუთხეს ჰორიზონტალის მიმართ, მაშინ (დ) განტოლება დაიწერება შემდეგი სახით:

$$ds + \gamma \cdot \sin \psi \cdot dy = 0,$$

და თბოგაცემის გასაანგარიშებელი ფორმულა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$\alpha_{\psi} = \alpha_{\psi_3} \sqrt[4]{\frac{1}{\sin \psi}}, \quad (5)$$

სადაც α_{ψ_3} არის თბოგაცემის კოეფიციენტი შეფული კედლისათვის.

ჰორიზონტალური მილის ზედაპირი შეიძლება წარმოვიდგინოთ, როგორც შემდგარი ჰორიზონტალის მიმართ დახრის სხვადასხვა ψ კუთხის მქონე მცირე 90

ბრტყელი ელემენტებისაგან. თუ ინტეგრებას მოვახდენთ ϕ კუთხის მიხედვით. რომელიც იცვლება 0° -დან 180° -მდე, გასაანგარიშებელი ფორმულა მიიღწეს შემდეგ სახეს:

$$\alpha = 0,72 \sqrt[4]{\frac{A}{d \cdot \Delta t}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ } ^\circ\text{C}, \quad (11-75)$$

სადაც d (მ) არის მილის დიამეტრი.

(11-74) და (11-75) გასაანგარიშებელი ფორმულები ვარგისია ნებისმიერი სითხეების კონდენსაციის პროცესისათვის. λ , γ და μ სიდიდეები შეირჩევიან კონდენსატის აფსკის საშუალო ტემპერატურის ($t_{\text{სა}}$) მიხედვით, ხოლო r -ის მნიშვნელობა შეირჩევა კონდენსატის (t_s) ტემპერატურის მიხედვით.

როგორც აღნიშნული იყო ნუსელტის მიერ მოკმეული იყო კონდენსატის აფსკის ლამინარული მოძრაობის ამოცანის თეორიული გადაწყვეტა. ზოგად შემთხვევაში მიიღება შემდეგი სახის კრიტერიალური დამოკიდებულებანი:

$$Nu_s = f \left(Ga_s \cdot K_s \cdot Pr_s, \frac{Pr_s}{Pr_s} \right),$$

ან

$$Nu_s = f \left(Kd_s, \frac{Pr_s}{Pr_s} \right), \quad (11-76)$$

სადაც

$$Nu_s = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda_s}; \quad Ga_s = \frac{g \cdot l^3}{\nu_s^2}; \quad K_s = r/c \cdot \Delta t_s \text{ და } Kd_s = Ga_s \cdot K_s \cdot Pr_s \text{ - კონ-}$$

დენსაციის კრიტერიუმი.

სხვადასხვა სითხის ორთქლის კონდენსაციისას ჩატარებული ცდების შედეგების ანალიზისა და განზოგადების შედეგად რეკომენდებულია* შემდეგი კრიტერიალური სახის გასაანგარიშებელი განტოლებანი:

ა) შვეული კედლის ან h სიმაღლის მილის შემთხვევაში თბოგაცენის კოეფიციენტის საშუალო მნიშვნელობისათვის

$$Nu_{s,h} = 0,42 Kd_s^{0,25} \left(\frac{Pr_s}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (11-77)$$

ბ) d დიამეტრის შქონე ჰორიზონტალური მილის შემთხვევაში თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობისათვის

$$Nu_{s,d} = 0,72 Kd_s^{0,25} \left(\frac{Pr_s}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (11-78)$$

საბოლოოდ ნათელი წარმოდგენისათვის ერთმანეთს შევადაროთ ორთქლის კონდენსაციის პროცესი მილის ჰორიზონტალურად და შვეულად გან-

* М. А. Михеев и И. М. Михеева. Краткий курс теплопередачи. Газо-нефтегаздат, 1960 г.

ლაგების დროს. ამისათვის შევადაროთ ერთმანეთს (II-74) და (II-75) გასანგარიშებელი ფორმულები და მივიღებთ შემდეგს:

$$\frac{\alpha_{\text{ჰორიზ.}}}{\alpha_{\text{ფვ.}}} = 0,766 \sqrt[4]{\frac{h}{d}}. \quad (\text{II}-79)$$

თუ ავიღებთ შემთხვევას, როდესაც მილის $d = 0,02$ მ, ხოლო h სიმაღლე არის 1 მეტრის ტოლი, მაშინ

$$\frac{\alpha_{\text{ჰორიზ.}}}{\alpha_{\text{ფვ.}}} = 0,766 \sqrt[4]{\frac{100}{2}} = 2,04.$$

გამოდის, რომ თანაბარ პირობებში ორთქლის კონდენსაციის ინტენსიურობა ჰორიზონტალური მილის შემთხვევაში ორჯერ უფრო მეტია, ვიდრე შევეულად მილის მდებარეობის შემთხვევაში. მაგრამ უნდა აღვნიშნოთ, რომ რეალურ პროცესში აქვს ადგილი აღნიშნულიდან დიდ გადახრებს, რომლებიც დამოკიდებული არიან მრავალ მოქმედ ფაქტორზე. წიგნის გათვალისწინებული მოკულობა და დანაშნულება დაწვრილებით ყველა საკითხის განხილვის საშუალებას არ იძლევა.

მაგალითი II-1. მილგაყვანილობაში, რომლის შიგა დიამეტრი $d = 0,4$ მ, მოძრავს ჰაერი $w = 6$ მ/წმ სიჩქარით. ჰაერის ტემპერატურა $t_3 = 100^\circ\text{C}$ და წნევა $p = 1$ ატა. განვსაზღვროთ ჰაერის ნაკადის მოძრაობისათვის Re , Pe და Pr კრიტერიუმების მნიშვნელობები.

(II-4) ფორმულის მიხედვით რეინოლდსის კრიტერიუმი:

$$Re = \frac{\gamma \cdot w \cdot d}{\mu \cdot g}$$

ჰაერის γ კუთრი წონის სიდიდეს ვსაზღვრავთ 1 კგ იდეალური აირის მახასიათებელი განტოლებიდან $p\gamma = RT$, საიდანაც

$$\gamma = \frac{RT}{p},$$

ხოლო

$$\gamma = \frac{p}{R \cdot T} = \frac{1 \cdot 10^5}{29,27 \cdot (273 + 100)} = \frac{10^5}{29,27 \cdot 373} = 0,915 \text{ კგ/მ}^3.$$

ჰაერის დინამიკური სიბლანტის μ კოეფიციენტის მნიშვნელობა უნდა შეიძინეს (II-1) ცხრილიდან, საიდანაც $\mu = 2,23 \cdot 10^{-6}$ კგ წმ/მ². მაშასადამე,

$$Re = \frac{0,915 \cdot 6 \cdot 0,4 \cdot 10^5}{2,23 \cdot 9,81} = 101000.$$

(II-31) ფორმულის მიხედვით პეკლეს კრიტერიუმი მრგვალი კვეთის მილისათვის:

$$Pe = \frac{w \cdot d \cdot c_p \cdot \gamma}{\lambda}$$

ვინაიდან თბოვამტარობის λ კოეფიციენტის განზომილება არის კკალ/მ. სთ °C, ხოლო ჰაერის ნაკადის w სიჩქარის განზომილება არის მ/წმ, პეკლეს კრატერიუმის ფორმულა მიიღებს სახეს:

$$P_e = \frac{3600 \cdot w \cdot d \cdot c_p \cdot \tau}{\lambda}$$

სადაც c_p არის ნამდვილი წონითი თბოტევადობა მუდმივი წნევის დროს, τ -ს სიდიდე განისაზღვრება განტოლებით:

$$c_p = 0,2373 + 0,00002221 \cdot t_1 = 0,2373 + 0,00002221 \cdot 100 \\ = 0,24 \text{ კკალ/კგ } ^\circ\text{C}$$

ჰაერის ნაკადის λ თბოვამტარობის კოეფიციენტის მნიშვნელობა, როდესაც $t_1 = 100^\circ\text{C}$, (11-1) ცხრილას მიხედვით იქნება:

$$\lambda = 0,0268 \text{ კკალ/მ სთ } ^\circ\text{C}$$

მაშინ

$$P_e = \frac{3600 \cdot 6 \cdot 0,4 \cdot 0,24 \cdot 0,915}{0,0268} = 72500$$

(11-33) განტოლების მიხედვით პრანდტლის კრიტერიუმის ფორმულა შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{c_p \cdot \mu \cdot g}{\lambda} = \frac{P_e}{Re}$$

იმისათვის, რომ λ და μ სიდიდეები ალებულ იქნენ მიღებული განზომილებებით, სახელდობრ, კკალ/მ სთ °C და კგ წმ/მ²-ით, (11-33) ფორმულას უნდა მიეცეს სახე:

$$Pr = \frac{3600 \cdot c_p \cdot \mu \cdot g}{\lambda}$$

თუ შევიტანთ სათანადო მნიშვნელობებს მივიღებთ:

$$Pr = \frac{3600 \cdot 0,24 \cdot 2,23 \cdot 9,81}{10^6 \cdot 0,0268} = 0,718$$

სხვანაირად

$$Pr = \frac{P_e}{Re} = \frac{72500}{101000} = 0,718$$

მაგალითი 11-2. ჰაერი მოძრაობს სწორკუთხა კვეთიან არხში, რომლის სიგანე არის 100 მმ და სიმაღლე 200 მმ. არხის კედლის ტემპერატურა არის 300 °C, ხოლო ჰაერის საშუალო ტემპერატურა 100 °C. ჰაერის ნაკადის სიჩქარე 10 მ/წმ, არხის სიგრძე 10 მ, ჰაერის წნევა $p = 1$ ატა, განვსაზღვროთ α თბოვამტარების კოეფიციენტის მნიშვნელობა.

არხის კვეთის ეკვივალენტური დიამეტრი

$$d_{\text{ავ}} = \frac{4 \cdot F}{U} = \frac{4 \cdot 0,1 \cdot 0,2}{0,6} = 0,133 \text{ მ.}$$

α თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა გამოითვლება (II-44) ფორმულით:

$$\alpha = 0,0209 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\mu \cdot g} \right)^{0,8} \left(\frac{c_p \cdot \mu \cdot g \cdot 3600}{\lambda} \right)^{0,45}$$

100°C საშუალო ტემპერატურის მქონე ჰაერის ფიზიკურ მუდმივებს ესაზღვრავთ (II-1) ცხრილის მიხედვით:

$$\lambda = 0,0268 \text{ კკალ/მ სთ } ^\circ\text{C.}$$

$$\mu = 2,23 \cdot 10^{-6} \text{ კგ წმ/მ}^2.$$

ჰაერის c_p თბოტევადობა გამოითვლება განტოლებით:

$$c_p = 0,2378 + 0,0000221 \cdot 100 = 0,24 \text{ კკალ/კგ } ^\circ\text{C.}$$

ჰაერის კუთრი წონა

$$\gamma = \frac{p}{RT} = \frac{1 \cdot 10^4}{29,27 (273 + 100)} = 0,915 \text{ კგ/მ}^3.$$

თუ (II-44) ფორმულაში შევიტანთ სათანადო მნიშვნელობებს მივიღებთ:

$$\alpha = 0,0209 \frac{0,0268}{0,133} \left(\frac{10 \cdot 0,133 \cdot 0,915}{2,23 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{0,24 \cdot 2,23 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81 \cdot 3600}{0,0268} \right)^{0,45} = 25,4 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ } ^\circ\text{C.}$$

მაგალითი II-3. მილში, რომლის დიამეტრი $d = 100$ მმ და სიგრძე $l = 5,5$ მ, მოძრაობს წყალი $w = 1$ მ/წმ სიჩქარით. განვსაზღვროთ α თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა, თუ წყლის საშუალო ტემპერატურა $t = 60$ °C.

α თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა განვსაზღვროთ (II-42) ფორმულით:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}.$$

ვიცით, რომ

$$Re = \frac{\gamma \cdot w \cdot d}{\mu \cdot g} \text{ და } Pr = \frac{c_p \cdot \mu \cdot g}{\lambda}.$$

როდესაც წყლის საშუალო ტემპერატურა $t_{\text{წყ}} = 60$ °C, მაშინ (II-2) ცხრილის მიხედვით:

$$\lambda = 0,567 \text{ კკალ/მ სთ } ^\circ\text{C,}$$

$$\mu = 48,0 \cdot 10^{-6} \text{ კგ წმ/მ}^2.$$

სათანადო ცხრილების მონაცემებით 60° -იანი წყლისათვის $c_p = 1,004$ კკალ/კგ $^{\circ}$ C და $\gamma = 983,2$ კგ/მ³.

რეინოლდსის კრიტერიუმის ფორმულაში სათანადო მნიშვნელობების ჩასმით გვექნება:

$$Re = \frac{983,2 \cdot 1 \cdot 0,1 \cdot 10^6}{48,0 \cdot 9,81} = 208800.$$

პრანდტლის კრიტერიუმი გამოითვლება ფორმულით:

$$Pr = \frac{3600 \cdot c_p \cdot \mu \cdot g}{10^6 \cdot 0,567} = \frac{3600 \cdot 1,004 \cdot 48,0 \cdot 9,81}{10^6 \cdot 0,567} = 2,988.$$

$$Pr^{0,4} = 208800^{0,4} = 17800, \text{ ხოლო } Pr^{0,4} = 2,988^{0,4} = 1,55.$$

ამ მნიშვნელობების (II-42) ფორმულაში ჩასმით მივიღებთ:

$$Nu = 0,023 \cdot 17800 \cdot 1,55 = 633,7,$$

საიდანაც

$$\alpha = Nu \cdot \frac{\lambda}{d} = 633,7 \cdot \frac{0,567}{0,1} = 3577,6 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ}^{\circ}\text{C},$$

რადგან ალბეულ შემთხვევაში $\frac{l}{d} = 55$, მილის სიგრძის გავლენის გასათვალისწინებელი შემასწორებელი კოეფიციენტი $\epsilon_g = 1$.

მაგალითი II-4. ორთქლსადენის გარე დიამეტრი $d = 0,3$ მ და კედლის გარე ზედაპირის ტემპერატურა $t_s = 450^{\circ}\text{C}$. ორთქლსადენის კედლის გარე ზედაპირი ცივდება ჰაერის თავისუფალი ნაკადით, რომლის ტემპერატურა $t_6 = 50^{\circ}\text{C}$.

განვსაზღვროთ სითბოს საათური დანაკარგი 1 სიგრძივი მეტრი ორთქლსადენის გარე ზედაპირიდან.

სითბოს საათური დანაკარგი ორთქლსადენის 1 სიგრძივი მეტრის კედლის გარე ზედაპირიდან კონვექციური თბოგაცემით გაიანგარიშება კუთრი სითბოს ნაკადის (q) გასაანგარიშებელი ფორმულით:

$$q = \alpha \cdot \pi \cdot d \cdot (t_s - t_6) \text{ კკალ/მ სთ.}$$

კონვექციური თბოგაცემის (α) კოეფიციენტის განსაზღვრისათვის გამოვიყენოთ (II-37') კრიტერიული განტოლება:

$$Nu = c \cdot (Gr \cdot Pr)^n,$$

რომელშიც c და n სიდიდეების მნიშვნელობანი შეიძლება განისაზღვროს (II-2ა) ცხრილიდან $(Gr \cdot Pr)$ სიდიდის მიხედვით. სითბოს შემცველის თავისუფალი მოძრაობისას მსაზღვრელ (t_0) ტემპერატურად ავიღოთ საზღვრობრივი შრის საშუალო ტემპერატურა

$$t_0 = \frac{t_s + t_6}{2} = \frac{450 + 50}{2} = 250^{\circ}\text{C}.$$

(ი1—37') კრიტერიალურ განტოლებაში შემავალი კრიტერიუმები წარმოვიდგინოთ გაშლილი სახით:

$$Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot (t_3 - t_6) \cdot d^3}{\nu^2} \cdot Pr,$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}.$$

მსაზღვრელ (t_0) ტემპერატურისა და სითბოს შემცველის ფიზიკური თვისებების ცხრილიდან (დანართი 1) განვსაზღვროთ იმ პარამეტრთა რიცხვობრივი მნიშვნელობანი, რომლებიც შედიან მსგავსების კრიტერიუმებში.

სითბოს შემცველის მსაზღვრელი ($t_0 = 250^\circ\text{C}$) ტემპერატურის მიხედვით ცხრილიდან (დანართი 1) ვსაზღვრავთ პაერისათვის:

$$Pr = 0,722, \nu = 42,8 \cdot 10^{-6} \text{ მ}^2/\text{წმ}, \lambda = 3,42 \cdot 10^{-2} \text{ კკალ/მ სთ გრად.}$$

პაერისათვის მოცულობითი გაფართოების კოეფიციენტი

$$\beta = \frac{1}{T_0} = \frac{1}{250 + 273} = \frac{1}{523} \approx 1,9 \cdot 10^{-5} \text{ 1/გრად.}$$

გამოთვალეთ მსაზღვრელი კრიტერიუმების რიცხვობრივი მნიშვნელობანი. მოცემულ შემთხვევაში მსაზღვრელ კრიტერიუმად გვაქვს ($Gr \cdot Pr$):

$$Gr \cdot Pr = \frac{9,81 \cdot 1,9 \cdot 10^{-5} (450 - 50) \cdot 0,3^3 \cdot 0,722}{(42,8 \cdot 10^{-6})^2} = 79,4 \cdot 10^6.$$

(ი1—2ა) ცხრილში მსაზღვრელი კრიტერიუმის ($Gr \cdot Pr$) რიცხვობრივი მნიშვნელობის მიხედვით ვსაზღვრავთ c და n მუდმივების მნიშვნელობებს. აქ ცხრილის მიხედვით, როდესაც ($Gr \cdot Pr$) = $79,4 \cdot 10^6$, მაშინ $c = 0,135$ და $n = \frac{1}{3}$. მსგავსების კრიტერიალური განტოლების საშუალებით განვსაზღვროთ ნუსელტის კრიტერიუმის რიცხვობრივი მნიშვნელობა:

$$Nu = c (Gr \cdot Pr)^n = 0,135 (79,4 \cdot 10^6)^{1/3} = 58,1.$$

ნუსელტის კრიტერიუმის რიცხვობრივი მნიშვნელობის განსაზღვრის შემდეგ გამოთვალეთ კონვექციური თბოგაცემის (α) კოეფიციენტის სიდიდე:

$$\alpha = \frac{\lambda \cdot Nu}{d} = \frac{3,42 \cdot 10^{-2} \cdot 58,1}{0,3} = 6,6 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ გრად.}$$

მაგალითის ამოხსნის თანამიმდევრობა იგივე დარჩება კონვექციით თბოგაცემის სხვა შემთხვევებისათვის, მხოლოდ გასაანგარიშებელ ფორმულებს ექნებათ სხვა სახე. კონვექციური თბოგაცემით (α) კოეფიციენტის სიდიდის განსაზღვრის შემდეგ გამოთვლით ერთ საათში ორთქლსადენის ერთი სიგრიდვი მეტრის გარე ზედაპირის მიერ სითბოს დანაკარგს გარემოში:

$$q = \alpha \cdot \pi \cdot d \cdot (t_3 - t_6) = 6,6 \cdot 3,14 \cdot 0,3 (450 - 50) \approx 2500 \text{ კკალ/მ სთ.}$$

შენიშნა. მაგალითის გადაწყვეტისას მსაზღვრელი კრიტერიუმის ($GrPr$) რიცხობრივი მნიშვნელობით ($II-2a$), ცხრილის მიხედვით ($II-37'$), კრიტერიალური განტოლებისათვის განვსაზღვრეთ c და n მუდმივების მნიშვნელობანი. ცხრილი ($II-2a$) შედგენილია აკადემიკოს მ. ა. მიხევევის მიერ სითხის თავისუფალი მოძრაობის პირობებში თბოგაცემის შესახებ ლიტერატურული მონაცემების ერთმანეთთან შედარებისა და განზოგადებათა საფუძველზე.

სითხის თავისუფალი მოძრაობის პირობებში თბოგაცემის შესახებ ლიტერატურაში მრავლად მოიპოვება მასალები, რომლებიც მიღებულია ჰაერით, წყალბადით, ნახშირმჟავით, წყლით, ანილინით, გლიცერინით, ოთხქლოროანი ნახშირბადით, მრავალნაირი ზეთებით და სხვ. სითხეებით სათანადო ცდების ჩატარების შედეგად.

მაგალითი ($II-5$). მილში, რომლის დიამეტრი $d = 10$ მმ და სიგრძე $l = 2$ მ, მიედინება ცხელი წყალი, რომლის საშუალო ტემპერატურა $t_6 = 60$ C. მილის კედლის საშუალო ტემპერატურა $t_3 = 20$ C: მილში წყლის მოძრაობის სიჩქარე $w_0 = 0,13$ მ/წმ. განვსაზღვროთ მილში ცხელი წყლის ლამინარული მოძრაობისას კონვექციური თბოგაცემის α კოეფიციენტის მნიშვნელობა.

ჰორიზონტალურ მილებში სითხის შემცველის ლამინარული მოძრაობისას კონვექციური თბოგაცემის α კოეფიციენტის მნიშვნელობის განსაზღვრისათვის გამოვიყენოთ ($II-38$) კრიტერიალური განტოლება:

$$Nu = 0,74 (Re \cdot Pr)^{0,1} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1}.$$

მსაზღვრელ ტემპერატურად მივიღოთ სასაზღვრო შრის საშუალო ტემპერატურა t_0 .

$$t_0 = \frac{1}{2} (t_3 + t_6) = \frac{1}{2} (20 + 60) = 40^\circ C.$$

ამ ტემპერატურის დროს წყლის ფიზიკური პარამეტრების რიცხობრივი მნიშვნელობანი ისაზღვრება ცხრილიდან (დანართი II).

$$Pr = 4,3, \quad \nu = 0,659 \cdot 10^{-6} \text{ მ}^2/\text{წმ}, \quad \lambda = 0,545 \text{ კკალ/მ სთ გრად.}$$

$$\beta = 3,9 \cdot 10^{-4} \text{ 1/გრად.}$$

გამოვთვალოთ მსგავსების განმსაზღვრელი კრიტერიუმების მნიშვნელობანი:

$$Re = \frac{w_0 \cdot d}{\nu} = \frac{0,13 \cdot 10 \cdot 10^{-3}}{0,659 \cdot 10^{-6}} = 1970.$$

$$Gr = \frac{\beta \cdot (t_6 - t_3) \cdot d^3}{\nu^2} = \frac{9,81 \cdot 3,9 \cdot 10^{-4} \cdot (60 - 20)}{(0,659 \cdot 10^{-6})^2} \cdot (10 \cdot 10^{-3})^3 = 3,520 \cdot 10^8.$$

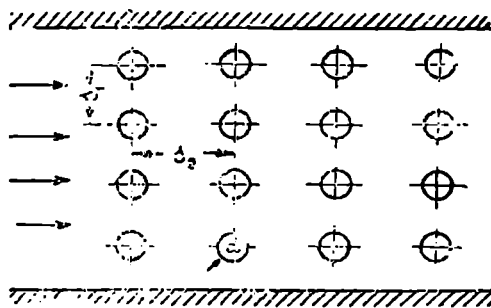
მაშასადამე, $Nu = 18,75$ და $\alpha \approx 1022$ კკალ/მ² სთ გრად.

მილის სიგრძის გავლენის შემასწორებელი კოეფიციენტი იღება მოცემული შემთხვევისათვის ერთის ტოლი $\epsilon_3 = 1$, ენიიდან

$$\frac{l}{d} = \frac{2000}{10} = 200 > 50 \quad (\text{ცხრილი II-3}).$$

მაგალითი II-6. განესაზღვროთ თბოგაცემის α კოეფიციენტის მნიშვნელობა 4 რივისაგან შემდგარი გლუვმილბიანი კორიდორული კონისათვის. მილების დიამეტრი $d = 100$ მმ, რიგში მილების ღერძებს შორის მანძილი $s_1 = 180$ მმ, ხოლო მანძილი მილების რიგებს შორის $s_2 = 300$ მმ (ნაკ. II-17). კვანძის აირების ნაკადის საშუალო ტემპერატურა $t_s = 800$ C. აირების ნაკადის მოძრაობის სიჩქარე $w = 10$ მ/წმ, ხოლო ნაკადის შეტევის კუთხე $\psi = 50^\circ$.

მაგალითის პირობების თანახმად გვექნება: $\frac{s_1}{d} = 1,8$ და $\frac{s_2}{d} = 3$.



მილთა კონის თბოგაცემის α კოეფიციენტის გასანგარიშებლად გამოვიყენოთ (II-57) ფორმულა

$$Nu = C \cdot \epsilon \cdot Re^n,$$

რომლის გათვალისწინებით თბოგაცემის α კოეფიციენტისათვის მივიღებთ:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{d} = C \cdot \epsilon \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot Re^n.$$

მილთა კონის პირველი რივის მილბიანათვის თბო-

II-17. მე-6 მაგალითისათვის

გაცემას კოეფიციენტის ფორმულას გამოვიყენებთ შემდეგი სახით:

$$\alpha_1 = C_1 \cdot \epsilon_1 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot Re^{n_1},$$

ნორე რივის მილბიანათვის

$$\alpha_2 = C_2 \cdot \epsilon_2 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot Re^{n_2}.$$

800 C ტემპერატურის ჰქონე კვანძის აირების ზუღმივების მნიშვნელობებს ვსაზღვრავთ (II-1) ცხრილის მიხედვით:

$$\mu = 4,42 \cdot 10^{-4} \text{ კგ წმ/წმ}^2 \text{ და } \lambda = 0,0651 \text{ კკალ/მ სთ გრად.}$$

კვანძის აირთა ნარევის წარმოსახვითი ($\mu_{\text{ნარ}}$) მოლეკულური წონის განსაზღვრა ხდება ცნობილი შედგენილობის აირთა ნარევებისათვის არსებული სპეციალური ფორმულებით, რომელთა საფუძველზე მოცემული მაგალითისათვის მივიღებთ, რომ $\mu_{\text{ნარ}} = 29$.

ნორმალურ პირობებსათვის აირთა ნარევის კუთრი წონა

$$\gamma_6 = \frac{\mu_{\text{ნარ}}}{22,4} = 1,293 \text{ კგ/მ}^3.$$

როდესაც აირის ნარევის ტემპერატურა $t_{\text{აირ}} = 800^\circ\text{C}$, მაშინ

$$\gamma = \gamma_6 \frac{T_6}{T_{\text{აირ}}} = 1,273 \frac{273}{1073} = 0,33 \text{ კგ/მ}^3.$$

რეინოლდსის კრიტერიუმის საშუალო მნიშვნელობა იქნება:

$$Re = \frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\mu \cdot g} = \frac{10 \cdot 0,1 \cdot 0,33}{4,42 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81} = 7650.$$

n_1 , ε_1 და C_1 მუდმივების მნიშვნელობები მილთა კონის პირველი რიგისათვის შევირჩიოთ (II—8) ცხრილიდან:

$$n_1 = 0,6, \quad \varepsilon_1 = 0,15 \quad \text{და} \quad C_1 = 1 + 0,1 \cdot \frac{S_1}{d} = 1 + 0,1 \cdot 1,8 = 1,18.$$

ინავე ცხრილიდან ვსაზღვრავთ მეორე და მომდევნო მილთა რიგებისათვის მუდმივებს:

$$n_2 = 0,65, \quad \varepsilon_2 = 0,138 \quad \text{და} \quad C_2 = 1 + 0,1 \cdot \frac{S_1}{d} = 1 + 0,1 \cdot 1,8 = 1,18.$$

თბოგაცემის კოეფიციენტი პირველი რიგისათვის:

$$\alpha_1 = 1,18 \cdot 0,15 \frac{0,0651}{0,1} \cdot 7650^{0,6},$$

$$\alpha_1 = 24,7 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ}^\circ\text{C}.$$

α თბოგაცემის კოეფიციენტი მეორე და ყველა დანარჩენი რიგისათვის:

$$\alpha_2 = 1,18 \cdot 0,138 \frac{0,0651}{0,1} \cdot 7650^{0,65},$$

$$\alpha_2 = 35 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ}^\circ\text{C}.$$

თუ შეტევის კუთხეს ავიღებთ $\psi = 90^\circ$, მაშინ კვამლის აირებიდან მილთა კონის კედლებზე თბოგაცემის α საშუალო კოეფიციენტის მნიშვნელობა გამოითვლება შემდეგი ფორმულით:

$$\alpha_{\text{კონის}} = \frac{\alpha_1 + 3\alpha_2}{4} = \frac{24,7 + 3 \cdot 35}{4} = 32,4 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ}^\circ\text{C}.$$

დასასრულს საჭიროა შევიტანოთ შეტევის კუთხის სიდიდის შესწორება. (II—9) ცხრილის მონაცემებით; როდესაც შეტევის კუთხე $\psi = 50^\circ$, მაშინ შესწორების კოეფიციენტი $\varepsilon_\psi = 0,88$. მაშასადამე, შეტევის კუთხის გავლენის მხედველობაში მიღებისას საბოლოოდ გვექნება:

$$\alpha_{\text{კონის}} = 32,4 \cdot 0,88 = 28,5 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ}^\circ\text{C}.$$

მაგალითი II—7. განვსაზღვროთ თბოგაცემის α კოეფიციენტის მნიშვნელობა შვეული მილის კედელზე წყლის ორთქლის აფსკოვანი კონდენსაციის დროს შემდეგი პირობებისათვის: მილის კედლის ტემპერატურა $t_3 = 60^\circ\text{C}$; ორთქლის წნევა $p = 3$ ატა; მილის სიმაღლე $h = 0,5$ მ.

წყლის ტენიანი ნაჯერი ორთქლის ცხრილებიდან წნევის მიხედვით ვპოულობთ $t_s = 132,9^\circ\text{C}$ და ორთქლადქცევის სითბოს $r = 517,6$ კკალ/კგ.

კედლის ზედაპირზე აფსკის ($t_{\text{აფსკის}}$) საშუალო ტემპერატურა განვსაზღვროთ ტოლობით:

$$t_{\text{აფსკის}} = \frac{t_3 + t_s}{2} = \frac{60 + 132,9}{2} = 96,45^\circ\text{C}.$$

λ და μ -ს სიდიდეებს (II—2) ცხრილიდან ვიღებთ 100°C ტემპერატურის მქონე კონდენსატის აფსკის შემთხვევისათვის:

$$\lambda = 0,587 \text{ კკალ/მ სთ}^\circ\text{C} \text{ და } \mu = 28,8 \cdot 10^{-6} \text{ კგ წმ}^2/\text{მ}^2,$$

წყლის ტენიანი ნაჯერი ორთქლის ცხრილებიდან კუთრი წონა ცხელა წყლისათვის (კონდენსატისათვის) $\gamma = 958$ კგ/მ³.

განხილული შემთხვევისათვის (II—74) ფორმულა გამოვიყენოთ შემდეგ სახით

$$\alpha_{\text{შვეული}} = 0,94 \sqrt[4]{\frac{\gamma^2 \cdot r \cdot \lambda^3}{\mu (t_s - t_3) \cdot h}}.$$

თუ (II—74) ფორმულაში შევიტანთ მასში შემავალი სიდიდეების მნიშვნელობებს (სიდიდეების განზომილებათა მხედველობაში მიღებით) მივიღებთ:

$$\alpha_{\text{შვეული}} = 0,943 \sqrt[4]{\frac{0,587^3 \cdot 958^3 \cdot 517,6 \cdot 3600}{28,8 \cdot 10^{-6} (132,9 - 60) \cdot 0,5}},$$

$$\alpha_{\text{შვეული}} = 4000 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ}^\circ\text{C}.$$

მაგალითი II—8. განვსაზღვროთ ორთქლის ქვაბში ერთი საათის განმავლობაში მიღებული ორთქლის რაოდენობა, როდესაც ქვაბის ხურების ზედაპირი $F = 100$ მ². ქვაბის კედლის ტემპერატურა $t_3 = 150^\circ\text{C}$, ხოლო ტენიანი ნაჯერი ორთქლის აბსოლუტური (სრული) წნევა ქვაბში $p = 3,69$ ატა.

ამოხსნა. ორთქლის ქვაბში არსებულ წნევას შეესაბამისება გაჯერების ტემპერატურა $t_s = 140^\circ\text{C}$, ხოლო ორთქლადქცევის სითბო $r = 512$ კკალ/კგ. ორთქლის ქვაბის ხურების ზედაპირისა და ორთქლის გაჯერების ტემპერატურათა შორის ტემპერატურული დაწნევა $\Delta t = t_3 - t_s = 150^\circ - 140^\circ = 10^\circ\text{C}$.

ამ შემთხვევისათვის გამოვიყენოთ დიდ მოცულობაში დულილისათვის გამოსაყენებელი გ. კრუეილინის ფორმულა $\alpha = A \cdot q^{0,7}$. ეს ფორმულა წყლის დულილის შემთხვევისათვის იღებს სახეს:

$$\alpha = 39 \cdot p^{0,5} \cdot \Delta t^{0,7} = 39 \cdot 3,69^{0,5} \cdot 10^{0,7} = 16 \cdot 10^3 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ}^\circ\text{C}.$$

ერთი საათის განმავლობაში ქვაბში მოთავსებულ წყალზე ქვების კედლის მთელი ხურების ზედაპირიდან კონვექციური თბოგაცემით გადასული სითბოს საათური რაოდენობა, ე. ი. თბური ნაკადი, განისაზღვრება ფორმულით:

$$Q = \alpha \cdot \Delta t \cdot F = 16 \cdot 10^3 \cdot 10 \cdot 10^2 = 16 \cdot 10^6 \text{ კკალ/სთ.}$$

ორთქლის ქვაბში ერთი საათის განმავლობაში მიღებული ორთქლის წონითი რაოდენობა

$$G = \frac{Q}{r} = \frac{16 \cdot 10^6}{512} = 3123 \text{ კგ/სთ.}$$

ორთქლის ქვაბის ხურების ზედაპირის დაძაბულობა

$$K = \frac{G}{100} = \frac{3123}{100} = 31,23 \text{ კგ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

თ ა ვ ი მ ე ს ა მ ი

თბურთი გამოსხივება

1. ზოგადი ცნებანი და განსაზღვრანი

ყველა სახის ნივთიერებანი, როგორც არიან მყარი სხეულები, სითხეები და აირები ხასიათდებიან თბური გამოსხივების უნარით, იმპირობით, თუ მათი ტემპერატურა აბსოლუტურ ნულზე მეტია. ამ სახით სითბოს გავრცელების ბუნება სრულიად განსხვავებულია კონვექციური და თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების ბუნებისაგან.

როგორც წინამდებარე წიგნის შესავალში იყო აღნიშნული კონვექციური და თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას თბური ენერჯიის გადატანა ხდება უძრავი ან მოძრავი მატერიალური ნაწილაკების საშუალებით. თბური სხივები კი წარმოადგენენ განსაზღვრული სიგრძის ელექტრომაგნიტურ ტალღებს, რომელთა გავრცელება შესაძლებელია აგრეთვე გაუზიარებულ სივრცეში—ვაკუუმშიაც.

თანამედროვე შეხედულებებით აღიარებულია, რომ თბური გამოსხივებისას თბური ენერჯიის გავრცელება ხდება ელექტრომაგნიტური ტალღებით, რომლებიც გახურებული ფიზიკური ნივთიერებით სივრცეში იგზავნიან. ეს პროცესი, როგორც აღნიშნული იყო, ძირფესვიანად განსხვავდება თბოგამტარობისა და კონვექციური თბოგაცემის მოვლენებისაგან და დაკავშირებულია ენერჯიის გარდაქმნასთან: გახურებულ, მაღალი ტემპერატურის მქონე სხეულში ადგილი აქვს თბური ენერჯიის გარდაქმნას სხივად ენერჯიად, ხოლო შედარებით დაბალი ტემპერატურის მქონე სითბოს მიმღებ სხეულში კი ადგილი აქვს მის ზედაპირზე დაცემული თბური სხივების ენერჯიის გარდაქმნას თბურ ენერჯიად.

დადგენილია, რომ თბური სხივები სივრცეში ვრცელდებიან სწორხაზობრივად სინათლის სიჩქარით. თბური გამოსხივების კანონები ახლოს არიან, ხოლო ზოგჯერ—გაიგივებული სინათლის გავრცელების კანონებთან.

სხივების კლასიფიკაციის საფუძვლად უდევს ზემოქმედება, რომელსაც ახდენენ სხივები სხეულზე დაცემისას. სხეულის მიერ ინფრაწითელი სხივების შთანთქმა მისი მასის გახურებას იწვევს. ცხადია, რომ, რაც უფრო მეტად იქნება გახურებული სხეული, მით უფრო მეტი თბური გამოსხივების უნარით იქნება იგი აღჭურვილი. ამიტომ ზოგჯერ თბურ გამოსხივებას „ტემპერატურულ გამოსხივებასაც“ კი უწოდებენ.

ცნობილია, რომ ამა თუ იმ სხეულზე სხივების დაცემისას სხივადი ენერჯიის ნაწილი აირეკლება, ხოლო ნაწილი სხეულის მასაში გატარდება. ვინაიდან თაუ-რი და ხილვადი ანუ სინათლის სხივების ბუნება ერთი და იგივეა, ამიტომ მათი ფიზიკური თვისებებიც ძირითადად აგრეთვე ერთნაირია. მათ შორის განსხვავება მხოლოდ ტალღების სიგრძეშია.

ხილვადი ანუ სინათლის სხივების ტალღების სიგრძე შეადგენს $0,4 \div 0,8 \mu$ (საერთოდ სხივების ტალღების სიგრძე იზომება მიკრონობით, $1 \mu = 0,001$ მმ), ხოლო თბური სხივების $0,8 \div 400 \mu$. მაშასადამე, ხილვადი სხივების გავრცე-ლებისათვის დადგენილი კანონები აგრეთვე მართებულია თბური სხივებისათ-ვისაც.

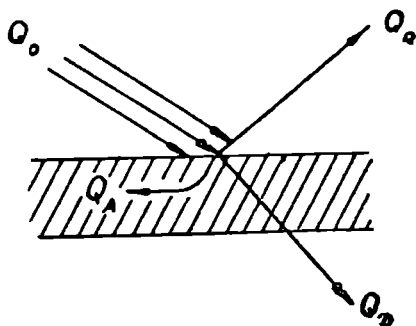
სხივადი ენერჯიის საზომ ერთეულად მიღებულია ამ ენერჯიის ისეთი რაოდენობა, რომელიც ერთი დიდი კალორიის ეკვივალენტურია.

სხეულის ზედაპირის ერთეულის მიერ დროის ერთეულში გამოსხივებუ-ლი ენერჯიის რაოდენობას სხეულის გამოსხივების ანუ სხივების უნარი ეწოდება

$$E = \frac{Q_0}{F} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.} \quad (\text{III}-1)$$

ზოგად შემთხვევაში სხეულზე ერთი საათის განმავლობაში თბური სხი-ვებით მოხვედრილი Q_0 სითბოს რაოდენობა იყოფა სამ ნაწილად: Q_R არეკე-ლილი, Q_A შთანთქმული და Q_D გატარებული (ნაქ. III-1). ასე რომ თბური ბა-ლანსისათვის შეიძლება დაიწეროს ტოლობა:

$$Q_0 = Q_R + Q_A + Q_D \quad (\text{III}-2)$$



ნაქ. III-1. სხეულის ზედაპირზე დაცემული სხივადი ენერჯიის განაწილება

(III-2) ტოლობის Q_0 -ზე გაყოფით, მივიღებთ

$$1 = \frac{Q_R}{Q_0} + \frac{Q_A}{Q_0} + \frac{Q_D}{Q_0} \quad (\text{ა})$$

თუ შემოვიღებთ აღნიშვნებს:

$$R = \frac{Q_R}{Q_0}, \quad A = \frac{Q_A}{Q_0} \quad \text{და} \quad D = \frac{Q_D}{Q_0},$$

მაშინ (ა) განტოლება მიიღებს სახეს:

$$R + A + D = 1. \quad (III-3)$$

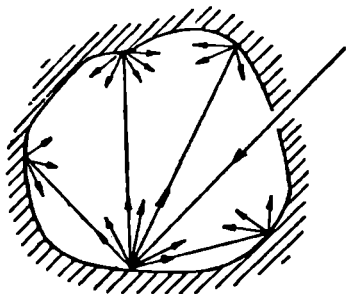
სადაც R არის არეკვლის კოეფიციენტი;

A —შთანქმის კოეფიციენტი;

D —შელწვეადობის (გამტარობის) კოეფიციენტი.

(III—3) განტოლებაში შემაჯალ R , A და D უგანზომილებო კოეფიციენტებს სხვანაირად სხეულის არეკვლის, შთანქმისა და გამტარობის უნარიანობა ეწოდება.

თუ (III—3) განტოლებაში $R=1$, ხოლო $A=0$ და $D=0$, მაშინ სხეულის ზედაპირზე მოხვედრილი სხივადი ენერგია მთლიანად აირეკლება. ამასთან სწორი არეკვლის შემთხვევაში სხეულის ზედაპირს ეწოდება აბსოლუტურად სარკოვანი, დიფუზიური არეკვლის შემთხვევაში აბსოლუტურად თეთრი.



ნაკ. III—2. აბსოლუტურად შავი სხეულის განხორციელება.

თუ $R=0$ და $D=0$ და, მაშასადამე, $A=1$, მაშინ სხეულის ზედაპირზე მოხვედრილი სხივადი ენერგია სხეულის მიერ მთლიანად შთაინთქმება. ასეთ სხეულებს აბსოლუტურად შავ ან მარტივად შავ სხეულებს უწოდებენ. აბსოლუტურად შავი სხეულის თვისება ახასიათებს ღრუ სხეულის კედელში მოთავსებულ ხვრეტს (ნაკ. III—2). ამ ხვრეტისათვის $A=1$, რადგან ის სხივადი ენერგია, რომელიც ხვრეტის საშუალებით სხეულის ღრუში მოხვდება, შეიძლება ითქვას, რომ მთლიანად შთაინთქმება.

თუ $D=1$, $R=0$ და $A=0$, მაშინ ზედაპირზე მოხვედრილი სხივადი ენერგია სხეულში მთლიანად გაივლის. ასეთ სხეულებს აბსოლუტურად შელწვეადს ანუ გამჭვირვალეს (დიათერმულს) უწოდებენ.

თბური სხივებისათვის ჰყარი სხეულები და სითხეები თითქმის გაუმჭვირვალე არიან, ხოლო ორატომიანი აირები კი თბური და სინათლის სხივებისათვის გამჭვირვალე არიან.

2. სტივან-გოლცჰანის კანონი

ტემპერატურის გადიდებასთან ერთად სხეულის გამოსხივების ანუ სხივების უნარიანობა იზრდება. აბსოლუტურად შავი სხეულისათვის ტემპერა-

ტურასა და გამოსხივების ენერგიას შორის დამოკიდებულება დადგენილია სტეფან-ბოლცმანის კანონით, რომლის მათემატიკური გამოსახულება შემდეგია:

$$E_0 = \sigma_0 \cdot T^4 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ,} \quad (\text{III}-4)$$

სადაც $\sigma_0 = 4,96 \cdot 10^{-8}$ კკალ/მ² სთ K⁴ არის აბსოლუტურად შავი სხეულის გამოსხივების მუდმივა. ტექნიკურ გაანგარიშებათა ჩასატარებლად (III-4) ფორმულას შემდეგ სახეს აძლევენ:

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ,} \quad (\text{III}-5)$$

სადაც $C_0 = \sigma_0 \cdot 10^8 = 4,96$ კკალ/მ² სთ °K⁴ არის აბსოლუტურად შავი სხეულის გამოსხივების კოეფიციენტი. მაშასადამე, სხეულის გამოსხივების ენერგია მისი აბსოლუტური ტემპერატურის მეოთხე ხარისხის პროპორციულია. ამ კანონს ხშირად მეოთხე ხარისხების კანონს უწოდებენ (ეს კანონი ექსპერიმენტული გზით 1889 წელს აღმოჩენილია სტეფანის მიერ, ხოლო 1894 წელს თეორიულად დასაბუთებულია ბოლცმანის მიერ).

3. პლანკის კანონი

ობური გამოსხივების ძირითადი კანონების დასადგენად საჭირო იყო ცოდნა, თუ როგორია განაწილებული გამოსხივების ენერგია ტალღების სიგრძეთა მიხედვით სხვადასხვა ტემპერატურის პირობებში.

მაშასადამე, საჭირო შეიქმნა

$$J_\lambda = \frac{dE_\lambda}{d\lambda} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ } \mu \quad (\text{ა})$$

სიდიდის ცვალებადობის შესწავლა სხვადასხვა ტემპერატურის დროს ტალღების სიგრძეთა მიხედვით.

J_λ სიდიდე იძლევა წარმოდგენას, თუ რა რაოდენობის გამოსხივების ენერგია მოდის აღებული სხივების ტალღის სიგრძის ერთეულზე და მას უწოდებენ გამოსხივების ინტენსიურობას.

როგორც ცდებმა გვიჩვენა გამოსხივების ენერგია არათანაბრადაა განაწილებული ტალღების სიგრძეთა მიხედვით.

განაწილების ეს კანონი 1902 წელს დადგენილ იქნა პლანკის მიერ და გრაფიკულად წარმოდგენილია ნაკ. III-3-ზე. აბსოლუტურად შავი სხეულის გამოსხივებისათვის პლანკის მონაცემებით:

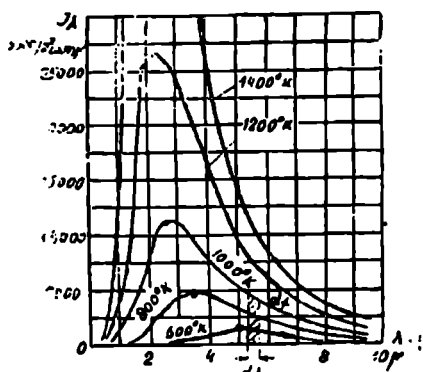
$$J_{\lambda_0} = c_1 \cdot \lambda^{-5} \cdot \left(e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} - 1 \right)^{-1} \quad (\text{ბ})$$

სადაც $e = 2,718$ არის ნატურალური ლოგარითმის ფუძე;

c_1 და c_2 -- მუდმივი სიდიდეები.

სხივების ტალღის მეტრობით გაზომვისას:

$$c_1 = 3,22 \cdot 10^{-16} \text{ და } c_2 = 1,44 \cdot 10^{-7}.$$



ნაკ. III-3. ტალღის სიგრძეზე აბსოლუტურად შავი სხეულის გამოსხივების ინტენსიურობის დამოკიდებულება

ვინის კანონის მიხედვით სხეულის T ტემპერატურასა და გამოსხივების მაქსიმალური ინტენსიურობის ტალღის λ_m სიგრძეს შორის დამოკიდებულება გამოისახება მარტივი ფორმულით:

$$\lambda_m \cdot T = 2,9 \text{ მმ გრად.} \quad (2)$$

4. ნაცრისფერი სხეულების გამოცხივება

ცნობილია, რომ რეალური სხეულები აბსოლუტურად შავ სხეულებთან შედარებით გამოსხივების ნაკლები ენერგიით ხასიათდებიან. პრაქტიკულ გაანგარიშებათა გამარტივებისათვის შემოღებულია ცნება ეგრეთ წოდებულ ნაც-

რისფერ გამოსხივებაზე ანუ ნაცრისფერ სხეულზე.

ნაცრისფერ გამოსხივებად იგულისხმება ისეთი გამოსხივება, რომელიც „შავი“ სხეულის ანალოგიურად იძლევა მთლიან სპექტრს, მაგრამ აბსოლუტურად შავ სხეულთან შედარებით ნებისმიერი ტემპერატურის დროს ტალღის ყოველი სიგრძისათვის სხივების ინტენსიურობა რამდენიმეჯერ ნაკლებია. რეალური მასალები, რომლებიც ტექნიკაში გვხვდებიან, შეიძლება ნაცრისფერ სხეულებად ჩაითვალოს.

ნაცრისფერი სხეულებისათვის გამოსხივების ენერგიის გასაანგარიშებელ (III-5) ფორმულას ეძლევა შემდეგი სახე:

$$E = C \left(\frac{T}{100} \right)^4 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.} \quad (III-6)$$

სადაც C კკალ/მ² სთ K^4 არის აღებული ნაცრისფერი სხეულის გამოსხივების კოეფიციენტი,

ბუნებაში არსებულ ყველა რეალურ სხეულს შავ სხეულთან შედარებით აქვს ნაკლები სიდიდის გამოსხივების კოეფიციენტი $C < C_0$. C გამოსხივების კოეფიციენტის მნიშვნელობები ზოგიერთი სხეულისათვის მოცემულია (III-1) ცხრილში.

ფარდობა

$$\frac{E}{E_0} = \frac{C}{C_0} = \epsilon, \quad (III-7)$$

ატარებს სხეულის სიშავის ხარისხის კოეფიციენტის სახელწოდებას და სხვადასხვა სხეულისათვის 0-დან 1-მდე იცვლება.

ზოგიერთი სხეულის ϵ სიშავის ხარისხის მნიშვნელობები მოცემულია (III-2) ცხრილში.

ცხრილი III-1)

C გამოხივების კოეფიციენტის მნიშვნელობები ზოგადრით სხეულისათვის

სხეულის მასალის დასახელება	ხედაპირის მდგომარეობა	ტემპერატურა °C	C კვადრატული მეტრი K ²
ფოლადი	სუფთად გაპრიალებული	40-250	1,31
ფოლადი	პრიალა	30-100	1,6
ფოლადი	დაქანგული	20-360	4,32
თუჯი	ხორკლებიანი, დაქანგული	40-250	4,39
წყალი	—	60	3,20
წითელი აგური	ხორკლებიანი	22	4,6
სილიკატური აგური	ხორკლებიანი	1100	4,0
ცეცხლგამძლე აგური	ხორკლებიანი	1100	3,5-3,7
სპილენძი	გაპრიალებული	50	0,53
სპილენძი	ხორკლებიანი	50	3,68

ცხრილი III-2)

ზოგადრით სხეულის α ხიშავის ხარისხის მნიშვნელობები

სხეულის მასალის დასახელება	ხედაპირის მდგომარეობა	ტემპერატურა °C	$\alpha = \frac{C}{C_0}$
ოქრო	კარგად გაპრიალებული	225-635	0,018-0,035
ვერცხლი	სუფთა, გაპრიალებული	225-625	0,0198-0,0324
სპილენძი	კარგად გაპრიალებული, ელექტროლიზური	85-115	0,018-0,023
სპილენძი	დაქანგული 650°C-ის დროს	200-600	0,57-0,87
ნიკელი	მეთუღი	185-1000	0,096-0,136
რკინა	გაპრიალებული	425-1020	0,144-0,377
წითელი აგური	მცირე სიმკისის ბორცვებით	20	0,93
თუჯი	გაჩარხული	830-990	0,6-0,7
ცეცხლგამძლე აგური	—	—	0,8-0,9
წყალი	—	0-100	0,95-0,963
გლუხეხედაპირიანი შინა	—	22	0,937

ნაკრისფერი სხეულის E გამოსხივების ენერგია აგრეთვე შეიძლება განისაზღვროს შემდეგი ფორმულით:

$$E = \varepsilon \cdot C_0 \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.} \quad (\text{III}-8)$$

5. კირხჰოფის კანონი

სხივების უნარის შეფარდება შთანთქმის უნართან ყველა სხეულისათვის ერთნაირია და დამოკიდებულია მხოლოდ ტემპერატურაზე; იგი უდრის აბსოლუტურად შავი სხეულის სხივების უნარს იმავე ტემპერატურის დროს:

$$\frac{E}{A} = \frac{E_0}{A_0} = E_0 = f(T), \quad (\text{III}-9)$$

სადაც E_0 და $A_0 = 1$ ეხება აბსოლუტურად შავ სხეულს.

(III-9) ფორმულიდან

$$A = \frac{E}{E_0}, \quad (\text{III}-10)$$

აქედან

$$E = A \cdot E_0.$$

გამოსხივების ენერგიისა და შთანთქმის კოეფიციენტს შორის აღნიშნულ დამოკიდებულებას კირხჰოფის კანონი ეწოდება.

(III-7) ფორმულის თანახმად

$$\frac{E}{E_0} = \varepsilon,$$

მაშასადამე,

$$A = \varepsilon, \quad (\text{III}-11)$$

ე. ი. ნებისმიერი სხეულის შთანთქმის კოეფიციენტი მისი სიშავის ხარისხის ტოლია,

(III-7) ტოლობიდან

$$\frac{E}{E_0} = \frac{C}{C_0}, \quad (\text{III}-12)$$

ხოლო (III-9) ტოლობიდან

$$\frac{E}{E_0} = \frac{A}{A_0}. \quad (\text{III}-13)$$

(III-12) და (III-13) ტოლობების საფუძველზე შეიძლება დაიწეროს:

$$\frac{C}{A} = \frac{C_0}{A_0}, \quad (\text{III}-14)$$

ე. ი. სხეულის C გამოსხივების კოეფიციენტი A შთანთქმის კოეფიციენტის პირდაპირ პროპორციულია.

(III-11) ტოლობის თანახმად $A = \varepsilon$, აბსოლუტურად შავი სხეულენისათვის $A_0 = 1$. მაშასადამე, (III-14) ტოლობიდან შეიძლება დაიწეროს:

$$C = A \cdot C_0 = \varepsilon \cdot C_0, \quad (III-15)$$

სადაც $C_0 = 4,96$ კკალ/მ² სთ °K⁴ არის აბსოლუტურად შავი სხეულის განოსხივების კოეფიციენტი.

6. სხივადი სითრუს ურთიერთგადაცემა სხეულებს შორის

განვიხილოთ ორი ბრტყელი ფირფიტის ზედაპირებს შორის სხივადი სითრუს ურთიერთგადაცემის შემთხვევა (ნაქ. III-4).

ამ ფირფიტების ზედაპირების ტემპერატურები, გამოსხივებისა და შთანქმის უნარიანობანი სათანადოდ აღვნიშნოთ; T_1, E_1, A_1 და T_2, E_2, A_2 -თი.

მარცხენა ფირფიტის ეფექტური ანუ ფაქტობრივი გამოსხივება აღვნიშნოთ $E_{1, ეფ}$, ხოლო მარჯვენა ფირფიტის $E_{2, ეფ}$. დაუშვებთ რა, რომ ფირფიტების შეღწევა-დობის კოეფიციენტი $D=0$, შეიძლება განსაზღვროს ფირფიტების მიერ შთანქმული სხივად თბურ ენერჯიათა სიდიდე.

პირველი ფირფიტის ეფექტური გამოსხივება შეიძლება განისაზღვროს ტოლობით:

$$E_{1, ეფ} = E_1 + (1 - A_1) \cdot E_{2, ეფ}. \quad (ა)$$

ანალოგიურად მეორე ფირფიტისათვის:

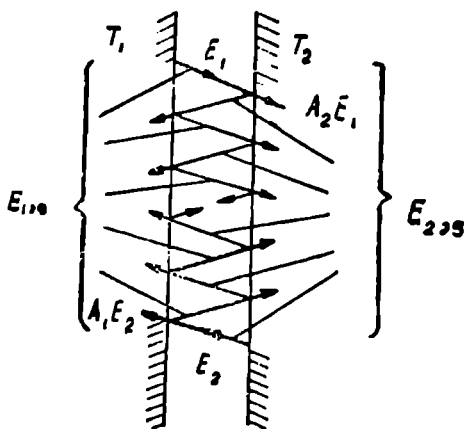
$$E_{2, ეფ} = E_2 + (1 - A_2) \cdot E_{1, ეფ}. \quad (ბ)$$

(ა) და (ბ) განტოლებების გადაწყვეტა $E_{1, ეფ}$ და $E_{2, ეფ}$ უცნობების მნიშვნელობების განსაზღვრის საშუალებას იძლევა. სათანადო გარდაქმნათა შედეგად მივიღებთ:

$$E_{1, ეფ} = \frac{E_1 + E_2 - A_1 \cdot E_2}{A_1 + A_2 - A_1 \cdot A_2}. \quad (გ)$$

ანალოგიური გარდაქმნებით მივიღებთ;

$$E_{2, ეფ} = \frac{E_1 + E_2 - A_2 \cdot E_1}{A_1 + A_2 - A_1 \cdot A_2}. \quad (დ)$$



ნაქ. III-4. ორ ფირფიტას შორის ურთიერთგაპირისხივების სქემა

(ვ) და (დ) განტოლებების გამოყენებით შეგვიძლია განვსაზღვროთ პირველი ფირფიტისათვის თბური ბალანსის განტოლება:

$$q_{1,2} = E_{1,2} - E_{2,2} = \frac{A_1 E_1 - A_1 \cdot E_2}{A_1 + A_2 - A_1 \cdot A_2} \quad (9)$$

გამოვიყენებთ რა აღებული ფირფიტებისათვის ნაცრისფერი სხეულების მიმართ გამოყენებულ მეოთხე ხარისხების კანონს, შეგვიძლია დავწეროთ:

$$E_1 = C_1 \cdot \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 = A_1 C_0 \cdot \left(\frac{T_1}{100} \right)^4,$$

და

$$E_2 = C_2 \cdot \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 = A_2 \cdot C_0 \cdot \left(\frac{T_2}{100} \right)^4$$

თბური ბალანსის განტოლება შეიძლება დაყვანილ იქნეს სახემდე:

$$\begin{aligned} q_{1,2} &= \frac{A_1 \cdot A_2 \cdot C_0}{A_1 + A_2 - A_1 \cdot A_2} \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = \\ &= A_{\text{დაყ}} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.} \end{aligned} \quad (III-16)$$

ან, სხვანაირად,

$$q_{1,2} = C_{\text{დაყ}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.} \quad (III-17)$$

(III-16) ფორმულაში $A_{\text{დაყ}}$ -ით აღნიშნულია შთანქმის დაყვანილი კოეფიციენტი მოცემულ სხეულთა სისტემისათვის:

$$A_{\text{დაყ}} = \frac{A_1 \cdot A_2}{A_1 + A_2 - A_1 \cdot A_2}, \quad (III-18)$$

ან, უფრო მარტივად,

$$\frac{1}{A_{\text{დაყ}}} = \frac{1}{A_2} + \frac{1}{A_1} - 1, \quad (III-19)$$

(III-11) ფორმულის საფუძველზე, (III-19) ფორმულა შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$\frac{1}{\varepsilon_{\text{დაყ}}} = \frac{1}{\varepsilon_2} + \frac{1}{\varepsilon_1} - 1, \quad (III-19a)$$

ან, სხვანაირად

$$\varepsilon_{\text{დაყ}} = \frac{\varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2}{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2} \quad (III-19b)$$

(III-17) ფორმულაში $C_{\text{დაყ}}$ აღნიშნულია ამ სისტემის გამოსხივების დაყვანილი კოეფიციენტი:

$$C_{\text{დაყ}} = A_{\text{დაყ}} \cdot C_0$$

თუ უკანასკნელ ტოლობაში (III-18) ფორმულიდან შევიტანო A_{22} მნიშვნელობას მივიღებთ:

$$C_{ფაყ} = \frac{A_1 \cdot A_2 \cdot C_0}{A_1 + A_2 - A_1 \cdot A_2} \quad (III-20)$$

(III-20) ფორმულა შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$\frac{1}{C_{ფაყ}} = \frac{1}{A_{ფაყ} \cdot C_0} = \frac{1}{A_2 C_0} + \frac{1}{A_1 C_0} - \frac{1}{C_0} \quad (III-20a)$$

ან სხვანაირად

$$\frac{1}{C_{ფაყ}} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_1} - \frac{1}{C_0} \quad (III-20b)$$

(III-16) და (III-17) ფორმულები სათანადო ჩასმებისა და გარდაქმნების შედეგად შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$q_{1,2} = \varepsilon_{ფაყ} \cdot \sigma_0 \cdot (T_1^4 - T_2^4) \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ,} \quad (III-16a)$$

და

$$q_{1,2} = \varepsilon_{ფაყ} \cdot (T_1^4 - T_2^4) \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ,} \quad (III-17a)$$

სადაც $\varepsilon_{ფაყ} = \varepsilon_{ფაყ} \cdot \sigma_0$ არის სხეულთა სისტემის გამოსხივების მუდმივა.

დროის ერთეულში ფირფიტის ერთი ზედაპირიდან მეორეზე გადაცემული სითბოს სრული რაოდენობა როდესაც $T_1 > T_2$ -ზე ისაზღვრება შემდეგი ფორმულით (აღებულ შემთხვევაში $F_1 = F_2 = F$):

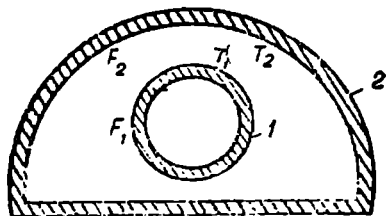
$$\begin{aligned} Q_{1,2} &= q_{1,2} \cdot F = C_{ფაყ} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot F = \\ &= C_0 \cdot \varepsilon_{ფაყ} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot F \text{ კკალ/სთ.} \end{aligned} \quad (III-21)$$

(III-16a) და (III-17a) ფორმულების მხედველობაში მიღებით (III-21) ფორმულა შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$\begin{aligned} Q_{1,2} &= \varepsilon_{ფაყ} \cdot \sigma_0 \cdot (T_1^4 - T_2^4) \cdot F = \\ &= \varepsilon_{ფაყ} (T_1^4 - T_2^4) \cdot F \text{ კკალ/სთ.} \end{aligned} \quad (III-22)$$

რეალურ პროცესებში გამომასხივებელი სხეულების კონფიგურაცია და ურთიერთგაადგილება შეიძლება იყოს უსასრულოდ სხვადასხვანაირი. მარტივი შემთხვევებიდან შეიძლება განვიხილოთ სხეულსა და მის გარემომცველ შეკრულ ზედაპირს შორის ურთიერთგამოსხივება (ნაგ. III-5).

F_1 -ით აღვნიშნოთ პირველი სხეულის (ორთქლსადენის) გარე ზედაპირის ფართობი, ხოლო F_2 -თი მეორე შეკრული ზედაპირის მკონე (ბეტონის არხი) სხეულის შიგა ზედაპირის ფართობი. F_1 არ უდრის F_2 -ს. მაშინ (III-21) ფორმულა დაიწერება შემდეგი სახით:



ნაგ. III-5. სხეულებს შორის სპილენძის ურთიერთგაადგილების სტრუქტურული სივრცის შემთხვევაში

$$\begin{aligned} \zeta_{1,2} &= \varepsilon_{\text{დაყ}} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot F_1 = \\ &= C_{\text{დაყ}} \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot F \text{ კკალ/სთ,} \end{aligned} \quad (\text{III}-21 \text{ ა})$$

სადაც

$$\varepsilon_{\text{დაყ}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}, \quad (\text{III}-21 \text{ ბ})$$

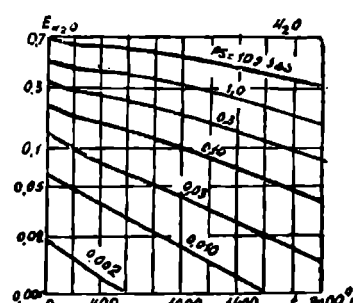
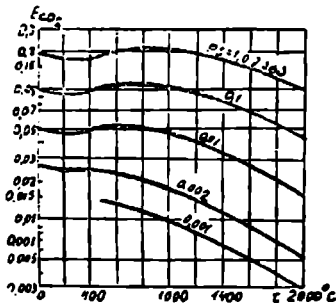
და

$$C_{\text{დაყ}} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \cdot \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0} \right)}. \quad (\text{III}-21 \text{ გ})$$

7. სამატომიანი აირების გამოსხივება

საცეცხლეში სათბობის წვის შედეგად მიღებულ აირთან ნაწარმში შე-
შავალ (CO_2 , H_2O და SO_2) სამატომიან აირებს აქვთ სხივადი ენერჯიის შთან-
თქმის უნარი. ორატომიანი აირები კი პრაქტიკულად თბოგამჟვრივალე ანუ
ღიათერმული არიან, სხივად ენერჯიას არც შთანთქამენ და არც გამოსხივებენ.

სამატომიან აირების მიერ სხივადი ენერჯიის შთანთქმა ხდება სხივის მიმარ-
თულების გასწვრივ, ე. ი. აირის მთელ მოცულობაში. ყოველი აირი შთანთქამს
მხოლოდ მისთვის დამახასიათებელი ტალღების სიგრძეების ზოგიერთ სხივს.



ნაქ. III-6. t-სა და p.s-ის მიხედვით CO_2 -სა და H_2O -ს ε სიშავის ხარისხის ნომოგრამები

ამ აირების მიერ გამოსხივების გაანგარიშება ხდება (III-8) ფორმულის მიხედვით:

$$E = \varepsilon \cdot C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

მაგრამ აირებისათვის ε სიშავის ხარისხის ან მისი ტოლი A შთანთქმის კოე-
ფიციენტის სიდიდე დამოკიდებულია T ტემპერატურასა და p.s ნაწარვლზე,
სადაც p არის ნაწარვში შემავალი კონკრეტული აირის პარკიული წნევა, ხო-
ლო s — აირის სისქე. ნაქ. (III-6)-ზე მოცემულია ნომოგრამები, რომლებიც

1 ტემპერატურისა და $p \cdot s$ ნაზრავლის მიხედვით CO_2 -სა და HCl -ს ε სიშავის ხარისხის განსაზღვრის საშუალებას იძლევიან.

**8. ცნება საცეცხლეში სხივებით სითბოს გავრცელების
გაანგარიშების შესახებ**

თბური ენერგიის მისაღებად საცეცხლეებში მიმდინარეობს სხვადასხვა სახის სათბობების დაწვის პროცესი. სათბობის წვის შედეგად მიღებული თბური ენერგიის განსაზღვრული ნაწილი ორთქლის ქვაბის ხურების ზედაპირს სხივადი თბური ენერგიის სახით გადაეცემა. ორთქლის ქვაბებისა და საერთოდ თბოგადამცემი აპარატების ხურების ზედაპირის იმ ნაწილს, რომელიც სითბოს ლეზულობს სხივადი ენერგიის სახით, რადიაციული ხურების ზედაპირი ეწოდება და აღინიშნება H_k -ით.

თანამედროვე წყალმილებიანი და პირდაპირი დინების მაღალი წნევის ქვაბების ხურების ზედაპირები გარედან გასაცხელებელი მილებისაგან შედგებიან, ამიტომ ასეთი ქვაბების ხურების რადიაციული ზედაპირიც აღნიშნული მილებით იქმნება. აღნიშნული ორთქლის ქვაბების საცეცხლეებში თბოგადამცემის ძირითად სახედ შეიძლება მიღებულ იქნეს სხივებით სითბოს გავრცელება, რადგან შესაძლებელია სითბოს გავრცელების სხვა სახის უგულვებელყოფა მათი შეუდარებლად სიმცირის გამო.

საცეცხლეს კამერაში თბოგადამცემის გაანგარიშების რამდენიმე მეთოდი არსებობს. მაგალითად, სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური ინსტიტუტის მეთოდი ეყრდნობა თბური ბალანსისა და თბოგადამცემის განტოლებებს.

საცეცხლეს აირებით ერთი საათის განმავლობაში სხივადი ენერგიის მიმღებ H_k ზედაპირზე გადაცემული სითბოს რაოდენობა განისაზღვრება განტოლებით:

$$Q_k = \varepsilon_j \cdot \varepsilon_f \cdot C_n \cdot H_k \left[\left(\frac{\bar{T}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right] \text{ კკალ/სთ.} \quad (111-23)$$

სადაც ε_j არის სხივადი თბური ენერგიის მიმღები ზედაპირის სიშავის ხარისხი;

ε_f — საცეცხლე არეს სიშავის ხარისხი;

H_k — სხივადი თბური ენერგიის მიმღები რადიაციული ხურების ზედაპირი;

\bar{T} — საცეცხლეს სივრცის საშუალო ტემპერატურა;

T_3 — რადიაციული ხურების ზედაპირის ტემპერატურა.

სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური ინსტიტუტის მონაცემებით საცეცხლეს სივრცის \bar{T} საშუალო ტემპერატურა ისაზღვრება ფორმულით:

$$\bar{T} = \tau \sqrt{T_1 \cdot T_2} \quad (a)$$

სადაც T_1 არის სათბობის წვის თეორიული ტემპერატურა;

T_2 — აირების ტემპერატურა საცეცხლედან გამოსასვლელ კვეთში;

τ — ცდების შედეგად მიღებული კოეფიციენტი.

(ა) ფორმულა ემპირიულია და უოველთვის არ იძლევა დაზუსტყოფილებელ შედეგს. (111—23) ფორმულაში საცეცხლე არეს ε_j სიშავის ხარისხი ისაზღვრება

ღერება, როგორც CO_2 დი HO_2 -ს სიშავის ხარისხების ჯამი, რაც ხშირად არ ემთხვევა უშუალოდ ცდებით მიღებულს. საცეცხლეში თბოგადაცემის განგარიშების ცენტრალური ქვაბტურბინის ინსტიტუტის მეთოდი ეყრდნობა ემპირიულ ფორმულას:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{B_0^{0.4}}{1 + B_0^{0.8}} \quad (\text{III}-24)$$

სადაც $B_0 = \frac{B \cdot V_{\text{თბ}} \cdot \tau}{\varepsilon \cdot \sigma_{\text{ს}} \cdot T_1^3 \cdot H_{\text{თ}}}$ არის ბოლცმანის კრიტერიუმი;

B კვ/სთ—სათბობის საათური ხარჯი;

$V_{\text{თბ}}$ მ³/კვ—1 კვ სათბობის წვის შედეგად მიღებული საცეცხლე აირების მოცულობა ნორმალურ პირობებში;

ε —საცეცხლე აირების საშუალო მოცულობითი თბოტევადობა;

$\sigma_{\text{ს}}$ —საცეცხლე არეს პირობითი სიშავის ხარისხი.

საცეცხლეში სხივადი სითბოს გავრცელების გასანგარიშებლად შეიძლება გამოვიყენოთ (III-21) და (III-22) ორი ურთიერთპარალელური ფირფიტისათვის დაწერილი ფორმულები:

$$Q_{1,2} = C_{\text{დაყ}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot F \text{ კვალ/სთ.}$$

და

$$C_{1,2} = c_{\text{დაყ}} (T_1^4 - T_2^4) \cdot F \text{ კვალ/სთ.}$$

საცეცხლეში სხივებით სიაბაზს გავრცელების გაანგარიშებისათვის უკანასკნელ ფორმულებში უნდა შევიცვალოს ზოგიერთი აღნიშვნა:

$Q_{1,2}$ -ის ნაცვლად უნდა შევიტანოთ $Q_{\text{სხ}}$ (ერთ საათში გადაცემული სხივადი სითბოს რაოდენობა);

F ის ნაცვლად უნდა შევიტანოთ $F_{\text{სხ}}$;

T_1 -ის ნაცვლად \bar{T} (საცეცხლეს სივრცის საშუალო ტემპერატურა);

$c_{\text{დაყ}}$ -ის ნაცვლად შევიტანოთ $c_{\text{სხ}}$ (საცეცხლეს გამოსხივების მუდმივა);

T_2 -ს ნაცვლად შევიტანოთ $T_{\text{ს}}.$

ამ აღნიშვნების მხედველობაში მიღებით (III-22) ფორმულა დაიყვანება შემდეგ სახედზე:

$$Q_{\text{სხ}}^b = c_{\text{სხ}} \cdot (\bar{T}^4 - T_{\text{ს}}^4) \cdot H_{\text{სხ}} \text{ კვალ/სთ,}$$

აქედან

$$H_{\text{სხ}} = \frac{Q_{\text{სხ}}^b}{c_{\text{სხ}} \cdot (\bar{T}^4 - T_{\text{ს}}^4)} \text{ მ}^2. \quad (\text{III}-25)$$

ორტელის ქვაბების საცეცხლეს გაანგარიშებისათვის შეიძლება გამოყენებულ იქნეს სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური ინსტიტუტის მიერ რეკომენდებული გამართივებული ფორმულა:

$$H_{\text{სხ}} = \frac{Q_{\text{სხ}}^b}{\tau \cdot c_{\text{სხ}} \cdot \bar{T}^4}. \quad (\text{III}-25a)$$

უკანასკნელ ფორმულაში მიღებულია, რომ $T_{\text{სხ}} = 0$, მაგრამ ფორმულაში შეყვანილია შემასწორებელი მაშრაველი $\tau < 1$.

აუ მოცემულია კვამლის აირების ტემპერატურა საცეცხლედან გამოსასვლელ კვეთში, პრაქტიკული გაანგარიშებისას თბური სხივების მიწლები რადიაციული ხურების ზედაპირის ფართობი, მაშინ სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური კვებტურბინის ინსტიტუტების მიერ უკანასკნელ დროს გამოქვეყნებული საქვაბე ავრეგატების თბური გაანგარიშების ნორმატიული მეთოდის მიხედვით გაიანგარიშება ფორმულით:

$$H_6 = 0,79 \cdot 10^8 \cdot \frac{B_6 \cdot Q_{66}}{\zeta a_m T_m'' \cdot T_a^3} \sqrt[3]{\left(\frac{T_a}{T_m''} - 1\right)^2} \quad \text{მ}^3. \quad (\text{III}-26)$$

აუ მოცემულია თბური სხივების მიწლები H_6 რადიაციული ხურების ზედაპირის ფართობი, მაშინ იმავე მონაცემებით კვამლის აირების ტემპერატურა საცეცხლედან გამოსასვლელ კვეთში გაიანგარიშება ფორმულით:

$$T_m'' = \frac{T_a}{\left(\frac{1,27 \cdot 10^{-8} \cdot \zeta \cdot H_6 \cdot a_m \cdot T_a^3}{\varphi \cdot B_6 \cdot V c_{66}}\right)^{0,6} + 1} - 273 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (\text{III}-27)$$

(III-26) და (III-27) ფორმულებში მიღებულია შემდეგი აღნიშვნები:

B_6 — არის მექანიკური არასრული წვის მხედველობაში მიღებით გაანგარიშებული სათბობის საათური ხარჯი, კგ/სთ;

Q_{66} — 1 კგ სათბობზე მოსული საცეცხლეში სხივფენით გადაცემული სითბო კკალ/კგ;

ζ — რადიაციული ხურების ზედაპირის გაქუქუიანების პირობითი კოეფიციენტი;

$V c_{66}$ — ($m_m'' - m_a$) ტემპერატურათა ინტერვალში ერთი კილოგრამი სათბობის წვის შედეგად მიღებული წვის ნაწარმის საშუალო ჯამური მოცულობითი თბოტევადობა კკალ/კგ გრად;

a_m — საცეცხლეს სიშავის ხარისხი;

T_m'' — საცეცხლედან გამოსასვლელ კვეთში კვამლის აირების ტემპერატურა, $^{\circ}\text{K}$;

T_a — სათბობის წვის თეორიული აბსოლუტური ტემპერატურა, პირობითი იღება იმ ტემპერატურის ტოლი, რომელიც მიიღებოდა ადიანაბტური წვის პროცესის დროს, $^{\circ}\text{K}$;

φ — სითბოს შენარჩუნების კოეფიციენტი, რომელიც ისახლვრება ფორმულით

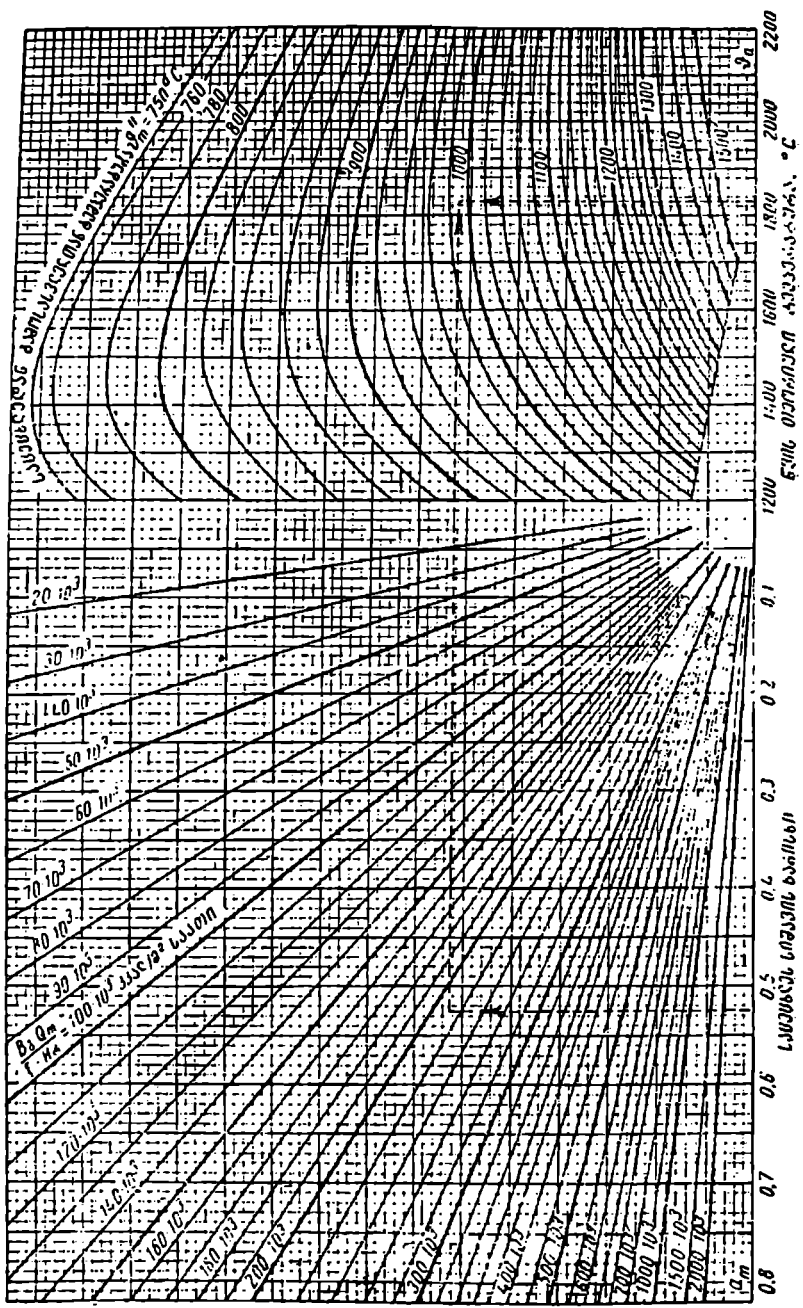
$$\varphi = 1 - \frac{q_6}{100}, \text{ სადა } q_6 \text{ არის საცეცხლეს მიერ სითბოს დანაკარგი გარემოში.}$$

შერშენეის პნემატიკური საცეცხლეს და ანთრაციტის შრეობრივი წვისათვის საცეცხლეს გაანგარიშებისას რიცხობრივი კოეფიციენტების მნიშვნელობები იღება (III-26) ფორმულაში $0,60 \cdot 10^8$ და (III-27) ფორმულაში $1,70 \cdot 10^{-8}$.

ყველა სახის საცეცხლესათვის, რომელთა გაანგარიშება ხდება (III-26) და (III-27) ფორმულებში შემავალი კოეფიციენტების უცვლელად გამოყენებით, m_m'' და H_6 სიდიდეები შეიიღება განსახლვრულ იქნეს (III-1) ნომოგრამის მიხედვით.

სატექსტურობის თბოვადობის განგებობა

ნომერია (111-1)



0.01 0.02 0.05 0.1 0.2 0.5 1 2 5 10
 10 20 50 100 200 500 1000 2000
 0.05 0.1 0.2 0.5 1 2 5 10 20 50 100 200 500 1000 2000
 0.05 0.1 0.2 0.5 1 2 5 10 20 50 100 200 500 1000 2000

t_0 °C წვის თეორიული ტემპერატურა ისაზღვრება საცეცხლეში 1 კგ სათბობის წვის შედეგად გამოყოფილი სასარგებლო $Q_{\text{ს}}$ სითბოს მიხედვით.

მაგალითი III—1. განვსაზღვროთ აბსოლუტურად შავი სხეულის E_0 გამოსხივების უნარი, თუ სხეულის ტემპერატურა $t = 800^\circ \text{C}$. სხეულის გამოსხივების უნარის განსაზღვრას მოვახდენთ (III—5) ფორმულის მიხედვით:

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

მაგალითის პირობის თანახმად სხეულის ტემპერატურა

$$T = 800 + 273 = 1073^\circ \text{K}.$$

აბსოლუტურად შავი სხეულის გამოსხივების კოეფიციენტი $C_0 = 4,96$ კკალ/მ² სთ °K⁴.

(III—5) ფორმულაში სათანადო მნიშვნელობების შეტანის შემდეგ მივიღებთ:

$$E_0 = 4,96 \left(\frac{1073}{100} \right)^4 = 4,96 \cdot 10,73^4 = 6550 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

მაგალითი III—2. განვსაზღვროთ ვერცხლის C გამოსხივების კოეფიციენტის მნიშვნელობა. ვერცხლის გახურების ტემპერატურა $t = 625^\circ \text{C}$.

C გამოსხივების კოეფიციენტის განსაზღვრა შეიძლება უშუალოდ ცხრილიდან, მაგრამ მის განსაზღვრას მოვახდენთ (III—15) ფორმულის საშუალებით:

$$C = \varepsilon \cdot C_0.$$

ε სიშავის ხარისხის მნიშვნელობას გახურებული ვერცხლისათვის ვსაზღვრავთ (III—2) ცხრილიდან, $\varepsilon = 0,0324$. ცნობილია, რომ $C_0 = 4,96$ კკალ/მ² სთ °K⁴. უკანასკნელ ტოლობაში სათანადო მნიშვნელობების შეტანის შემდეგ მივიღებთ:

$$C = 0,0324 \cdot 4,96 = 0,16 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ } ^\circ\text{K}^4.$$

მაგალითი III—3. განვსაზღვროთ სხივადი სითბოს ურთიერთგადაცემა ორ პარალელურ ფირფიტას შორის, რომლებსაც საკმაოდ მნიშვნელოვანი ზომები აქვთ მათ შორის მანძილთან შედარებით. დავუშვათ, რომ პირველი ფირფიტა დამზადებულია ცეცხლგამძლე აგურისაგან, რომლის ტემპერატურა $t_1 = 800^\circ \text{C}$. მეორე ფირფიტა კი წარმოადგენს კარგად გაპრიალებულ სპილენძს, რომლის ტემპერატურა $t_2 = 80^\circ \text{C}$. (III—2) ცხრილის მიხედვით ε სიშავის ხარისხის კოეფიციენტები $\varepsilon_1 = 0,8$ და $\varepsilon_2 = 0,018$. დავუშვათ, რომ $F_1 = F_2 = F = 2$ მ².

აღებულ ორ ფირფიტას შორის გამოსხივებით სითბოს ურთიერთგადაცემის დროს პირველი ფირფიტიდან მეორე ფირფიტაზე გამოსხივებით გადაცემული სითბოს რაოდენობა განისაზღვრება (III—21) ფორმულით:

$$Q_{1,2} = C_0 \cdot \varepsilon_{\text{დავ}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot F \text{ კკალ/სთ.}$$

(III—19ბ) ფორმულის თანახმად:

$$C_{\text{დაყ}} = \frac{\varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2}{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2} = \frac{0,8 \cdot 0,018}{0,8 + 0,018 - 0,8 \cdot 0,018} = 0,018.$$

(III—21) ფორმულაში სათანადო მნიშვნელობების შეტანის შემდეგ მივიღებთ:

$$Q_{1,2} = 4,96 \cdot 0,018 \left[\left(\frac{1073}{100} \right)^4 - \left(\frac{353}{100} \right)^4 \right] \cdot 2 = 2330 \text{ კკალ/სთ.}$$

მაგალითი III—4. სათავსოში დგას ფოლადის თბოგადამცემი, რომლის გეომეტრიული ფორმა არის კუბი; ერთი წახნაგით თბოგადამცემი დგას საძირკველზე, ე. ი. თბოგადამცემი სათავსოს სივრცეში გამოსხივებას აწარმოებს მისი 5 წახნაგის საშუალებით. თბოგადამცემის ერთი წახნაგის ფართობი არის 1 მ², ე. ი. მისი გამომასხივებელი წახნაგების ფართობი $F_1 = 5 \cdot 1 = 5$ მ².

სათავსოს ზომები ეთქვათ არის $l = 10$ მ, $b = 8$ მ და სიმაღლე $h = 6$ მ, ე. ი. $F_2 = 376$ მ². თბოგადამცემის კედლების ტემპერატურა $t_1 = 100^\circ\text{C}$, ხოლო სათავსოს კედლების ტემპერატურა $t_2 = 25^\circ\text{C}$.

განვსაზღვროთ ერთი საათის განმავლობაში თბოგადამცემი აპარატისა და სათავსოს კედლებს შორის თბოგადაცემა გამოსხივებით.

თბოგადამცემის კედლებიდან სათავსოს კედლებზე გამოსხივებით გადაცემული სითბოს რაოდენობა ერთი საათის განმავლობაში გამოიანგარიშება (III—21ა) ფორმულით:

$$Q_{1,2} = C_{\text{დაყ}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot F_1 \text{ კკალ/სთ.}$$

$C_{\text{დაყ}}$ სიდიდე განისაზღვრება (III—21გ) ფორმულით:

$$C_{\text{დაყ}} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0} \right)}$$

თბოგადამცემის ფოლადის კედლებისათვის (III—1) ცხრილის მიხედვით $C_1 = 4,32$, ხოლო სათავსოს წითელი აგურის კედლებისათვის იმავე ცხრილის მიხედვით $C_2 = 4,6$.

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{5}{376} = 0,0133.$$

(III—21გ) ფორმულაში სათანადო მნიშვნელობების შეტანით მივიღებთ:

$$C_{\text{დაყ}} = \frac{1}{\frac{1}{4,32} + 0,0133 \left(\frac{1}{4,6} - \frac{1}{4,96} \right)} = 4,32.$$

(III—21ა) ფორმულაში სათანადო მნიშვნელობების შეტანის შემდეგ მივიღებთ:

$$Q_{1,2} = 4,32 \left[\left(\frac{373}{100} \right)^4 - \left(\frac{298}{100} \right)^4 \right] \cdot 5 = 2480 \text{ კკალ/სთ.}$$

თ ა ვ ი მ ე ო თ ხ ს

ათული თბოგაცემა და თბოგადაცემა

1. ძირითადი ცნებანი ათულ თბოგაცემაზე

წინა თავებში განხილული იყო თბოგადაცემის სამი სახე: თბოგამტარობა, კონვექცია და თბური გამოსხივება. თბოგადაცემის ასეთ სახეებად დაყოფა მხოლოდ მეთოდოლოგიური ხერხია. რეალურ პროცესებში ეს მოვლენები ერთდროულად მიმდინარეობენ და, ცხადია, გარკვეულ გავლენას ახდენენ ერთიმეორეზე. კედელსა და მის გასწვრივ მოძრავ აირს შორის რთული თბოგაცემის პროცესი თბოგამტარობის, კონვექციისა და თბური გამოსხივების ერთობლივი მოქმედების შედეგს წარმოადგენს. ასეთ შემთხვევაში ხშირად პირველხარისხოვან მოვლენად კონვექციას მიიღებენ, ხოლო მეორეხარისხოვანად თბურ გამოსხივებას და თბოგამტარობას, რომლებსაც უმეტეს შემთხვევებში უგულვებელყოფენ. თუ სითხის ან აირის ნაკადის ტემპერატურას აღვნიშნავთ t_6 -ით, ხოლო სითბოს მიმღები კედლის ტემპერატურას t_3 -ით, მაშინ კუთრი თბური ნაკადი სითხის ან აირის ნაკადიდან კედლის ზედაპირზე თბოგაცემის საშუალებით განისაზღვრება ფორმულით:

$$q_{\text{კონვ}} = \alpha_{\text{კონვ}} (t_6 - t_3) \quad \text{კკალ/მ}^2 \text{ სთ.} \quad (ა)$$

კუთრი თბური ნაკადი სითხიდან ან აირიდან კედლის ზედაპირზე თბური გამოსხივების შემთხვევაში განისაზღვრება ფორმულით:

$$q_{\text{გამოსხ}} = \varepsilon \cdot C_0 \left[\left(\frac{T_6}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right] \quad \text{კკალ/მ}^2 \text{ სთ.} \quad (ბ)$$

სრული კუთრი თბური ნაკადის სიდიდე განისაზღვრება ტოლობით:

$$q_{\text{სრ}} = (q_{\text{კონვ}} + q_{\text{გამოსხ}}) \quad \text{კკალ/მ}^2 \text{ სთ.} \quad (გ)$$

ან

$$q_{\text{სრ}} = \alpha_{\text{კონვ}} (t_6 - t_3) + \varepsilon C_0 \left[\left(\frac{T_6}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right]. \quad (დ)$$

ვინაიდან $t_6 - t_3 = T_6 - T_3$, ამიტომ იუ (დ) განტოლების მარჯვენა მხარეიდან $(t_6 - t_3)$ სიდიდეს ფრჩხილებს გარეთ გამოვიტანთ. მივიღებთ:

$$q_{\text{სრ}} = \left\{ \alpha_{\text{კონვ}} + \varepsilon C_0 \left[\frac{\left(\frac{T_6}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_3}{100}\right)^4}{T_6 - T_3} \right] \right\} (t_6 - t_3), \quad (9)$$

ან

$$q_{\text{სრ}} = (\alpha_{\text{კონვ}} + \alpha_{\text{გამოსხ}}) (t_6 - t_3) = \alpha_{\text{სრ}} \cdot (t_6 - t_3), \quad (IV-1)$$

სადაც $\alpha_{\text{კონვ}}$ არის კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი;

$\alpha_{\text{გამოსხ}}$ — თბური გამოსხივებით თბოგაცემის კოეფიციენტი;

$\alpha_{\text{სრ}}$ — თბოგაცემის სრული კოეფიციენტი.

ზემოაღნიშნულის მიუხედავად ცალკეულ შემთხვევაში პირველხარისხოვნად იხილავენ გამოსხივებით სითბოს გაცემას, ხოლო კონვექციას — მეორეხარისხოვნად.

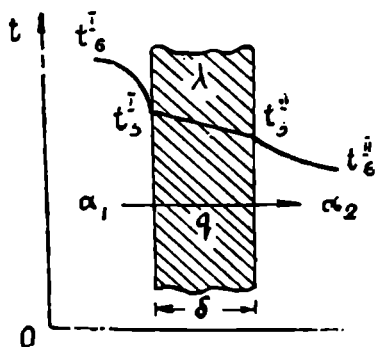
სითბოს გავრცელების პროცესი ძლიერ რთულდება, თუ განვიხილავთ სითბოს გადაცემას ცხელ არედან ცივ არეზე მყარი კედლის საშუალებით. ასეთ მოვლენას ადგილი აქვს ორთქლის ქვაბებში; სითბო ცხელი აირებიდან კონვექციით და გამოსხივებით სადული მილების კედლების გარე ზედაპირს გადაეცემა. თვით მილების კედლებში სითბო გაივლის მხოლოდ თბოგამტარობით, ხოლო მილების შიგა ზედაპირიდან წყალს სითბო კონვექციით გადაეცემა.

ზემოაღნიშნულიდან გამომდინარეობს, რომ თბოგამტარობა, კონვექცია და თბოგამოსხივება თბოგადაცემის, როგორც ზოგადი პროცესის, კერძო შემთხვევებია.

ამ ზოგად პროცესს რაოდენობრივად ახასიათებს თბოგადაცემის k კვად/მ² სთ °C კოეფიციენტი.

2. თბოგადაცემა ცხელ არედან ცივ არეზე ბრტყელი კედლის საშუალებით

განვიხილოთ პირველ რიგში თბოგადაცემა ცხელ არედან ცივ არეზე ერთშრიანი ერთგვაროვანი ბრტყელი კედლის საშუალებით (ნაქ. IV—1).



ცხელი არეს ნაკადის ტემპერატურა აღვნიშნოთ t_6^I , ცივი არეს ნაკადის ტემპერატურა კი t_3^{II} . კედლის ზედაპირების ტემპერატურები სათანადოდ აღვნიშნოთ t_3^I და t_3^{II} , ცხელი და ცივი არეების თბოგაცემის კოეფიციენტები — α_1 და α_2 -ით. ერთშრიანი ერთგვაროვანი ბრტყელი კედლის თბოგამტარობის კოეფიციენტი აღვნიშნოთ λ -თი, ხოლო კედლის სისქე δ -თი.

დამყარებული თბური რეჟიმის დროს სითბოს რაოდენობა, რომელიც ცხელ არედან კედელს გადაეცემა, იმავე რაოდენობით კედელში გატარდება და

კედლის გარე ზედაპირიდან ცივი არეს ნაკადს გადაეცემა. აქედან გამომდინ-

ნაქ. IV—1. თბოგადაცემა ერთშრიანი ბრტყელი კედლის საშუალებით

ნარე კუთრი თბური ნაკადისათვის შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახის განტოლებანი:

$$\left. \begin{aligned} q &= -\frac{t_6^I - t_3^I}{\frac{1}{\alpha_1}}, \\ q &= -\frac{t_3^I - t_3^{II}}{\frac{\delta}{\lambda}}, \\ q &= -\frac{t_3^{II} - t_6^{II}}{\frac{1}{\alpha_2}} \end{aligned} \right\} \quad (a)$$

(ა) განტოლებათა სისტემიდან განვსაზღვროთ ცალ-ცალკე ტემპერატურათა სხვაობები:

$$\left. \begin{aligned} t_6^I - t_3^I &= q \cdot \frac{1}{\alpha_1}, \\ t_3^I - t_3^{II} &= q \cdot \frac{\delta}{\lambda}, \\ t_3^{II} - t_6^{II} &= q \cdot \frac{1}{\alpha_2}. \end{aligned} \right\} \quad (b)$$

უკანასკნელი სამი განტოლების მარცხენა და მარჯვენა მხარეების ცალ-ცალკე შეჯამებით მივიღებთ:

$$t_6^I - t_6^{II} = q \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right). \quad (c)$$

უკანასკნელ ტოლობიდან q კუთრი თბური ნაკადის სიდიდე იქნება:

$$q = \frac{t_6^I - t_6^{II}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.} \quad (IV-2)$$

k თბოგადაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა აღებულ შემთხვევისათვის გამოიხველება ტოლობით:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ } ^\circ\text{C.} \quad (IV-3)$$

მაშასადამე, (IV-2) განტოლება შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$q = k \cdot (t_6^I - t_6^{II}) \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.} \quad (IV-4)$$

თბოგადაცემის თერმული წინაღობის მნიშვნელობა თბოგადაცემის კოეფიციენტის შებრუნებული სიდიდით ისაზღვრება:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}. \quad (IV-5)$$

თუ ცხელ და ცივ არეთა გამყოფი ბრტყელი კედელი არის მრავალშრიანი არაერთგვაროვანი, მაშინ, როგორც ცნობილია, ამ შრეების საერთო თერმული წინაღობა იქნება:

$$\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}.$$

q კუთრი თბური ნაკადის სიდიდე, როდესაც ადგილი აქვს თბოგადაცემას ცხელიდან ცივ არეზე მრავალშრიანი ბრტყელი კედლის საშუალებით, გაიანგარიშება ფორმულით:

$$q = \frac{t_6^I - t_6^{II}}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (IV-6)$$

ამ შემთხვევაში საერთო თერმული წინაღობა ტოლი იქნება:

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

თუ ბრტყელი კედლის ზედაპირის ფართობს აღვნიშნავთ F მ²-ით, მაშინ ერთი საათის განმავლობაში გადაცემული სითბოს საერთო რაოდენობა განისაზღვრება ტოლობით:

$$Q = q \cdot F = \frac{(t_6^I - t_6^{II}) \cdot F}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \text{კკალ/სთ.} \quad (IV-7)$$

ან სხვა სახით:

$$Q = k \cdot F \cdot (t_6^I - t_6^{II}) \quad \text{კკალ/სთ.} \quad (IV-8)$$

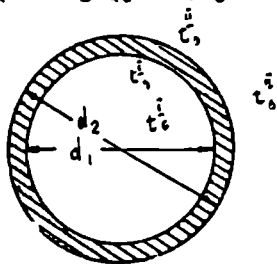
უკანასკნელ განტოლებაში k თბოგადაცემის კოეფიციენტის სიდიდე ისაზღვრება ტოლობით:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \text{კკალ/მ² სთ } ^\circ\text{C.} \quad (IV-9)$$

3. თბოგადაცემა ცხელ არედან ცივ არეზე ცილინდრული კედლის საშუალებით

განვიხილოთ პირველ რიგში თბოგადაცემა ცხელ არედან ცივ არეზე ერთშირიანი ერთგვაროვანი ცილინდრული კედლის საშუალებით (ნაქ. IV-2).

დამყარებული თბური რეჟიმის დროს სითბოს რაოდენობა, რომელიც t_6^I ტემპერატურის მქონე ცხელ არედან კედელს გადაეცემა, იმავე რაოდენობით ცილინდრულ კედელში გატარდება და კედლის გარე ზედაპირიდან ცივ არეს ნაკადს გადაეცემა. აქედან გამომდინარე 1 გრძივი მეტრი ცილინდრული მილის მიმართ კუთრი თბური ნაკადისათვის შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახის სამი ტოლობა:



ნაქ. IV-2. თბოგადაცემა ერთშირიანი ცილინდრული კედლის საშუალებით

$$q = \frac{t_6^I - t_3^I}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot \pi \cdot d_1}}$$

$$q = \frac{t_3^I - t_3^{II}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}}$$

$$q = \frac{t_3^{II} - t_6^{II}}{\frac{1}{\alpha_2 \cdot \pi \cdot d_2}}$$

(ა)

სადაც t_6^I და t_6^{II} არიან ცხელ და ცივ არეთა შესაბამისი ტემპერატურები;

α_1 — ცხელი არეს მიერ ცილინდრული კედლის შიგა ზედაპირზე თბოგაცემის კოეფიციენტი;

α_2 — ცილინდრული კედლის გარე ზედაპირის მიერ ცივ არეზე თბოგაცემის კოეფიციენტი;

λ — ცილინდრული კედლის თბოგამტარობის კოეფიციენტი.

(ა) განტოლებათა სისტემიდან განვსაზღვროთ ცალ-ცალკე ტემპერატურათა სხვაობები:

$$t_6^I - t_3^I = q \cdot \frac{1}{\alpha_1 \cdot \pi \cdot d_1},$$

$$t_3^I - t_3^{II} = q \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}},$$

$$t_3^{II} - t_6^{II} = q \cdot \frac{1}{\alpha_2 \cdot \pi \cdot d_2}.$$

(ბ)

უქანასკნელი სამი განტოლების მარცხენა და მარჯვენა მხარეების ცალ-ცალკე შეჯამებით მივიღებთ:

$$t_5^I - t_6^{II} = \frac{q}{\pi} \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2} \right). \quad (8)$$

უქანასკნელ განტოლებიდან კუთრი თბური ნაკადის სიდიდე იქნება:

$$q = \frac{\pi \cdot (t_5^I - t_6^{II})}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} = k \cdot \pi \cdot (t_5^I - t_6^{II}) \text{ კკალ/მ სთ.} \quad (IV-10)$$

ამ განტოლებაში თბოგადაცემის ხაზობრივი კოეფიციენტი მილის ერთ გრძივ მეტრზე ისაზღვრება ტოლობით:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} \text{ კკალ/მ სთ } ^\circ\text{C}, \quad (IV-11)$$

თუ ცხელ და ცივ არეთა გამყოფი ცილინდრული კედელი მრავალშრიანია, მაშინ ამ შრეების საერთო თერმული წინაღობა იქნება:

$$\sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}. \quad (d)$$

ცხელ არედან ცივ არეზე მრავალშრიანი არაერთგვაროვანი კედლის საშუალებით გადაცემული კუთრი თბური ნაკადი განისაზღვრება შემდეგი ფორმულით:

$$k = \frac{\pi \cdot (t_5^I - t_6^{II})}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{n+1}}}, \quad (IV-12)$$

და

$$q = k\pi (t_5^I - t_6^{II}) \text{ კკალ/მ სთ.} \quad (IV-12a)$$

უქანასკნელ განტოლებაში თბოგადაცემის კოეფიციენტი ისაზღვრება ტოლობით:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{n+1}}}. \quad (e)$$

4. თბოგადაცემა ცხელ არაღან ცივ არაჯე წიბოჯიანი
ცილინდრული კედლის საშუალებით

ტექნიკაში დიდი გამოყენება აქვს წიბოებიან ზედაპირს. ზედაპირების გაწიბოვება განსაკუთრებით ეფექტურია მაშინ, როდესაც კედლის ერთი მხარის არეს α თბოგაცემის კოეფიციენტის სიდიდე მეორე მხარის არეს თბოგაცემის კოეფიციენტის სიდიდეზე საგრანობლად მეტია, ასეთ შემთხვევაში გაწიბოვებით მიღწეულია კედლის მეორე მხარის ზედაპირის სათანადო გაღივება.

განვიხილოთ ცილინდრული მილი, რომლის კედლის გარე ზედაპირი წიბოებიანია (ნაკ. IV—3).

ცილინდრული კედლის შიგა და გარე ზედაპირების ტემპერატურები სათანადოდ აღვნიშნოთ t_3^I და t_3^{II} .

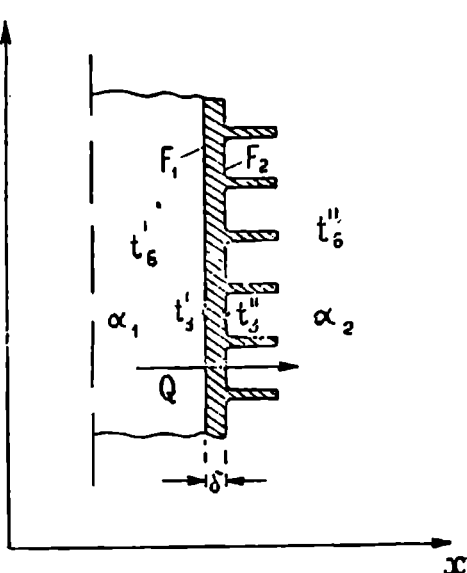
ცილინდრული მილის კედელი და მისი წიბოები ვთქვათ დამზადებულია ერთი და იმავე მასალისაგან და მათი თბოგამტარობის კოეფიციენტი არის λ .

ცილინდრული მილის კედლის შიგა გლუვი ზედაპირის ფართობი აღვნიშნოთ F_1 -ით, ხოლო გარე წიბოებიანი ზედაპირის ფართობი F_2 -ით.

ცილინდრულ მილში t_6^I ტემპერატურის მქონე მოძრავი ცხელი არეს ნაკადიდან ცილინდრული კედლის შიგა გლუვ ზედაპირზე სითბოს გაცემისას, კოეფიციენტი აღვნიშნოთ α_1 -ით, ხოლო კედლის გარე გაწიბოვებული ზედაპირიდან t_6^{II} ტემპერატურის მქონე

ცივ არეზე თბოგაცემის კოეფიციენტი α_2 -ით.

დამყარებული თბური რეჟიმის დროს გადაცემული Q სითბოს რაოდენობა შეიძლება გამოვსახოთ სამი სახის განტოლებით:



ნაკ. IV—3 თბოგაცემა წიბოებიანი ცილინდრული კედლის საშუალებით

$$Q = \frac{t_6^I - t_3^I}{1},$$

$$Q = \frac{t_3^I - t_3^{II}}{\delta},$$

$$Q = \frac{t_3^{II} - t_6^{II}}{1}.$$

(ა)

რეალურ პირობებში გამოყენებული წიბოებიანი ცალინდრული კედლებისათვის $\frac{d_2}{d_1} < 1,5$ -ზე, ამიტომ (ა) ფორმულათა სისტემის შედგენისას ცილინდრულ კედელში თბოგამტარობის გასაანგარიშებელი ფორმულის ნაცვლად გამოყენებულია ბრტყელ კედელში თბოგამტარობის გასაანგარიშებელი ფორმულა.

(ა) ფორმულათა სისტემიდან განვსაზღვროთ ცალ-ცალკე ტემპერატურათა სხვაობები:

$$t_6^I - t_3^I = Q \cdot \frac{1}{\alpha_1 \cdot F_1},$$

$$t_3^I - t_3^{II} = Q \cdot \frac{\delta}{\lambda \cdot F_1},$$

$$t_3^{II} - t_6^{II} = Q \cdot \frac{1}{\alpha_2 \cdot F_2}.$$

(ბ)

(ბ) სისტემაში შემავალ განტოლებათა შეკრებით მივიღებთ ტემპერატურათა სხვაობას ცხელ და ცივ არეებს შორის:

$$t_6^I - t_6^{II} = Q \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot F_1} + \frac{\delta}{\lambda \cdot F_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot F_2} \right) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

(გ)

უქანასკნელ განტოლებიდან განვსაზღვროთ გადაცემული Q სითბოს სიდიდე:

$$Q = \frac{t_6^I - t_6^{II}}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot F_1} + \frac{\delta}{\lambda \cdot F_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot F_2}} =$$

$$= k \cdot (t_6^I - t_6^{II}) \cdot F_1 \text{ კკალ/სთ.}$$

(IV-13)

უქანასკნელ ფორმულაში თბოგადაცემის კოეფიციენტი

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \frac{F_2}{F_1}}} \quad (IV-14)$$

ცილინდრული კედლის გაწიბოვებული ზედაპირის F_2 ფართობის შეფარდებას შიგა გლუვი ზედაპირის F_1 ფართობთან $\left(\frac{F_2}{F_1}\right)$ გაწიბოვების კოეფიციენტი ეწოდება.

თუ მხედველობაში მივიღებთ ξ კოეფიციენტს, რომელიც აღრიცხავს წიბოების საშუალო ტემპერატურის განსხვავებას ცილინდრული კედლის წიბოებს შორის მოთავსებულ გარე ზედაპირის ტემპერატურისაგან, მაშინ ფორმულათა (ა) სისტემის შესაბამე განტოლება და (IV-14) ფორმულა სათანადოდ უნდა დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$t_3'' - t_6'' = Q \frac{1}{\alpha_2 \cdot \xi \cdot F_2}$$

და

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \xi \cdot \frac{F_2}{F_1}}} \quad (IV 14a)$$

მაგრამ რეალურ პირობებში, პრაქტიკაში უმეტესად გამოიყენება მოკლე წიბოები, რომელთათვის კოეფიციენტი $\xi \approx 1$.

(IV-14) ფორმულის ანალიზის შედეგად შეიძლება აღინიშნოს, რომ ზედაპირის გაწიბოვება მიზანშეწონილია, როდესაც თბოგაცემის α_2 კოეფიციენტი (ციე არეზე სითბოს გადაცემისას) შესაძინევად მცირეა თბოგაცემის α_1 კოეფიციენტზე (ცხელ არედან ცილინდრული კედლის შიგა გლუვ ზედაპირზე სითბოს გადაცემისას).

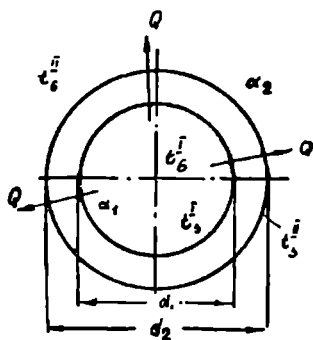
$\frac{F_2}{F_1}$ გაწიბოვების კოეფიციენტის გადიდება ძლიერ ზრდის k თბოგადაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობას და მასთან ერთად Q სითბოს სიდიდეს, რის გამო მთელ რიგ შემთხვევაში, როგორცაა მსუბუქი ტიპის შიგაწივის ძრავები, გათბობის სისტემის რადიატორები და სხვ., გამოიყენება წიბოებთან ზედაპირები.

უნდა გავითვალისწინოთ ის მდგომარეობა, რომ კედლის ზედაპირის გაწიბოვება გავლენას ახდენს ცივი არეს აეროდინამიკაზე და მასთან ერთად თბოგაცემის კოეფიციენტის სიდიდეზე.

5. თბოგადაცემა სფერული კედლის საშუალებით

რიგ შემთხვევებში თბოგადაცემი აპარატების ხურების ზედაპირები სფერული ფორმის არიან. ამიტომ სფერული კედლის საშუალებით თბოგადაცემის შესწავლას პრაქტიკული მნიშვნელობა აქვს.

წარმოვიდგინოთ, რომ სფერული კედლის შიგნით მოთავსებულია (ნაჯ. IV—4) ცხელი სითხის ნაკადი, რომლის ტემპერატურა არის t_6^I . სფერული კედლის გარე ზედაპირი შემოგარებულია ცივი სითხის ნაკადით, რომლის ტემპერატურა არის t_6^{II} სფერული კედლის შიგა და გარე დიამეტრები აღვ-



ნაჯ. IV—4. თბოგადაცემა სფერული კედლის სშუალებით

ნიშნით d_1 და d_2 , ხოლო კედლის შიგა და გარე ზედაპირების ტემპერატურები სათანადოდ $-t_3^I$ და t_3^{II} -ით. კედლას თბოგამტარობის კოეფიციენტი აღვნიშნოთ λ -თი. თბოგაცემის კოეფიციენტი ცხელი სითხის ნაკადიდან სფერული კედლის შიგა ზედაპირზე აღვნიშნოთ α_1 -ით, ხოლო კედლის გარე ზედაპირიდან ცივი სითხის ნაკადზე— α_2 -თი.

დავუშვათ, რომ ვიხილავთ სტაციონარულ თბურ რეჟიმს, მაშინ თბურ ნაკადთა სიდიდეები ცხელი სითხიდან სფერული კედლის შიგა ზედაპირზე კონვექციური თბოგაცემით, კედელში თბოგამტარობით და კედლის გარე ზედაპირიდან ცივ სითხეზე კონ-

ვექციური თბოგაცემით ერთნაირი იქნება.

სამივე შემთხვევისათვის შეიძლება დაიწეროს თბური ნაკადის გასაანგარიშებელ განტოლებათა სისტემა შემდეგი სახით:

$$Q = \frac{\pi \cdot (t_6^I - t_3^I)}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1^2}},$$

$$Q = \frac{\pi \cdot (t_3^I - t_3^{II})}{\frac{1}{2 \lambda} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right)}, \quad (a)$$

$$Q = \frac{\pi \cdot (t_3^{II} - t_6^{II})}{\frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2^2}}.$$

ამ განტოლებათა სისტემიდან შეიძლება თბური ნაკადის გასაანგარიშებელი განტოლების მიღება შემდეგი სახით:

$$Q = \frac{\pi \cdot (t_6^I - t_6^{II})}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1^2} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2^2}}$$

$$= k_{სფ.} \cdot \pi \cdot (t_6^I - t_6^{II}) \text{ კკალ/სთ.}$$

(IV—15)

მაშასადამე, სტერული კედლით თბოგადაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა უნდა განისაზღვროს განტოლებით:

$$k_{\text{სტ.}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1^2} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2^2}} \quad \text{კკალ/სთ C.} \quad (\text{IV}-16)$$

სტერული კედლით თბოგადაცემის პროცესის გაანგარიშებისას თერმული წინაღობის სიდიდე განისაზღვრება გამოსახულებით:

$$\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1^2} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2^2}. \quad (\text{IV} \quad 17)$$

6. თბოგადაცემა შიგაწვის ძრავებში

შიგაწვის ძრავებში სათბობის წვის შედეგად ადგილი აქვს სითბური ენერჯის მიღებას. წვის შედეგად გამოყოფილი სითბოს გარკვეული ნაწილი გადაეცემა ძრავას ნაწილებს. ამიტომ ძრავას მუშაობის პროცესში აუცილებელ პირობას წარმოადგენს ამ ნაწილების გაგრილების უზრუნველყოფა გამაგრილებელი წყლის ან ჰაერის საშუალებით.

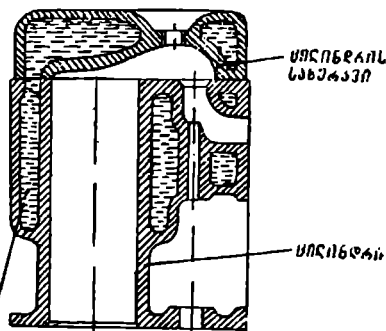
ნაქ. IV—5-ზე მოცემულია გამაგრილებელი წყლით ძრავას ცილინდრისა და მისი სახურავის გაგრილების სქემა, ხოლო ნაქ. IV—6-ზე მოცემულია ძრავას ცილინდრის ჰაერით გაგრილების სქემა.

ძრავას გაგრილების სისტემის დანიშნულებაა ძრავას ნაწილების დაცვა გადამეტებული გაცხელებისაგან.

წყლით გაგრილების შემთხვევაში, როგორც ეს ნაქ. IV—5-ზე ჩანს, ძრავას ცილინდრებისა და მათი სახურავების გარშემო მოწყობილია პერანგი, რომელშიაც მოძრაობს გამაგრილებელი წყალი.

ვინაიდან ცხელი აიროვანი წვის ნაწარმიდან ცილინდრის კედლის შიგა ზედაპირზე თბოგადაცემის კოეფიციენტი ბევრად მეტია, ვიდრე თბოგადაცემის კოეფიციენტი ცილინდრის კედლის გარე ზედაპირიდან გარშემომდინარებულ ჰაერზე, ამიტომ ჰაერით გაგრილების შემთხვევებში აწყობენ გარე ზედაპირს გაწიბოვებას, როგორც ეს ნაჩვენებია ნაქ. IV—6-ზე.

ძრავების გაანგარიშებისათვის დიდი მნიშვნელობა აქვს ძრავებში თბოგადაცემის პროცესის შესწავლას.



გამაგრილებელი წყალი

ნაქ. IV—5. წყლით ძრავას ცილინდრის გაგრილების სქემა

შიგაწვის ძრავებში თბოგადაცემის კანონი 1923 წელს დამყარებულ იქნა ნუსელტის მიერ. ამ კანონის თანახმად ძრავებში თბოგადაცემის გასაანგარიშებელ ფორმულას აქვს შემდეგი სახე:

$$\Delta Q = 0,362 \left[\left(\frac{T_{\text{აბ}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{გდ}}}{100} \right)^4 \right] \cdot F \cdot \Delta \tau +$$

$$+ 0,99 \sqrt[3]{p^2 \cdot T_{\text{აბ}}} \cdot (1 + 1,24 \cdot \lambda) \cdot (T_{\text{აბ}} - T_{\text{გდ}}) \cdot F \cdot \Delta \tau, \quad (IV-18)$$

სადაც $T_{\text{აბ}}$ არის ცილინდრში აირების ტემპერატურა;

$T_{\text{გდ}}$ — ცილინდრის კედლის ტემპერატურა;

F — აღებულ მომენტში აირებით გარშემოშდინარებული ფართობი;

p — ცილინდრში აირების წნევა;

λ — ღვუზის სელის საშუალო სიჩქარე;

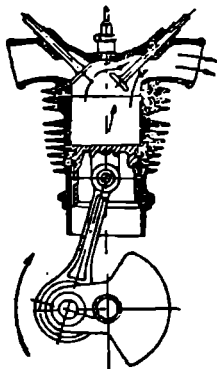
$\Delta \tau$ — დროის ელემენტარული მონაკვეთი.

ნ. ბრილინგის მიერ, ნუსელტის თეორიული დასკვნების საფუძველზე, ექსპერიმენტების შედეგად თვითაალებით მომუშავე კომპრესორიან ძრავებში თბური ნაკადის გასაანგარიშებლად მიღებულ იქნა შემდეგი ფორმულა:

$$Q = 0,362 \left[\left(\frac{T_{\text{აბ}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{გდ}}}{100} \right)^4 \right] \cdot F +$$

$$+ 0,99 \sqrt[3]{p^2 \cdot T_{\text{აბ}}} \cdot (1 + 1,45 + 0,185\lambda) \cdot (T_{\text{აბ}} - T_{\text{გდ}}) \cdot F \text{ კკალ/სთ.} \quad (IV-19)$$

ნაქ. IV-6. ჰაერით ძრავის ცილინდრის ვაგრილების სქემა



უკანასკნელ ფორმულაში 1,45 კოეფიციენტი ახასიათებს თბოგადაცემის პროცესს გრიგალური დინების დროს, რომელსაც ადგილი აქვს თვითაალებით მომუშავე დიზელის ძრავების ცილინდრებში თხევადი სათბობის შეფრქვევის დროს.

კარბურატორიანი და აირის ძრავების ცილინდრებში შეიწოვება გამზადებული მუშა აირი ნარევი და იმ შემთხვევაში, როცა ადგილი არა აქვს გრიგალურ დინებას, (IV-19) ფორმულა გამოყენებული უნდა იქნეს 1,45 კოეფიციენტის გარეშე, შემდეგი სახით:

$$Q = 0,362 \left[\left(\frac{T_{\text{აბ}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{გდ}}}{100} \right)^4 \right] \cdot F +$$

$$0,99 \sqrt[3]{p^2 \cdot T_{\text{აბ}}} \cdot (1 + 0,185 \cdot \lambda) \cdot (T_{\text{აბ}} - T_{\text{გდ}}) \cdot F \text{ კკალ/სთ.} \quad (IV-20)$$

თვითაალებით მომუშავე დიზელის ძრავებში თბოგადაცემის გასაანგარიშებელი ფორმულის საბოლოო სახე იქნება:

$$Q = 0,362 \left[\left(\frac{T_{აირ}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{აფ}}{100} \right)^4 \right] \cdot F +$$

$$0,99 \sqrt[3]{\rho^2 \cdot T_{აირ}} \cdot (2,45 + 0,185 \cdot \eta) \cdot (T_{აირ} - T_{აფ}) \cdot F_{კალ/სთ.} \quad (IV-21)$$

აღსანიშნავია, რომ ძრავას ცილინდრების კედლის გარე ზედაპირების გამაგრილებელ წყალს სითბო გადაეცემა არა მარტო ცილინდრში არსებული ცხელი აიროვანი წვის ნაწარმის სითბოს ხარჯზე არამედ აგრეთვე ხახუნის შედეგად გამოყოფილი სითბოს ხარჯზედაც.

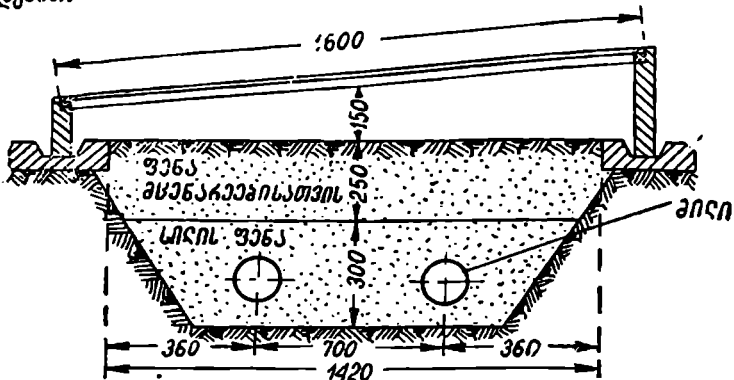
შიგაწვეს ძრავებში თბოგადაცემის პროცესის უფრო დეტალურად შესწავლისათვის უნდა გავეცნოთ წინამდებარე სახელმძღვანელოს ბოლოში მოთავსებულ დანართში ამ საკითხზე მოხსენიებულ სპეციალურ ლიტერატურას.

7. თბოგადაცემა კვალსათბურებში

(გრუნტში ჩალაგებულ მილებში ცხელი წყლის ცირკულაციის შემთხვევაში).

ამ პარაგრაფში განზრახულია თბოგადაცემის ზოგიერთი იმ საკითხის განხილვა, რომელიც დაკავშირებულია კვალსათბურების გათბობის სისტემასთან.

ქვემოთ შემოკლებულად მოყვანილია თბოგადაცემის პროცესის გაანგარიშება იმ შემთხვევასათვის, როდესაც კვალსათბურები თბებიან გრუნტში გარკვეულ სიმაღლეზე ჩალაგებულ მრგვალი კვეთის მილებში ცხელი წყლის მიწოდებით.



ნაკ. VI—7. კვალსათბურის განივი ზრდილი

განვიხილოთნაკ. VI—7-ზე ნაჩვენები კონსტრუქციის კვალსათბური, როდესაც სითბოს შემცველად გამოყენებულია ცხელი წყალი.

ნაკ. VI—7-ზე ნაჩვენები კონსტრუქციის კვალსათბურის მიერ სითბოს საათური დანაკარგი შეიძლება განისაზღვროს შემდეგი განტოლებით*:

$$Q_{\text{კვალსათბ.}} = Q_{\text{ჩ.}} + Q_{\text{გვ.}} + Q_{\text{გ. ხ.}} \text{ კვალ/სთ.} \quad (1V-22)$$

უკანასკნელ განტოლებაში:

1. $Q_{\text{ჩ.}}$ არის ერთ საათში სითბოს დანაკარგი ჩარჩოს მიერ

$$Q_{\text{ჩ.}} = k_{\text{ჩ.}} \cdot F_{\text{ჩ.}} (t_{\text{ა.}} - t_{\text{გ. ა. ხ. ტ.}}) \cdot k_{\text{ინფ.}} \text{ კვალ/სთ,}$$

სადაც $k_{\text{ჩ.}}$ კვალ/მ² სთ °C არის კვალსათბურის ჩარჩოს თბოგადაცემის კოეფიციენტი,

$F_{\text{ჩ.}}$ მ²—ჩარჩოს ზედაპირის ფართობი,

$t_{\text{ა.}}$ °C—კვალსათბურში ჰაერის ტემპერატურა მოსაყვანი კულტურის მიხედვით,

$t_{\text{გ. ა. ხ. ტ.}}$ —გარემოს ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა,

$k_{\text{ინფ.}}$ —სითბოს დანაკარგი კვალსათბურის ნაგებობის კვრიტებიდან (ინფლტრაციის კოეფიციენტი $k_{\text{ინფ.}} = 1,25$).

2. $Q_{\text{გვ.}}$ არის ერთ საათში სითბოს დანაკარგი კვალსათბურის გვირგვინის მიერ

$$Q_{\text{გვ.}} = k_{\text{გვ.}} \cdot F_{\text{გვ.}} (t_{\text{ა.}} - t_{\text{გ. ა. ხ. ტ.}}) \text{ კვალ/სთ,}$$

სადაც $k_{\text{გვ.}}$ კვალ/მ² სთ °C არის კვალსათბურის გვირგვინის კედლების თბოგადაცემის კოეფიციენტი,

$F_{\text{გვ.}}$ მ²—კვალსათბურის გვირგვინის კედლების ფართობი.

3. $Q_{\text{გ. ხ.}}$ კვალ/სთ არის სითბოს დანაკარგი გვერდითი ბილიკების მიერ.. აღნიშნული სითბური დანაკარგის გაანგარიშებისას განსაზღვრული უნდა იქნეს სითბოს ნაკადის განაწილება კვალსათბურსა და გვერდით ბილიკებს შორის.

ამ მეთოდით სითბური გაანგარიშებისას გრუნტში ჩალაგებული შემთბობი მილების ზედაპირის მიერ სითბოს გადაცემის დროს კუთრი სითბური ნაკადი გაიანგარიშება ფორმულით

$$q = \frac{2 \cdot \pi \cdot (t_{\text{ცხ. წყ.}} - t_{\text{გ.}})}{R_{\text{გ.ტ.}} + R_{\text{პრობ.}} + R_{\text{გ.}}} \text{ კვალ/მ სთ } ^\circ\text{C,} \quad (1V-23)$$

სადაც $t_{\text{ცხ. წყ.}}$ °C არის ცხელი წყლის (სითბოს შემცველის) ტემპერატურა,

$t_{\text{გ.}}$ °C—კვალსათბურში ჰაერის ტემპერატურა, ხოლო გვერდითი ბილიკებისათვის $t_{\text{გ.}} = t_{\text{გ. ა. ხ. ტ.}}$

$R_{\text{გ.ტ.}}$ —გრუნტის თერმული წინაღობა,

* წყლით გათბობით მოქმედი კვალსათბურის გაანგარიშების შესახებ უფრო დაწვრილებით იხ. „Парники с водяным обогревом, „Типовой проект № 1035“, издательство МСХ СССР, 1955 г.

$R_{\text{პრობ.}}$ — გრუნტში მოთავსებული მეზობელი შემთბობი მილის მიერ შექმნილი პირობითი თერმული წინაღობა; მაშასადამე, თერმული წინაღობა ორი გამაცხელებელი მილის ერთობლივი მოქმედებით,

R_1 — თერმული წინაღობა გრუნტიდან ჰაერზე სითბოს გაცემის დროს.

(IV-23) ფორმულის მნიშვნელი წარმოადგენს თბოგადაცემის საერთო თერმულ წინაღობას, როდესაც ადგილი აქვს კვალსათბურის გრუნტში მოთავსებული გამაბურებელი მილის ზედაპირიდან სითბოს გადაცემას ჰაერზე (იგულისხმება კვალსათბურში შესათბობი ჰაერი). საერთო თერმული წინაღობის ($R_{\text{პრობ.}} + R_{\text{პრობ.}} + R_1$) ცალკე საკრებების მნიშვნელობები შეიძლება განისაზღვროს სპეციალური ფორმულებით*.

გრუნტის თერმული წინაღობა, როდესაც გრუნტში განსაზღვრულ სიმაღლეზე მოთავსებულია გამაბურებელი მილი, შეიძლება განისაზღვროს ფორმულით:

$$R_{\text{პრობ.}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{გრ.}}} \ln \left[\frac{h}{r} + \sqrt{\left(\frac{h}{r}\right)^2 - 1} \right] \text{ მ სთ } ^\circ\text{C/კვალ}, \quad (\text{IV}-24)$$

სადაც h მ არის გრუნტში შემთბობი მილის ჩაწყობის სიღრმე;

r მ — გამაბურებელი მილის გარე რადიუსი;

$\lambda_{\text{გრ.}}$ კვალ/მ სთ $^\circ\text{C}$ გრუნტის თბოგამტარობის კოეფიციენტი.

გრუნტის პირობითი თერმული წინაღობა, რომელიც აღიძვრება ორი გამაბურებელი მილის ერთობლივი მოქმედებით, გაიანგარიშება შემდეგი ფორმულით:

$$R_{\text{პრობ.}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{გრ.}}} \ln \sqrt{\left(\frac{2 \cdot h}{b}\right)^2 + 1} \text{ მ სთ } ^\circ\text{C/კვალ}, \quad (\text{IV}-25)$$

სადაც b მ არის მანძილი გამაბურებელ მილების ღერძებს შორის.

თერმული წინაღობა გრუნტის ზედაპირიდან კვალსათბურის ჰაერში კონვექციური თბოგაცემით სითბოს გავრცელებისას შეიძლება განისაზღვროს ფორმულით:

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_{\text{ჰაერ}}} \text{ მ სთ } ^\circ\text{C/კვალ},$$

სადაც $\alpha_{\text{ჰაერ}}$ არის თბოგაცემის კოეფიციენტი კვალსათბურის ერთი სივრცედივი მეტრი ზედაპირიდან კვალსათბურში მოთავსებულ ჰაერზე.

გრუნტიდან კვალსათბურის ჰაერზე თბოგაცემა ხორციელდება როგორც კონვექციით, ისე გამოსხივებით; ამიტომ

$$\alpha_{\text{ჰაერ}} = (\alpha_3 + \alpha_6) \times 1,5,$$

* МВО СССР, Московский ордена Трудового Красного Знамени Инж. Стр. Институт, Сборник трудов № 21, 1957 (Инж. А. Г. Егизаров — „Тепловой расчет парников с водным обогревом“).

სადაც α_3 არის გრუნტის ზედაპირიდან კვალსათბურის ჰაერზე კონვექციური თბოგაცემის კოეფიციენტი;

α_6 — გრუნტის ზედაპირიდან კვალსათბურის ჰაერზე გამოსხივებით თბოგაცემის კოეფიციენტი.

აღებული შემთხვევისათვის კონვექციური თბოგაცემის კოეფიციენტი შეიძლება განისაზღვროს ფორმულით:

$$\alpha_3 = 2,8\sqrt{\Delta t} \quad \text{კკალ/მ}^2 \text{ სთ}, \quad (IV-26)$$

სადაც Δt არის გრუნტის ზედაპირისა და კვალსათბურის ჰაერის ტემპერატურათა შორის სხვაობა.

გამოსხივებით თბოგაცემის კოეფიციენტი შეიძლება განისაზღვროს ფორმულით:

$$\alpha_6 = - \frac{c_{\text{ფაყ}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{\Delta t} \quad \text{კკალ/მ}^2 \text{ სთ } ^\circ\text{C}, \quad (IV-27)$$

სადაც $c_{\text{ფაყ}}$ არის გამოსხივების დაყვანილი კოეფიციენტი:

$$c_{\text{ფაყ}} = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_6}} \quad \text{კკალ/მ}^2 \text{ სთ } (^\circ\text{K})^4,$$

უქანასკნელ ფორმულაში:

$c_1 = 1,79$ კკალ/მ² სთ (°K)⁴ არის გრუნტის გამოსხივების მუდმივა;

$c_2 = 4,40$ კკალ/მ² სთ (°K)⁴ — ჩარჩოს შინის გამოსხივების მუდმივა;

$c_6 = 4,96$ კკალ/მ² სთ (°K)⁴ — აბსოლუტურად შავი სხეულის გამოსხივების მუდმივა.

რიგ შემთხვევაში კუთრი თბური ნაკადის სიდიდე (q), რომელიც გადაეცემა ერთი გრძივი მეტრი შემთბობი მილის მიერ (ნაკ. VI—7) გრუნტს, შეიძლება გაანგარიშებულ იქნეს შემდეგი ფორმულით:

$$q = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{გრ}} (t_{\text{ნ.ს.}} - t_{\text{გრ}})}{2 \cdot \pi \frac{h}{b} + \ln \frac{b}{\pi \cdot d_{\text{გ}}}} \quad \text{კკალ/მ სთ } ^\circ\text{C}, \quad (IV-28)$$

სადაც $\lambda_{\text{გრ}}$ არის გრუნტის თბოგამტარობის კოეფიციენტი (იღებენ $\lambda_{\text{გრ}} = 1,25$);

$t_{\text{ნ.ს.}}$ — ცხელი წყლის ან ორთქლის ნაკადის საშუალო ტემპერატურა;

$t_{\text{გრ}}$ — გრუნტის ბუნებრივი საშუალო ტემპერატურა შემთბობი მილების ირგვლივ ზაფხულის პერიოდში;

h — გრუნტში მილების ჩაწყობის სიმაღლე მ-ით;

t_2 — მილების გარე დიამეტრი მ-ით;

b — მანძილი მილების ლერძებს შორის მ-ით.

მილების ლერძებს ზემოთ გრუნტის ზედაპირის t_3 გრ. ზღ. მაქსიმალური ტემპერატურა შეიძლება გაანგარიშებულ იქნეს შემდეგი ფორმულით:

$$t_{3, \text{ გრ. ზღ.}} = t_3 + \frac{q}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{36}} \ln \left(1 + \frac{2}{h} \frac{\lambda_{36}}{\alpha_3} \right) + \frac{q}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{36}} \ln \sqrt{1 + \frac{4 \cdot \lambda_{36}}{\alpha_3} \left(\frac{h + \frac{\lambda_{36}}{\alpha_3}}{h^2 + b^2} \right)} \quad (17-29)$$

სადაც α_3 არის თბოგაცემის კოეფიციენტი გრუნტის ზედაპირიდან გარემოცველ ჰაერზე სითბოს გადაცემის დროს ($\alpha_3 = 10$), ხოლო t_3 — ჰაერის ტემპერატურა.

აღსანიშნავია, რომ ამ გასანგარიშებელი ფორმულების შედგენისას გამარტივებელი დაშვებების შედეგად, ფორმულაში არ შედის მთელი რიგი ფაქტორებისა (გრუნტის ტენიანობა, გარე ჰაერის ტემპერატურის ცვალებადობა, მზის გამოსხივება და სხვ.), რომლებიც გავლენას ახდენენ თბოგაცემის პროცესზე. ამიტომ აღნიშნული ფორმულები მიღებული უნდა იქნეს, როგორც საორიენტაციო. შედარებით დამაკმაყოფილებელ შედეგებს იძლევიან ამ ფორმულებით გაანგარიშებანი კვალსათბურების შიგნით გრუნტის შეთბობისას, რადგან კვალსათბურებს შიგნით ჰაერის ტემპერატურა, მიუხედავად გარე ჰაერის ტემპერატურის ცვალებადობისა, მუდმივი უნდა იყოს.

8. თბოგადაცემის ინტენსიუიკაციი

როგორც ზემოთ იყო აღნიშნული, სითბოს გადაცემა ცხელი ნაკადიდან ცივ ნაკადზე გამყოფი კედლის საშუალებით ხორციელდება. კუთრი სითბოს ნაკადი გაიანგარიშება ცნობილი ფორმულით

$$q = k(t_5^I - t_5^{II}) \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.} \quad (ა)$$

თბოგადაცემის კოეფიციენტი, თუ თბოგადაცემა ხორციელდება ერთ-შრიანი ბრტყელი კედლის საშუალებით, გაიანგარიშება შემდეგი ფორმულით:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ } ^\circ\text{C.} \quad (ბ)$$

თბოგადაცემის კოეფიციენტის შებრუნებელი სიდიდე, როგორც აღნიშნული იყო, გვაძლევს თერმული წინააღობის სიდიდის მნიშვნელობას აღებული შემთხვევისათვის, ე. ი.

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}. \quad (გ)$$

როგ შემთხვევაში საკითხი დგას ცხელი ნაკადიდან ცივ ნაკადზე სითბოს გადაცემის ინტენსიურობაზე ანუ კუთრი თბური ნაკადის გადიდებაზე. (ა) ფორმულის ანალიზის საშუალებით შეიძლება დავადგინოთ, რომ კუთრი თბური ნაკადის გადიდება უშუალოდ დამოკიდებულია თბოგადაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობის ამაღლებაზე.

თბოგადაცემის კოეფიციენტის (k) მნიშვნელობის ამაღლება დამოკიდებულია მრავალ ფაქტორზე. თბოგადაცემის კოეფიციენტის სხვადასხვა სიდიდეზე დამოკიდებულება გამოსახულია (ბ) ფორმულით. ამ ფორმულიდან ნათლად ჩანს, რომ თბოგადაცემის კოეფიციენტის (k) გადიდება შეპირობებულია თერმული წინალობის $\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}\right)$ სიდიდის შემცირებით. $\frac{1}{\alpha_1}$ წარმოადგენს ცხელი ნაკადიდან კედლის ზედაპირზე კონვექციური თბოგადაცემისას თერმულ წინალობას და მისი სიდიდის შემცირებისათვის საჭიროა (α_1) თბოგადაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობის გადიდება. ამის მიღწევა შეიძლება ცხელი ნაკადის კარგი შერეუთა და მისი მოძრაობის სიჩქარის გადიდებათ.

სითხის დუღილის დროს საჭიროა ნაკადის კარგი შერევა და ბურების ზედაპირის გულმოდგინედ გასუფთავება.

კონდენსაციის დროს საჭიროა ორთქლის ნაკადის სიჩქარის გადიდება, კედლის ზედაპირის კარგი გასუფთავება და მისი სწორად გაადგილება.

კედლის თერმული წინალობის $\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)$ შესამცირებლად საჭიროა მისი სისქის (δ) შემცირება და თბოგამტარობის კოეფიციენტის (λ) გადიდება.

კედლის მეორე ზედაპირიდან ცივ ნაკადზე კონვექციური თბოგადაცემისას თერმული წინალობის $\left(\frac{1}{\alpha_2}\right)$ შესამცირებლად საჭიროა თბოგადაცემის კოეფიციენტის (α_2) გადიდება, რისთვისაც გამოიყენება α_1 -ის გადიდებისათვის შემომოყვანილი ანალოგიური მსჯელობა.

შევნიშნავთ, რომ კედლის ზედაპირებზე მინაღულისა და ქვარტლის შრეების არსებობა შესამჩნევად ამცირებენ (α) თბოგადაცემის კოეფიციენტების მნიშვნელობებს, რის გამო თბოგადაცემის ექსპლუატაციის დროს კედლების ზედაპირების სისუფთავეს უნდა მიექცეს ჯეროვანი ყურადღება.

თბოგადაცემის კოეფიციენტის საორენტაციო მნიშვნელობანი მოცემულია (IV-1) ცხრილში.

ცხრილი (IV-1)*

k-ს საორენტაციო მნიშვნელობანი ხამრეწველო თბოგადაცემებში, კკალ/მ² სთ °C

აირიდან აირზე თბოგადაცემისას	$k \cong 25$
აირიდან წყალზე თბოგადაცემისას	$k \cong 50$
წყლიდან წყალზე თბოგადაცემისას	$k \cong 1000$
საკონდენსაციო წყლის ორთქლიდან წყალზე თბოგადაცემისას	$k \cong 2500$
საკონდენსაციო წყლის ორთქლიდან ზეთებზე თბოგადაცემისას	$k \cong 300$

* М. А. Михеев и И. М. Михеева. Пятый курс теплопередачи, Госэнергоиздат, 1960 г.

(ბ) ფორმულის სტრუქტურის ანალიზი თბოგადაცემის ინტენსიურობაზე თითოეული წვერის გავლენისა და, აგრეთვე, მისი განსახორციელებელი სწორი ვზისა და შესაძლებლობის განსაზღვრის საშუალებას იძლევა.

თუ დაეუშვებთ, რომ ბრტყელი კედლის თერმული წინაღობა $\delta = 0$, მაშინ (ბ) ფორმულა მიიღებს სახეს:

$$k_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (დ)$$

ჩადგან $\alpha_1 + \alpha_2 > \alpha_1$ და $\alpha_1 + \alpha_2 > \alpha_2$, გამოსახულებანი $\frac{\alpha_1}{\alpha_1 + \alpha_2}$ და $\frac{\alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$ წარმოადგენენ სწორ ნაწევრებს. ამიტომ თბოგადაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა ყოველთვის ნაკლებია ყველაზე ნაკლებ ორ მოკმედ თბოგადაცემის α_1 და α_2 კოეფიციენტებს შორის. მაგალითად, თუ $\alpha_1 = 40$ და $\alpha_2 = 5000$, მაშინ $k_0 = 39,7$ კკალ/მ² სთ °C. α_2 -ს მნიშვნელობის გაზრდა k_0 -ის გადიდებაზე დიდ გავლენას არ მოახდენს. მაგალითად, ვთქვათ $\alpha_1 = 40$ და $\alpha_2 = 10000$, მაშინ $k_0 = 39,8$ კკალ/მ² სთ °C. k_0 შესამჩნევად გადიდება, როდესაც α_1 ამოღდება. თუ $\alpha_1 = 80$ და $\alpha_2 = 5000$, მაშინ $k_0 = 78,8$ კკალ/მ² სთ °C.

ზემოთ გაშუქებული საკითხების დაწვრილებით შესწავლისათვის უნდა ვისარგებლოთ სპეციალური ლიტერატურით*.

მაგალითი IV—1. განესაზღვროთ k თბოგადაცემის კოეფიციენტისა და q კუთრი თბური ნაკადის სიდიდე ცხელიდან ცივ წყალზე ბრტყელი ფოლადის კედლის საშუალებით თბოგადაცემისას.

ცხელი წყლისა და ცივი წყლის ნაკადთა ტემპერატურები სათანადოდ t_6^I და t_6^{II} აღენიშნოთ. მივიღოთ რომ $t_6^I = 90$ °C და $t_6^{II} = 50$ °C. კედლის სისქე $\delta_3 = 10$ მმ. ფოლადის თბოგამტარობის კოეფიციენტი (I—1) ცხრილის თანახმად მივიღოთ $\lambda_3 = 50$. დაეუშვათ, რომ $\alpha_1 = 2000$ კკალ/მ² სთ °C და $\alpha_2 = 1200$ კკალ/მ² სთ °C.

k თბოგადაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა განისაზღვრება (IV—3) ფორმულით:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{2000} + \frac{0,010}{50} + \frac{1}{1200}} = 652,3 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ } ^\circ\text{C}.$$

კუთრი თბური ნაკადის მნიშვნელობა განესაზღვროთ (IV—4) ფორმულის საშუალებით:

$$q = k(t_6^I - t_6^{II}) = 652,3 \cdot (90 - 50) = 26092 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ}.$$

* М. А. Михеев и И. М. Михеева. „Краткий курс теплопередачи“. Госэнергоиздат, 1960 г.

მაგალითი IV-2. განვსაზღვროთ (1) მაგალითის პირობისათვის k თბოგადაცემის კოეფიციენტისა და კუთრი თბური ნაკადის მნიშვნელობანი, თუ ფოლადის ბრტყელი კედლის ორივე მხარის ზედაპირზეა მინადული სისქით 1 მმ. მინადულის თბოგამტარობის კოეფიციენტი (I-1) ცხრილის მიხედვით მივიღოთ $\lambda_3 = 0,5$ კკალ/მ სთ °C.

k თბოგადაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა განვსაზღვროთ შემდეგი ფორმულით:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{2000} + \frac{0,001}{0,5} + \frac{0,01}{50} + \frac{0,001}{0,5} + \frac{1}{1200}} =$$

$$= 180,8 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ } ^\circ\text{C.}$$

კუთრი თბური ნაკადის სიდიდის მნიშვნელობა განვსაზღვროთ ფორმულით:

$$q = k \cdot (t_5^I - t_6^{II}) = 180,8 (90 - 50) = 7232 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

თუ შევადარებთ ერთიმეორეს კუთრი თბური ნაკადის სიდიდის მნიშვნელობებს, რომლებიც მიღებული გვაქვს ფოლადის ბრტყელი კედლის ზედაპირზე მინადულის უთანაობისას და მინადულის არსებობისას, მაშინ შეგვიძლია გამოვიტანოთ დასკვნა, რომ მინადულის არსებობისას კუთრი თბური ნაკადის სიდიდის მნიშვნელობა 3,6-ჯერ შემცირდა.

მაგალითი IV-3. ორთქლსადენის სიგრძე, რომელიც აერთებს საქვაბეს სამანქანო დარბაზთან არის $l=80$ მეტრი. ორთქლსადენში მიედინება გადახურებული ორთქლი, რომლის ტემპერატურა $t_6^I = 300$ °C. ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურა $t_6^{II} = 20$ °C. ორთქლსადენი წარმოადგენს რკინის მილს, რომლის შივა დიამეტრი $d_1 = 300$ მმ, ხოლო გარე დიამეტრი $d_2 = 320$ მმ. ატმოსფერულ ჰაერში სითბოს დანაკარგების შესამცირებლად ორთქლსადენზე გარედან შემოდებულია თბოსაიზოლაციო მასალების ორი შრე. პირველი შრე დამზადებულია აზბესტის მასალისაგან, რომლის სისქეა 75 მმ, ხოლო მეორე შრე—კორპისაგან, რომლის სისქეა 30 მმ. განვსაზღვროთ ერთ საათში სითბოს საერთო დანაკარგი. თბოგადაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა გადახურებულ ორთქლიდან მილის კედლის შივა ზედაპირზე მივიღოთ $\alpha_1 = 500$ კკალ/მ² სთ °C, ხოლო მილის გარე ზედაპირიდან ჰაერზე სითბოს გადასვლისას მივიღოთ $\alpha_2 = 10$ კკალ/მ² სთ °C.

(I-1) ცხრილის მიხედვით მივიღოთ: თბოგამტარობის კოეფიციენტი რკინისათვის $\lambda_{რკ} = 40$, აზბესტისათვის $\lambda_{აზ} = 0,16$ და კორპისათვის $\lambda_{კორ} =$

$= 0,86$ კკალ/მ სთ $^{\circ}\text{C}$. კუთრი თბური ნაკადის სიდიდის მნიშვნელობა განისაზღვრება (IV-12) ფორმულის მიხედვით:

$$q = \frac{t_5^I - t_5^{II}}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot \pi \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot d_{03}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{23}} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{303}} \ln \frac{d_4}{d_3} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \pi \cdot d_4}}$$

$$= \frac{80 - 20}{\frac{1}{5 \cdot 0,8 \cdot 14 \cdot 0,8} + \frac{1}{2 \cdot 0,14 \cdot 40} \ln \frac{370}{370} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,10} \ln \frac{470}{370} + \frac{1}{2 \cdot 8,14 \cdot 0,07} \ln \frac{530}{470} + \frac{1}{10 \cdot 3,14 \cdot 580}}$$

$= 364$ კკალ/მ სთ.

სითბოს საერთო დანაკარგი:

$$Q = q \cdot l = 364 \cdot 80 = 29120 \text{ კკალ/სთ.}$$

მაგალითი IV-4. წყალმილა ორთქლის ქვების ფოლადის სადულარი მილების გარე დიამეტრი არის 76 მმ, ხოლო კედლის სისქე—5 მმ.

სადულარი მილების კედლის შიგა ზედაპირი დაფარულია 1,2 მმ სისქის მინადულის შრით, ხოლო გარე ზედაპირი დაფარულია 1,1 მმ სისქის ქვარტლის შრით. კვამლის აირების ტემპერატურა, რომლითაც შემოგარებულია ქვების სადულარი მილები არის 420 $^{\circ}\text{C}$. მივიღოთ, რომ ფოლადის სადულარი მილების თბოგამტარობის კოეფიციენტი არის 41,2 კკალ/მ სთ $^{\circ}\text{C}$, მინადულის 1,13 კკალ/მ სთ $^{\circ}\text{C}$ და ქვარტლის 0,09 კკალ/მ სთ $^{\circ}\text{C}$.

კონვექციური თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა ცხელი კვამლის აირებიდან სადულარი მილების კედლის გარე ზედაპირზე მივიღოთ 61 კკალ/მ² სთ $^{\circ}\text{C}$ და მილების კედლის შიგა ზედაპირიდან მდულარე წყალზე კი 9800 კკალ/მ² სთ $^{\circ}\text{C}$ -ის ტოლი. ორთქლის წნევა ქვაბში // 19.5 ატა.

განვსაზღვროთ კუთრი სითბური ნაკადის მნიშვნელობა ფოლადის სადულარი მილის ერთი სიგრძივი მეტრისა და მილის კედლის შიგა ზედაპირის 1 მ² ფართობის მიხედვით. ამასთან ერთად განვსაზღვროთ მილის კედლის შიგა ზედაპირის 1 მ² ფართობზე ერთი საათის განმავლობაში მიღებული ორთქლის რაოდენობა კილოგრამობით, თუ ქვების საკვები წყლის ტემპერატურა არის 84 $^{\circ}\text{C}$.

როგორც მაგალითის პირობიდან ჩანს, ადგილი აქვს კვამლის ცხელი აირიდან სითბოს გადაცემას დულილის პროცესში მყოფ წყალზე არაერთგვაროვანი სამშრიანი ცილინდრული კედლის საშუალებით. მაგალითის შესაბამისად:

$$d_1 = 63,6 \text{ მმ}; \lambda_1 = 1,13 \text{ კკალ/მ სთ } ^{\circ}\text{C}; \alpha_2 = 61 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ } ^{\circ}\text{C};$$

$$d_2 = 66 \text{ მმ}; \lambda_2 = 41,2 \text{ კკალ/მ სთ } ^{\circ}\text{C}; \alpha_1 = 9800 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ } ^{\circ}\text{C};$$

$$d_3 = 76 \text{ მმ}; \lambda_3 = 0,09 \text{ კკალ/მ სთ } ^{\circ}\text{C};$$

$$d_4 = 78,2 \text{ მმ};$$

ცხელი აირების ტემპერატურა $t_{ცხ.აირ.} = 420^{\circ}\text{C}$ და მდუღარე წყლის ტემპერატურა $t_{მდ.წყ.} = 210^{\circ}\text{C}$. (IV--12) განტოლება გამოვიყენოთ შემდეგი სახით:

$$q_1 = \frac{\pi (t_{ცხ.აირ.} - t_{მდ.წყ.})}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_4}} \quad \text{კკალ/მ სთ.}$$

უკანასკნელ განტოლებაში შევიტანოთ სიდიდეთა რიცხობრივი მნიშვნელობები:

$$q_1 = \frac{3,14 (420 - 210)}{\frac{1}{0,0625 \cdot 0,005} + \frac{1 \cdot 2,9}{2 \cdot 1,13} \lg \frac{0,066}{0,0625} + \frac{0,076}{2 \cdot 41,2} \lg \frac{0,076}{0,066} + \frac{1 \cdot 2,3}{2 \cdot 0,00} \lg \frac{0,078}{0,076} + \frac{1}{0,0752 \cdot 61}} = 2680 \quad \text{კკალ/მ სთ.}$$

განესაზღვრავთ რა ქვაბის სადღურარი მილის 1 სიგრძივი მეტრის მიმართ კუთრი სითბური ნაკადის q -ს მნიშვნელობას, შეგვიძლია განესაზღვროთ კუთრი სითბური ნაკადის q -ს მნიშვნელობა სადღურარი მილების კედლის შიგა ზედაპირის 1 მ² ფართობის მიხედვით:

$$q = \frac{q_1 \cdot l}{f} = \frac{q_1 \cdot l}{\pi \cdot d \cdot l} = \frac{q_1}{\pi \cdot d}$$

მაშასადამე,

$$q = \frac{q_1}{\pi \cdot d_{შიგა}} = \frac{q_1}{3,14 \cdot 0,066} = \frac{2680}{0,207} = 12930 \quad \text{კკალ/მ² სთ.}$$

ორთქლის ქვაბის ხურების ზედაპირის დაძაბულობას განესაზღვრავთ სადღურარი მილების კედლის შიგა ზედაპირის 1 მ² ფართობის კუთრი სითბური ნაკადის მიხედვით. წყლის მშრალი ნაჯერი ორთქლის ცხრილების მიხედვით, როდესაც ორთქლის წნევა $p = 19,5$ ატა-ს, მაშინ მისი თბოშემცველობა (ენჯალპია) $i'' = 668,3$ კკალ/კგ, წყლისათვის კი, როდესაც $t = 84^{\circ}\text{C}$ თბოშემცველობა $i' = 84$ კკალ/კგ.

მაშასადამე, სითბოს ხარჯი ორთქლის ქვაბში 1 კგ ორთქლის მისაღებად ($i'' - i'$) = (668,3 - 84) = 584,3 კკალ.

ორთქლის ქვაბის ხურების ზედაპირის დაძაბულობა იქნება:

$$K = \frac{q}{i'' - i'} = \frac{12930}{584,3} \approx 22,2 \quad \text{კგ/მ² სთ.}$$

თ ა ვ ი მ ე ს უ თ ე

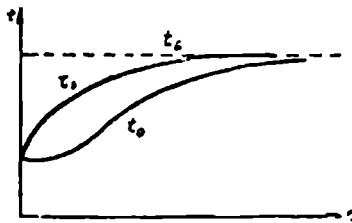
თოგოგამბაროგა არასტაციონარული რეჟიმის დროს

1. ზოგადი ცნებანი არასტაციონარული თბური რეჟიმის დროს თოგოგამბაროგით სითბოს გავრცელების შესახებ

როგორც ზემოთ იყო განხილული, სტაციონარული თბური რეჟიმის დროს ტემპერატურული ველი დროის მიხედვით არ იცვლება, ე. ი. $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$. არასტაციონარული, ე. ი. დაუმყარებელი თბური რეჟიმის შემთხვევაში ტემპერატურული ველი იცვლება დროის მიხედვით და $\frac{\partial t}{\partial \tau} \neq 0$. ამასთან ტემპერატურული ველის შეცვლასთან ერთად იცვლება სხეულის თბოშემცველობაც (ენტალპია i).

არასტაციონარული თბური რეჟიმის დროს ადგილი აქვს სხეულის ნაწილების თბოშემცველობის ცვალებადობას, რაც ყოველთვის დაკავშირებულია გაცხელების ან გაგრილების მოვლენასთან.

აღებული სხეულის გაცხელების პროცესის მიმდინარეობაზე წარმოვდგენას გეგმევს ნაკ. V-1-ზე მოცემული შრუდები. განხილულ ნაკეთზე t_1 არის სხეულის ზედაპირის ტემპერატურა, ხოლო t_2 მისი ცენტრის ტემპერატურა. დროის განმავლობაში—თეორიულად დროის უსასრულოდ დიდი პერიოდის გავლის შემდეგ—სხეულის ტემპერატურის ცვალებადობა მის ცალკეულ წერტილებში წყდება და სხეულის ტემპერატურა უთანაბრდება გარემოს ნაკადის t_3 ტემპერატურას, ე. ი. მყარდება თბური წონასწორობა. მაშასადამე, სხეულის ყოველი წერტილის ტემპერატურები თანაბრდება და ხდება გარემოს ტემპერატურის ტოლი, რაც სტაციონარული თბური რეჟიმის მახასიათებელს ($\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$) წარმოადგენს.

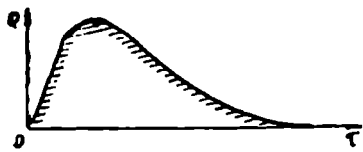


ნაკ. V-1. სხეულის ტემპერატურის ცვალებადობის ხასიათი დროის მიხედვით.

არასტაციონარული თბური რეჟიმისას დროის ერთეულში სხეულის მიერ აკუმულირებული სითბოს რაოდენობა Q კკალ/სთ ცვალებადი სიდიდეა. ამ

სიდიდის ცვალებადობის ხასიათზე ნათელ წარმოდგენას იძლევა ნაქ. V-2-ზე გამოსახული მრუდი.

ნაქ. V-2-ზე გამოსახულ მრუდს ქვემოთ მიღებული ფართობი გამოსახავს სითბოს სრულ რაოდენობას, რომელიც მიეწოდა სხეულს τ დროს გან-

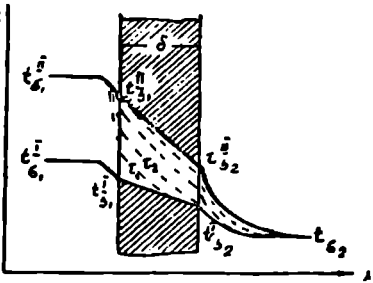


მავლობაში და მისი თბოშემცველობის გადიდება იწვევს. სხეულის გავრილების შემთხვევაში მისი თბოშემცველობა მცირდება და სითბო გადაეცემა გარემოს. განვიხილოთ გამყოფი ბრტყელი კედლის საშუალებით თბოგაცემის პროცესი არასტაციონარული თბური რეჟიმის დროს (ნაქ. V-3).

ნაქ. V-2. დროის მიხედვით სხეულზე მიწოდებული სითბოს რაოდენობა.

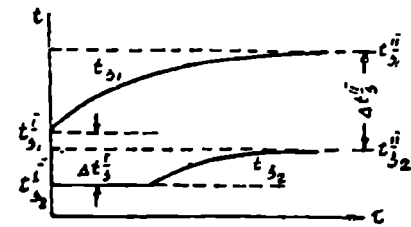
რას t'_{s_1} -დან t''_{s_1} -მდე ისე, რომ ცივი გარემოს ტემპერატურას t_{s_2} არ შევცვლით, მაშინ რომელიც დროის განმავლობაში პროცესი არასტაციონარული გახდება. ამასთან ტემპერატურული მრუდი გახდება ცვალებადი, დაწყებული არასტაციონარული რეჟიმის საწყისიდან, რომელიც ხასიათდება ტემპერატურული მრუდით $t'_{s_1} - t'_{s_1} - t'_{s_2} - t_{s_2}$, სანამ რეჟიმი არ გახდება სტაციონარული ტემპერატურული მრუდით $t''_{s_1} - t''_{s_1} - t''_{s_2} - t_{s_2}$.

თუ ნახტომისამებრ შევცვლით გარემოს ცხელი ნაქადის ტემპერატურას, მაშინ ტემპერატურული მრუდი გახდება ცვალებადი, დაწყებული არასტაციონარული რეჟიმის საწყისიდან, რომელიც ხასიათდება ტემპერატურული მრუდით $t'_{s_1} - t'_{s_1} - t'_{s_2} - t_{s_2}$, სანამ რეჟიმი არ გახდება სტაციონარული ტემპერატურული მრუდით $t''_{s_1} - t''_{s_1} - t''_{s_2} - t_{s_2}$.



კედლის t_{s_1} და t_{s_2} ტემპერატურათა ცვალებადობა დროის მიხედვით ნაჩვენებია ნაქ. V-4-ზე. აქედან ჩანს, რომ კედლის მეორე ზედაპირის ტემპერატურის ამალეება იწყება უფრო დაგვიანებით, ვიდრე პირველი ზედაპირისა და მისი ტემპერატურა იზრდება უფრო ნაქლები სიდიდით.

ნაქ. V-3. არასტაციონარული თბური რეჟიმის დროს ბრტყელ კედელში ტემპერატურის ცვალებადობის ხასიათი.



ნაქ. V-4. დროის მიხედვით ბრტყელი კედლის t'_{s_1} და t''_{s_1} ტემპერატურათა ცვალებადობა.

შემოაღნიშნულის ანალიზისათვის განვიხილოთ ნაქ. V-5-ზე გამოსახული მრუდები. ნაქ. V-5-ზე წარმოდგენილი მრუდები იძლევიან წარმოდგენას გადაცემული სითბოს რაოდენობის ცვალებადობაზე დროის მიხედვით. ამ შემთხვევაში Q^I და Q^{II} სითბოს ის რაოდენობებია, რომლებიც გადაეცემა გარემოს ცხელი ნაქადიდან ცივ ნაქადს დროის ერთეულში, სათანადოდ პრო-

ცესის საწყისი და საბოლოო სტაციონარული რეჟიმების დროს. Q_1 არის სითბოს რაოდენობა, რომელიც არასტაციონარული რეჟიმის დროს გადაეცემა გარემოს (ხელი ნაკადიდან ბრტყელ კედელს, ხოლო Q_2 არის სითბოს ის რაოდენობა, რომელიც ბრტყელი კედლიდან გადაეცემა გარემოს ციე ნაკადს. ($Q_1 - Q_2$) არის სითბოს ის რაოდენობა, რომელიც ნაკეთზე შეესაბამისება დაშტრახულ ფართობს.

($Q_1 - Q_2$) სითბოს რაოდენობა აკუმულირდება კედელში და მისი თბო-

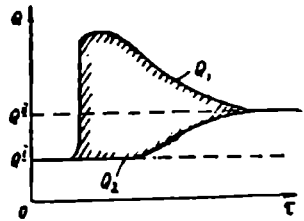
შემცველობის (ენტალპიის) ვადიდებას იწვევს. როგორც ზემოთ იყო აღნიშნული, არასტაციონარული თბური პროცესი დამოკიდებულია სხეულის ენტალპიის შეცვლაზე და მისი ცვალებადობით ხასიათდება. არასტაციონარული რეჟიმის დროს თბური პროცესის სიჩქარე ისაზღვრება ტემპერატურული გამტარობის კოეფიციენტით $a = \frac{\lambda}{c \cdot \gamma}$ მ²/სთ,

ე. ი. სხეულის თბოშემცველობის ცვალებადობის სიჩქარე ზირდაპირ პროპორციულია თბოგამტარობის (λ) კოეფიციენტისა და უკუპროპორციულია მისი მოცულობითი თბოტევადობის ($c \cdot \gamma$).

ტემპერატურისა და გადაცემული სითბოს რაოდენობის ცვალებადობის დადგენილი დამოკიდებულება მკაცრად მართებულია მხოლოდ მყარი სხეულებისათვის. რაც შეეხება სითხეებისა და აირების ვახელებისა და ვაგრილების შემთხვევას მხედველობაში მიღებული უნდა იქნეს კონვექციის მოვლენა, რომელიც ხელს უწყობს ტემპერატურის გათანაბრებას. ასეთ შემთხვევაში ლაპარაკია სითხის ან აირის საშუალო ტემპერატურის ცვალებადობის სიჩქარეზე.

არასტაციონარული თბოგამტარობის დროს მთავარია ვიცოდეთ სხეულის ყოველი წერტილისათვის დროის მიხედვით ტემპერატურის ცვალებადობის კანონზომიერება. ასეთი კანონზომიერებანი შეიძლება მიღებულ იქნეს თბოგამტარობის დიფერენციალური განტოლების ამოხსნის საფუძველზე. მაგრამ მკაცრად ანალიზური გზით ამოხსნა ყოველთვის არ ხერხდება და კონკრეტული ტექნიკურ ამოცანათა გადაწყვეტისას იყენებენ ელემენტარული ბალანსების მეთოდს ან შმიდტის სასრულ სხვაობათა მეთოდს. მითითებული მეთოდები დაფუძნებულია განუწყვეტელი პროცესის შეცვლაზე ისეთი პროცესით, რომელიც შეიძლება ნახტომისებრად მიმდინარეობდეს როგორც დროის, ისე სიგრძის მიხედვით. ამათთან ერთად აგრეთვე იყენებენ ექსპერიმენტულ მეთოდებს, რომლებიც ემყარებიან თბოგამტარობისა და სითხის ლამინარული დინების ან ელექტროდენის დინების მოვლენათა შორის ანალოგიას, ე. ი. ეგრეთ წოდებულ ჰიდრო- და ელექტროანალოგიის მეთოდებს.

არასტაციონარული თბური რეჟიმის დროს აღწერილი მეთოდების გაცნობა შეიძლება სპეციალურ სახელმძღვანელოებში.



ნაკ. V-5. არასტაციონარული რეჟიმის დროს კედლის მიერ მიღებული და გაცემული Q_1 და Q_2 სითბოს რაოდენობანი.

შევნიშნავთ, რომ სამრეწველო თბოენერგეტიკაში და კერძოდ თბოგადამცემი აპარატების მუშაობის დროს არასტაციონარული თბური რეჟიმები ხასიათს ატარებს, ვინაიდან მას ადგილი აქვს მხოლოდ ამ დანადგარების ამუშავებისა და მათი მუშაობიდან გამორთვისა და ან მუშაობის რეჟიმის შეცვლის შემთხვევაში. ამისათვის ორთქლის ქვაბებისა და თბოგადამცემი აპარატების სითბურ გაანგარიშებას აწარმოებენ სტაციონარული თბური რეჟიმის მიხედვით. რაც შეეხება სახურებელი ლუმენების მუშაობას, აქ პირიქით ხდება. აქ არასტაციონარული პროცესი ძირითადი რეჟიმია. ლუმენების გაანგარიშების დროს უნდა განისაზღვროს დროის ის პერიოდი, რომელიც საჭიროა მიღებულ ტემპერატურამდე ლითონის გახურებისათვის.

თბოგადამცემი აპარატების გაანგარიშება

1. ძირითადი ცნებანი და განსაზღვრანი

თბოგადამცემი აპარატები განკუთვნილია ერთ უფრო ცხელ არედან მეორე უფრო ცივ არეზე სითბოს გადაცემისათვის. მოქმედების პრინციპის მიხედვით თბოგადამცემი აპარატები იყოფა რეკუპერაციულ, რეგენერაციულ და შემრეე აპარატებად.

რეკუპერაციულ აპარატებში მოძრავ ცხელ და ცივ არეებს შორის თბოგადაცემა ხდება მათი გამყოფი კედლის საშუალებით. რეკუპერაციულ აპარატებს შეიძლება მიეკუთვნოს რძისა და ღვინის პასტერიზატორები, ორთქლის ქვაბები, ზედაპირული კონდენსატორები, ზედაპირული შემთბობები და სხვ.

რეგენერაციულ აპარატებში ერთი და იგივე მყარი ზედაპირი პერიოდულად შენაცვლებით განიცდის ცხელ და ცივ არეთა შეხებას, რის შედეგად სითბო ცხელ არედან გადაეცემა ცივ არეს. რეგენერაციულ აპარატებს მიეკუთვნებიან ჰაერშემთბობები და სხვ.

შემრეე აპარატებში ადგილი აქვს ცხელი და ცივი არეების უშუალო შერევას. როგორც ამას ადგილი აქვს ინჟექციურ და მრავალჭავლიან ექვქტორულ კონდენსატორებში და სხვ.

თბოგადამცემი აპარატების კონსტრუქციული ფორმები სახალხო მეურნეობის სხვადასხვა დარგის ტექნოლოგიის განვითარებასთან ერთად უმჯობესდებოდა და იცვლებოდა. ნაკ. VI—1-ზე მოცემულია თბოგადამცემი აპარატების განვითარების სქემა.

ნაკ. (VI—1)-ზე მიღებულია შემდეგი აღნიშვნები: 1—ორთქლის მიწოდება; 2—კონდენსატის არინება; 3—სითხის (წყლის და სხვ.) მიწოდება და არინება; 4—კვამლის (საყრცხლე) აირების არინება.

საწარმოო პროცესებისდა მიხედვით თბოგადამცემებში იყენებენ სხვადასხვა სახის სითბოს შემცველებს. თბოგადამცემ აპარატებში უმეტესად იყენებენ კვამლის აირებს, ცხელ წყალს, წყლის ტენიან ნაჯერ და გადახურებულ ორთქლს. თბოგადამცემის მუშაობასა და თბურ გაანგარიშებაზე დიდ გავლენას ახდენს მისი ხურების ზედაპირის გასწვრივ სითხეთა ან აირთა მოძრაობის მიმართულება და ხასიათი. თბოგადამცემ აპარატებში სითხეთა (ან აირთა) მოძრაობის სქემები მოცემულია ნაკ. (VI—2)-ზე, სადაც მიღებულია 10. თბოგადამცემის საფუძვლები.

ლია შემდეგი აღნიშვნები: ა—ერთმხრივი დინება; ბ—შემხვედრი დინება; გ—ჯვარედინი დინება; დ—ერთდროულად განხორციელებული ერთმხრივი და შემხვედრი დინება; ე, ვ და ზ—მრავალჯერადი ჯვარედინი დინება.

თბოგადამცემი აპარატების გაანგარიშების მიზანს წარმოადგენს მათი F ხურების ზედაპირის ფართობის განსაზღვრა. როდესაც თბოგადამცემი აპარატის ხურების ზედაპირის ფართობი ცნობილია, მაშინ გაანგარიშების მიზანს წარმოადგენს მუშა არეების საბოლოო ტემპერატურების განსაზღვრა.

თბოგადამცემი აპარატების თბური გაანგარიშების ძირითად ფორმულებს წარმოადგენენ:

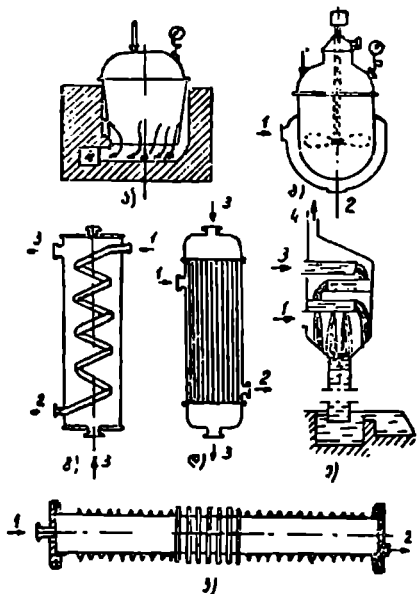
თ ბ ო გ ა დ ა მ ც ე მ ი ს ფ ო რ მ უ ლ ა

$$Q = k \cdot (t_1 - t_2) \cdot F \text{ კკალ/სთ, (VI-1)}$$

სადაც t_1 და t_2 არის ცხელი და ცივი არეების ტემპერატურები;

F მ²—თბოგადამცემი აპარატის ხურების ზედაპირის ფართობი;

k კკალ/მ² სთ °C—თბოგადამცემის კოეფიციენტი.



ნაქ. VI-1. თბოგადამცემი აპარატების განვითარების სქემა.

ა—სახარში კვები; ბ—ორთოლის პერანგოანი ავტოკლავი სარეველათი; გ—კლანკილამილიანი თბოგადამცემი; დ—თბოგადამცემი სწორი მილბით; ე—შუპრევი კონფესორი; ვ—წიბოვებიანი თუჯის მილი.

თ ბ უ რ ი ბ ა ლ ა ნ ს ი ს გ ა ნ ტ ო ლ ე ბ ა

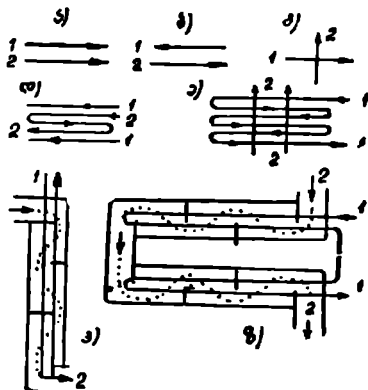
$$Q = w_1 \cdot f_1 \cdot T_1 \cdot c_{p_1} (t'_1 - t''_1) = w_2 \cdot f_2 \cdot T_2 \cdot c_{p_2} (t_2 - t'_2), \text{ (VI-2)}$$

სადაც t'_1 და t''_1 არის ცხელი არეს საწყისი და საბოლოო ტემპერატურები °C;

t'_2 და t''_2 —ცივი არეს საწყისი და საბოლოო ტემპერატურები °C;

f_1 და f_2 —ცხელ და ცივ არეთა გასადინებელი კვეთების ფართობები მ²-ით;

w_1 და w_2 —ცხელი და ცივი არეების საათური სიჩქარეები, მ/სთ;



ნაქ. VI-2. სითხეთა (ან აირთა) მოძრაობის სქემები თბოგადამცემ აპარატებში.

γ_1 და γ_2 —ცხელი და ცივი არეების კუთრი წონები კგ/მ³;
 c_{p_1} და c_{p_2} —ცხელი და ცივი არეების თბოტევადობები კკალ/კგ °C.

როგორც (VI—1) და (VI—2) განტოლებებიდან ჩანს, ინდექსი 1-ით აღნიშნულია ის სიდიდეები, რომლებიც მიეკუთვნებიან ცხელ არეს, ხოლო ინდექსი 2-ით ის სიდიდეები, რომლებიც მიეკუთვნებიან ცივ არეს. მეორე სახის ინდექსები (') და (") შესაბამისად აღნიშნავენ ცხელი და ცივი არეების ტემპერატურებს თბოგადამცემ აპარატში მათი შესვლისა და გამოსვლის მომენტებში.

საკიროა წარმოდგენა ვიქონიით თბოგადამცემ აპარატებში მუშა არეების W წყლის ეკვივალენტზე. თბოგადამცემ აპარატში მუშა არეს წყლის ეკვივალენტის W ტერმინით მხედველობაში გვაქვს წყლის ის რაოდენობა, რომელიც თავის თბოშემცველობით განხილულ არეს თბოშემცველობის ეკვივალენტურია.

რომელიმე მუშა არის წყლის ეკვივალენტისათვის შეიძლება დაიწეროს ზოგადი სახის განტოლებები:

$$\left. \begin{aligned} W &= w \cdot f \cdot \gamma \cdot c \text{ კკალ/სთ } ^\circ\text{C}, \\ W &= V \cdot \gamma \cdot c \text{ კკალ/სთ } ^\circ\text{C}, \\ W &= G \cdot c \text{ კკალ/სთ } ^\circ\text{C}. \end{aligned} \right\} \text{(VI—3)}$$

უკანასკნელ განტოლებებში:

V მ³/სთ არის ერთ საათში გამავალი მუშა არეს მოცულობა;

G კგ/სთ—ერთ საათში გამავალი მუშა არეს წონა.

თუ თბური ბალანსის (VI—2) განტოლებაში შევიტანთ წყლის ეკვივალენტის W -ს მნიშვნელობას (VI—3) განტოლებიდან, მაშინ მივიღებთ:

$$W_1 \cdot (t_1' - t_1'') = W_2 \cdot (t_2'' - t_2')$$

უკანასკნელ ტოლობიდან:

$$\frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{W_2}{W_1} \quad \text{(VI—4)}$$

(VI—4) განტოლებიდან გამომდინარეობს, რომ მუშა არეების ტემპერატურათა სხვაობების შეფარდება მათი წყლის ეკვივალენტების შეფარდების უკუპროპორციულია. ამ განტოლებით გამოსახული დამოკიდებულება გამოიყენება როგორც თბოგადამცემი აპარატის ხურების მთელი ზედაპირის F ფართობისათვის, ისე მისი თითოეული dF ელემენტისათვის. თუ აღნიშნულ დამოკიდებულებას განვიხილავთ უკანასკნელი შემთხვევისათვის, მაშინ (VI—4) განტოლება შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$\frac{dt_1}{dt_2} = \frac{W_2}{W_1} \quad \text{(VI—5)}$$

სადაც dt_1 და dt_2 არიან თბოგადამცემ აპარატში მუშა არეების ტემპერატურათა ცვლილებანი ხურების ზედაპირის dF ელემენტზე.

თბოგადამცემი აპარატების თბური გაანგარიშებისათვის საჭირო ძირითად დებულებათა ჩამოყალიბების შემდეგ გადავიდეთ (VI-4) განტოლებაში შემავალ ცხელი და ცივი არეების ($t_1' - t_1''$) და ($t_2' - t_2''$) ტემპერატურათა სხვაობების დაწვრილებით შესწავლაზე.

2. ტემპერატურული დაწვრივა (სხვაობა)

ზემოთ თბოგადაცემის საკითხების განხილვისა და საანგარიშო ფორმულების გამოყენების დროს დაშვებული იყო, რომ თბოგადამცემი აპარატის F ხურების ზედაპირის ყოველ წერტილში მუშა არეთა ტემპერატურა უცვლელი იყო. რეალურ პირობებში ეს პირობა დაკუთვნილია მხოლოდ სითხის დულილისა და ორთქლის კონდენსირების დროს. სხვა შემთხვევისათვის თბოგადამცემ აპარატებში ცხელ და ცივ არეთა ტემპერატურები იცვლება. ცხელი არეს ტემპერატურა მცირდება, ხოლო ცივი არეს ტემპერატურა იზრდება. აღნიშნულის შედეგად იცვლება არეთა შორის ტემპერატურათა სხვაობაც $\Delta t = t_1 - t_2$. ცხადია, რომ ასეთ პირობებში თბოგადამცემის განტოლება ($Q = k \cdot (t_1 - t_2) \cdot F$) შეიძლება გამოვიყენოთ მხოლოდ დიფერენციალური ფორმით თბოგადამცემი აპარატის ხურების ზედაპირის dF ელემენტისათვის, სახელდობრ:

$$dQ = k \cdot \Delta t \cdot dF \text{ კკალ/სთ.}$$

თბოგადამცემი აპარატის მთელი ხურების F ზედაპირის საშუალებით გადაცემული სითბოს რაოდენობა იქნება:

$$Q = \int_0^F k \cdot \Delta t \cdot dF = k \Delta t_m \cdot F \text{ კკალ/სთ,} \quad (\text{VI-6})$$

სადაც Δt_m °C არის ტემპერატურული დაწვევის საშუალო მნიშვნელობა F ხურების მთელი ზედაპირისათვის.

საშუალო ტემპერატურული დაწვევის (სხვაობის) სიდიდე დამოკიდებულია ცივი და ცხელი არეების მოძრაობის სქემაზე. აღნიშნულის გარდა ტემპერატურათა განაწილება აგრეთვე დამოკიდებულია იმაზე W_1 წყლის ეკვივალენტი მეტია თუ ნაკლები W_2 წყლის ეკვივალენტზე; ამასთან დაკავშირებით თბოგადამცემი აპარატებისათვის ხურების ზედაპირის გასწვრივ ვიხილავთ ტემპერატურათა ცვლილებების ოთხ წყვილ მრუდს, რომლებიც ნაკ. VI-3-ზე და VI-4-ზეა წარმოდგენილი.

ნაკ. VI-3 ა და ბ-ზე მოცემულია პირდაპირი დინებისათვის თბოგადამცემის ხურების ზედაპირის გასწვრივ ტემპერატურათა ცვლილების მრუდები.

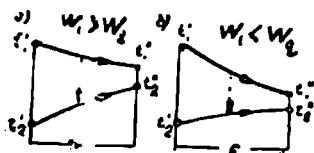
პირდაპირი დინებისათვის საშუალო ლოგარითმული ტემპერატურული დაწვევა განისაზღვრება ფორმულით:

$$\Delta t_m = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} \quad (\text{VI-7})$$

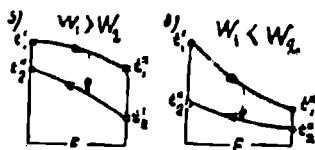
ნაკ. VI—4 ა და ბ-ზე მოცემულია მოპირდაპირე დინებისათვის თბოგადამცემის ხურების ზედაპირის გასწვრივ ტემპერატურათა ცვლილების მრუდები.

მოპირდაპირე დინებისათვის საშუალო ლოგარიტმული ტემპერატურული დაწნევა განისაზღვრება ფორმულით:

$$\Delta t_m = \frac{(t_1'' - t_2') - (t_1' - t_2'')}{\ln \frac{t_1'' - t_2'}{t_1' - t_2''}} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} \quad (\text{VI—8})$$



ნაკ. VI—3. ტემპერატურული მრუდები პირდაპირი დინებისათვის.



ნაკ. VI—4. ტემპერატურული მრუდები მოპირდაპირე დინებისათვის.

როდესაც ცნობილი იქნება საშუალო ლოგარიტმული ტემპერატურული სხვაობა Δt_m , მაშინ თბოგადამცემი აპარატის ხურების ზედაპირის ფართობი გაიანგარიშება ფორმულით:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_m} \text{ მ}^2 \quad (\text{VI—9})$$

თუ სითბოს შემცველების ტემპერატურის ცვლილება თბოგადამცემის ხურების ზედაპირის გასწვრივ უმნიშვნელოა, მაშინ ტემპერატურის ცვლილების მრუდი სწორი ხაზის სახეს ღებულობს, ასეთ შემთხვევაში პრაქტიკული გაანგარიშებისათვის საკმარისი სიზუსტით შეიძლება (VI—9) ფორმულაში, ნაცვლად საშუალო ლოგარიტმული ტემპერატურული დაწნევის სიდიდისა, გამოვიყენოთ საშუალო არითმეტიკული ტემპერატურული დაწნევა

$$\Delta t = \frac{t_1' - t_2' + t_1'' - t_2''}{2} = \frac{t_1' + t_1''}{2} - \frac{t_2' + t_2''}{2} \quad (\text{VI—7a})$$

თბოგადამცემების ხურების ზედაპირების პრაქტიკულ გაანგარიშებათა საფუძველზე დადგენილია, რომ თუ $\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}} > 1,7$ შეიძლება (VI—9) ფორმულაში გამოყენებულ იქნეს საშუალო არითმეტიკული ტემპერატურული დაწნევის სიდიდე (VI—7a), ხოლო თუ $\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}} > 1,7$, მაშინ აღებული უნდა იქნეს საშუალო ლოგარიტმული ტემპერატურული დაწნევის სიდიდე

$$(\Delta t_{max} = t_1' - t_2' \text{ და } \Delta t_{min} = t_1'' - t_2'', \text{ იხ. ნაკ. VI—3}).$$

**3. რეპუბლიკაციული (ზედაპირული) თბოგადაცემის აპარატის
შემოკლებული თბური გაანგარიშება**

თბოგადამცემი აპარატების თბური გაანგარიშებისას პრაქტიკაში გვხვდება ორი შემთხვევა:

1. როდესაც მოცემულია აპარატის თბომწარმოებლობა, სითბოს შემცველები თავისი საწყისი და საბოლოო პარამეტრებით და საჭიროა განისაზღვროს ხურების ზედაპირის F ფართობი და აპარატის კონსტრუქციული ზომები;
2. როდესაც მოცემულია თბოგადამცემი აპარატის კონსტრუქცია და მისი ზომები, სითბოს შემცველები და მათი საწყისი პარამეტრები და საჭიროა განისაზღვროს სითბოს შემცველების საბოლოო პარამეტრები და აპარატის თბომწარმოებლობა.

ამის შესაბამისად თბური გაანგარიშების ორ შემთხვევას ეწოდება კონსტრუქციული და შესამოწმებელი. წინამდებარე სახელმძღვანელოში განხილული იქნება მხოლოდ კონსტრუქციული თბური გაანგარიშება.

თბოგადამცემი აპარატების ჰიდრაულიკური და მექანიკური დეტალური გაანგარიშებანი მოყვანილია სპეციალურ სახელმძღვანელოებში. ამასთან ერთად აღვნიშნავთ, რომ 0,7 ატკ-ზე მეტი წნევით მომუშავე თბოგადამცემი აპარატების კონსტრუქცია უნდა შეესაბამებოდეს ქვაბთზედამხედველობის მიერ დადგენილ მოთხოვნებს.

**თბოგადამცემი ზედაპირული აპარატის კონსტრუქციული
გაანგარიშება**

განვიხილოთ შემთხვევა, როდესაც თბოგადამცემ აპარატში არ იცვლება სითბოს შემცველების აგრეგატული მდგომარეობა თბოგადაცემის პროცესის დროს. ასეთ შემთხვევაში თბოგადამცემი აპარატისათვის შეიძლება დაიწეროს თბური ბალანსის განტოლება შემდეგი სახით:

$$Q = G_1 \cdot c_1 \cdot (t_1' - t_1'') \cdot \eta_{\text{განგ}} = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_2'' - t_2') \quad \text{კკალ/სთ.} \quad (VI-10)$$

უკანასკნელ განტოლებაში:

G_1 და G_2 არის ცხელი და ცივი სითბოს შემცველების საათური ხარჯი, კგ/სთ;
 c_1 და c_2 —სითბოს შემცველების საშუალო თბოტევადობები მუდმივი წნევის დროს, კკალ/კგ °C;

t_1' , t_1'' და t_2' და t_2'' —სითბოს შემცველების საწყისი და საბოლოო ტემპერატურები, °C;

$\eta_{\text{განგ}}$ — კოეფიციენტი, რომელიც აღრიცხავს თბოგადამცემი აპარატის მიერ სითბოს დანაკარგს გარემოში.

თბოგადამცემ აპარატში ცხელი და ცივი სითბოს შემცველების ხარჯი შეიძლება განისაზღვროს (VI—10) განტოლებიდან:

ცხელი სითბოს შემცველის საათური ხარჯი

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 \cdot (t_1' - t_1'') \cdot \eta_{\text{განგ}}} \quad \text{კგ/სთ.} \quad (VI-11)$$

ცივი სითბოს შემცველის საათური ხარჯი

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 \cdot (t_2'' - t_2')} \text{ კვ/სთ.} \quad (\text{VI--12})$$

თბოგადამცემი აპარატის ხურების ზედაპირის F ფართობი გაანგარიშებული უნდა იქნეს შემდეგი ფორმულის მიხედვით:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} \text{ მ}^2,$$

სადაც Q კკალ/სთ არის ერთი საათის განმავლობაში ცხელი სითბოს ზედმეტადმიწოდება;

k კკალ/მ² სთ °C—თბოგადამცემის კოეფიციენტი;

Δt —სითბოს შემცველებს შორის საშუალო ტემპერატურული სხვაობა, °C.

სწორმილებიანი თბოგადამცემი აპარატისათვის (ნაქ. VI—1) შეიძლება დაიწეროს ტოლობა:

$$F = \pi \cdot d_{\text{სავ}} \cdot h \cdot n \cdot z \text{ მ}^2, \quad (\text{VI—13})$$

სადაც $d_{\text{სავ}}$ არის მილების საშუალო დიამეტრი მ-ით;

h —მილების სიგრძე მ-ით;

n —მილთა რაოდენობა;

z —საერთოდ სელათა რაოდენობა, რომელიც კონკრეტულ შემთხვევაში შეიძლება ერთს უდრიდეს.

ფირფიტებიანი თბოგადამცემი აპარატებისათვის, როგორცაა ფირფიტებიანი ჰაერშემობი (ნაქ. VI—5), შეიძლება დაიწეროს ტოლობა

$$F = a \cdot b \cdot n, \quad (\text{VI—14})$$

სადაც F მ² არის თბოგადამცემის ყველა ფირფიტის ფართობი ერთი მხრით;

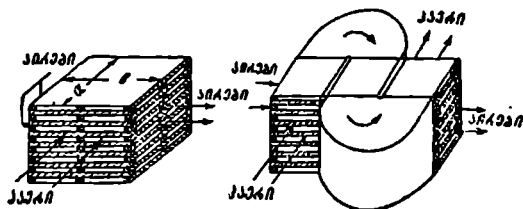
a —ფირფიტების სიგრძე (მ);

b —ფირფიტების სიგანე (მ);

n —ფირფიტების რაოდენობა.

(VI—9) ფორმულად

ლიდან ჩანს, რომ თბოგადამცემი აპარატის F ხურების ზედაპირის ფართობის გაანგარიშებისას წინასწარ გამოთვლილი უნდა იქნეს k თბოგადამცემის კოეფიციენტისა და ცხელ და ცივ არეთა შორის Δt საშუალო ტემპერატურული სხვაობის მნიშვნელობა.



ნაქ. VI—5. ფირფიტებიანი ჰაერშემობის პრინციპული სქემა.

k თბოგადამცემის კოეფიციენტის სიდიდის გასაანგარიშებელ ფორმულაში შემავალ α_1 და α_2 თბოგადამცემის კოეფიციენტების გამოსათვლელად შერ-

ჩეული უნდა იქნეს სითბოს შემცველების λ მ/წმ სიჩქარეები, უმეტეს შემთხვევაში თბოგადამცემ აპარატებში სითბოს შემცველების მოძრაობა ხორციელდება ტუმბოებით და ვენტილატორებით. ჩვეულებრივად სითბის მოძრაობის სიჩქარეს მილებში იღებენ ზღვრებში $0,5 \div 3$ მ/წმ, ხოლო აირების მოძრაობის სიჩქარეს $5 \div 12$ მ/წმ.

განისაზღვრება რა სწორმილებიანი თბოგადამცემი აპარატისათვის სითბოს შემცველის საათური ხარჯი G კგ/სთ და მისი მოძრაობის სიჩქარე λ მ/წმ, მილების d_1 შიგა დიამეტრის შერჩევის შემდეგ გაიანგარიშება მილთა საკირო რაოდენობა:

$$n = \frac{G}{900 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot \lambda \cdot \tau}, \quad (\text{VI}-15)$$

სადაც τ არის ამ სითბოს შემცველის კუთრი წონა კგ/მ³;

d_1 — მილის შიგა დიამეტრი (მ).

ამის შემდეგ საკიროა მილების გაადგილება თბოგადამცემი აპარატის კვეთში. მილების გისოსის ზომები ისაზღვრება შემდეგი მოსაზრებებიდან: მილების კედლების სისქე ჩვეულებრივ აიღება $\delta = 0,5 \div 2,5$ მმ. მილების ($d_1 = d_{\text{შიგა}}$) შიგა დიამეტრი, რათა არ განეღლებ შიგნიდან მათი გაწმენდა მიზნად უღისაგან, არ უნდა იქნეს აღებული 12 მმ-ზე ნაკლები, ხოლო გარე დიამეტრი რეკომენდებულია $38 \div 57$ მმ-ზე მეტი.

4. რეგენერაციული აპარატის შემოკლებული თბური გაანგარიშება

რეგენერაციულ თბოგადამცემ აპარატებში ერთი და იგივე მყარი ზედაპირი (აქუმულაციური ზედაპირი — წყობური) პერიოდულად განიცდის ცხელ და ცივ არეთა გარშემოქმედირებას — შეხებას. აღნიშნულიდან გამომდინარეობს, რომ ასეთ აპარატებში სითბოს გადაცემის პროცესი არასტაციონარულია. პირველ პერიოდში ცხელი არე სითბოს გადაცემს სააკუმულაციო ზედაპირს — წყობურს, ხოლო მეორე პერიოდში ეს უქანასკნელი სითბოს გადაცემს ცივ არეს.

რეგენერაციულ თბოგადამცემში ცხელ არედან ცივ არეზე სითბოს გადაცემა სორციელდება როგორც უძრავი, ისე მოძრავი სააკუმულაციო ზედაპირის — წყობურის საშუალებით. რეგენერატორებში სააკუმულაციო ზედაპირებად — წყობურებად გამოიყენება ცეცხლგამძლე აგური, რკინის ფურცლები, ფირფიტები, ბურთულები, ალუმინის ფოლგა და სხვ.

რეგენერატორების თბური გაანგარიშების დროს საანგარიშო ინტერვალად მიიჩნევენ არა საათს, არამედ ციკლს.

რეგენერაციული თბოგადამცემი აპარატის კონსტრუქციული თბური გაანგარიშება

რეგენერაციული თბოგადამცემი აპარატის თბური გაანგარიშების დროს თბოგადამცემის განტოლებას შემდეგი სახით გამოიყენებენ:

$$Q_0 = k_0 \cdot \Delta t \cdot F, \quad (\text{VI}-16)$$

სადაც Q_c კვალ/ციკლი არის ერთი ციკლის დროს გადაცემული სითბოს რაოდენობა;

Δt C—საშუალო ლოგარითმული ტემპერატურული სხვაობა, რომელიც ისაზღვრება ცივი და ცხელი არეების საწყისი და ციკლის განმავლობაში საშუალო საბოლოო ტემპერატურებით;

F მ²—სააკუმულაციო წყობურის ზედაპირის ფართობი;

k_c — განსახილველი ციკლისათვის თბოგადაცემის კოეფიციენტი, რომლის მნიშვნელობა ისაზღვრება ტოლობით:

$$k_c = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot \tau_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \tau_2}} \cdot \varepsilon \text{ კვალ/მ}^2 \text{ ციკლი } ^\circ\text{C}, \quad (\text{VI}-17)$$

სადაც α_1 არის თბოგაცემის ჯამური კოეფიციენტი ცხელი არეს საშუალებით სააკუმულაციო წყობურის გაცხელებისას (ითვალისწინებს აირების თბურ გამოსხივებას);

α_2 —თბოგაცემის კოეფიციენტი ცივი არეს საშუალებით სააკუმულაციო წყობურის გაცივებისას;

τ_1 და τ_2 —წყობურის გაცხელებისა და გაცივების პერიოდების ხანგრძლივობა;

ε —შესწორების კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს რეგენერაციულ თბოგადაცემებში თბოგადაცემის განსხვავებას რეკუმერაციულ თბოგადაცემისაგან.

თუ დატული იქნება პირობა $\tau_1 = \tau_2$ და შესწორების კოეფიციენტი $\varepsilon = 1$, საქმე გვექნება იდეალურ რეგენერაციულ თბოგადაცემთან. რეალური რეგენერაციული თბოგადაცემისათვის შესწორების კოეფიციენტის მნიშვნელობას იღებენ $\varepsilon = 0,8$. როდესაც რეგენერატორებში სააკუმულაციო წყობურად გამოყენებულია შამოტის ან სილიკატის აგური, მათი წყობა თბოგადაცემებში სხვადასხვაგვარია. ზოგჯერ აგურებს აწყობენ ისე, რომ იქმნება მთლიანი სწორხაზოვანი სადენები (კაუპერის სააკუმულაციო წყობური), სხვა შემთხვევაში ანხორციელებენ შუალედებიან კორიდორულ სადენებს (სიმენსის სააკუმულაციო მარტივი წყობური).

პრაქტიკული გაანგარიშებისას რეგენერაციულ თბოგადაცემებში k_c თბოგადაცემის კოეფიციენტი ისაზღვრება ტოლობით:

$$k_c = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot \tau_1} + \frac{2}{\delta \cdot \gamma \cdot c \cdot \eta_a \cdot \varphi} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \tau_2}} \text{ კვალ/მ}^2 \text{ ციკლი } ^\circ\text{C}, \quad (\text{VI}-18)$$

სადაც δ არის რეგენერაციული თბოგადაცემის სააკუმულაციო წყობურის სისქე მ-ობით, ფორმულაში შეტანილია სიდიდე $\frac{\delta}{2}$;

γ კგ/მ³—რეგენერატორის სააკუმულაციო წყობურის კუთრი წონა;

c კვალ/კგ გრად—სააკუმულაციო წყობურის თბოტევადობა;

φ —კოეფიციენტი, რომლის მნიშვნელობა იცელება ზღვრებში 2,2÷2,5;

τ_1 — სითბოს აკუმულაციის კოეფიციენტი, რომლის მნიშვნელობა აგურის სააკუმულაციო წყობურისათვის იღება 0,5—0,8, ხოლო რკინის წყობურისათვის ერთს უახლოვდება.

გრებერის მიერ ჩატარებული თეორიული გამოკვლევის საფუძველზე გამოირკვა, რომ სითბოს აკუმულაციის კოეფიციენტი η დამოკიდებულია ფურცის კრიტერიუმის მნიშვნელობაზე

$$Fo = \frac{4 \cdot a \cdot \tau_1}{\delta^2},$$

სადაც $a = \frac{\lambda}{c \cdot \gamma}$ მ²/სთ არის ტემპერატურის გამტარობის კოეფიციენტი;

τ_1 — წყობურის გაცხელების პერიოდი საათობით;

δ — წყობურის, ე. ი. აგურის სისქე მეტრობით.

(VI—1) ცხრილში მოცემულია η სითბოს აკუმულაციის კოეფიციენტის მნიშვნელობები ფურცის კრიტერიუმის სიდიდებზე დამოკიდებულებით.

		ცხრილი VI—1									
$Fo = \frac{4 \cdot a \cdot \tau_1}{\delta^2}$		0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0
η		0,18	0,25	0,31	0,37	0,42	0,54	0,64	0,78	0,86	0,9

თბოგადაცემის სიმენსის წყობურაში წვის აიროვანი ნაწარმისა და ჰაერის ნოდრის შემთხვევისათვის α_3 თბოგადაცემის კოეფიციენტი შეიძლება განისაზღვროს შემდეგი ფორმულით:

$$\alpha_3 = k \frac{w_0^{0,8}}{d^{0,32}}, \quad (VI-19)$$

სადაც k არის კოეფიციენტი, რომლის მნიშვნელობა იღება წყობურის განლაგების წესის მიხედვით, მაგალითად, სიმენსის წყობურისთვის იღებენ $k=7,5$;

w_0 — აირის ან ჰაერის სიჩქარე ნორმალური პირობებისათვის (0°C და 760 მმ ვერცხ. წყ. სვ.);

d — აირსადენის დიამეტრი მ-ობით.

თბოგადაცემის რეგენერაციული პრინციპი გამოყენებულია იუნგსტრემის ჰაერშემთბობში (ნაკ. VI—6).

იუნგსტრემის რეგენერაციული ჰაერშემთბობის ერთი ნახევარი შეერთებულია კვამლსადენთან, ხოლო მეორე — ჰაერსადენთან. სითბოს სააკუმულაციო მბრუნავი წყობური შედგება სპეციალური ფორმის რკინის ფურცლებისაგან.

იუნგსტრემის რეგენერაციული ჰაერშემთბობის მბრუნავი წყობურის ბრუნვა რიცხვი საერთოდ მცირეა და ჩვეულებრივ იღება 3—4 ბრ/წთ.

წყობურის რკინის ფურცლების სისქე აიღება $\delta = 0,5—1$ მმ.

α თბოგაცემის კოეფიციენტის განსასაზღვრავად შეიძლება გამოვიყენოთ იუნგსტრემის ფირმის მიერ რეკომენდებული ფორმულა:

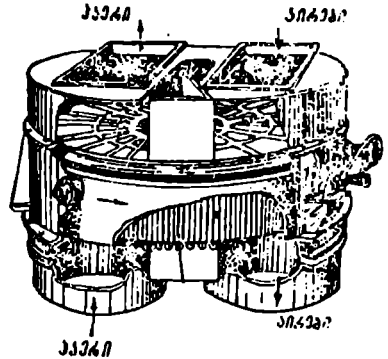
$$\alpha = 6,13 \cdot \text{ჩ}^{0,78} + 4,6 \cdot \text{ჩ}^{-0,88} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ,} \quad (\text{VI}-20)$$

სადაც ჩ მ/წმ არის კვამლის აირების სიჩქარე;

ϵ — ნატურალური ლოგარიტმის ფუნქცია.

არსებულ როგორც რეკუმერაციული, ისე რეგენერაციული ჰაერშემშობობის ანალიზმა გვიჩვენა, რომ ყველაზე უფრო კომპაქტური არის იუნგსტრემის ჰაერშემშობობი, მაგრამ მისი თბური მახასიათებლები დაბალია, ხოლო k თბოგადაცემის კოეფიციენტი არ აღემატება 8 — 12 კკალ/მ² სთ C . ამის გამო მცირეგაბარიტიანი და მალალი თბოგადაცემის კოეფიციენტის მქონე ჰაერშემშობობის შექმნა წარმოადგენს საბჭოთა კონსტრუქტორების უახლოეს ამოცანას. ამ მხრივ აღსანიშნავია დოც. ნ. ნინუას მიერ შექმნილი რეგენერაციული ჰაერშემშობობი მბრუნავი ბურთულებიანი სააკუმულაციო წყობურით.

დოც. ნ. ნინუას მიერ, თბოგადაცემის ინტენსიურობის გადიდების მიზნით, გოფირებული ფირფიტების ნაცვლად მუშა ზედაპირად გამოყენებულ იქნა ლითონის ბურთულების წყობური. რეგენერაციული ჰაერშემშობობის მბრუნავ როტორს აქვს 12 სექტორი, თითოეულ



ნაქ. VI—6. იუნგსტრემის რეგენერაციული ჰაერშემშობობის სქემა.

სექტორში ჩადგმულია ორ-ორი კასეტი, კასეტებში კი მოთავსებულია $d = 3 - 10$ მმ დიამეტრიანი ლითონის ბურთულები; ბურთულების ასეთი მცირე დიამეტრებით მიღწეულია სააკუმულაციო წყობურის მოცულობის ერთეულში დიდი ხურების ფართობის მიღება 150 — 500 მ²/მ³. ასეთი ჰაერშემშობობის თბოგადაცემის განზოგადებულ გასაანგარიშებელ ფორმულას აქვს შემდეგი სახე:

$$Nu = 0,075 \cdot Re \left(\frac{h}{d_m} \right)^{0,88} Ho^{-0,35} Pr^{0,33}, \quad (\text{IV}-21)$$

სადაც h არის ბურთულების წყობურის სიმაღლე მეტრობით;

d_m — ბურთულების დიამეტრი მეტრობით;

Ho — ჰომოპროპონობის კრიტერიუმი;

Pr — პრანდტლის კრიტერიუმი.

დოც. ნ. ნინუას მონაცემებით აღნიშნული რეგენერაციული ჰაერშემშობობის ბურთულებიანი მბრუნავი სააკუმულაციო წყობურის α თბოგაცემის კოეფიციენტი 200 — 1000 კკალ/მ² სთ $^{\circ}C$ ზღვრებში იცვლება, ხოლო თბოგადაცემის კოეფიციენტი — $k = 40 - 50$ კკალ/მ² სთ $^{\circ}C$.

5. შემრევი თბოგადაცემი აპარატის შემოკლებაში
თბური გაანგარიშება

შემრევე თბოგადამცემ აპარატებში ადგილი აქვს ცხელი და ცივი არეების უნაყოფო შერევას და მათ შორის თბოგადაცემა ხორციელდება სითბოს გადანაცემი კედლის გარეშე.

კონსტრუქციული ნიშნების მიხედვით იხილავენ შემრევი თბოგადამცემი აპარატების შემდეგ სახეებს:

1. ფრქვევანიანი კამერები, რომლებშიაც აირის ან ჰაერის მასაში წყლის შესხურება ფრქვევანებით ხდება.

2. სააკუმულაციო წყობურიანი კამერები, რომლებშიაც აირის ან ჰაერის და წყლის შეხება ხდება სააკუმულაციო წყობურის დასველებულ ზედაპირზე (საკუმულაციო წყობური შეიძლება შედგებოდეს რაშიგის რგოლებისაგან, კოქსის ნატეხებისაგან, ხის ფიცრებისა და ლარტყეებისაგან და სხვ., რომელთა საშუალებით უზრუნველყოფილია მათ ზედაპირზე წარმოშობილი სითბის აფსკიო სითბოს გავრცელება).

3. კასკადური შემრევი თბომცველი აპარატი, რომელშიაც გასაცივებული წყალი ზემოდან თანდათან გადმოინდობა ერთ თაროდან მეორეზე და ა. შ.

4. ჰაეღური შემრევი აპარატები, რომლებშიაც ადგილი აქვს წყლის ვათბობას ინექციური ან ეფექციური რითქლით.

5. აფსკივანი შემრევი აპარატები, რომლებშიაც წყალი ურთიერთმოქმედებაშია აირთან ან ორთქლთან და კედელზე ჩადინდება აფსკის სახით.

მრეწველობაში გამოყენებულ თბოგადამცემ აპარატებს, რომლებშიაც ადგილი აქვს სითბისა და აიროვან ნივთიერებათა ურთიერთმოქმედებას, უწოდებენ სკრუბერებს, ხოლო თბობალური დანადგარების შემთხვევაში—საშხეფურებს.

სკრუბერების გარდა, მრეწველობაში იყენებენ ორთქლითა და წყლით შემთბობებს და შემრევე კონდენსატორებს.

შემრევი აპარატების თბოგადაცემის ზედაპირის ფართობის განსაზღვრის სირთულის გამო ზოგიერთ შემთხვევაში იყენებენ k_a მოცულობითი თბოგადაცემის კოეფიციენტის ცნებას. ასეთ შემთხვევაში თბოგადაცემის განტოლება იღებს სახეს

$$Q = k_a \cdot V \cdot \Delta t, \quad (VI-22)$$

სადაც k_a კკალ/მ² სთ °C არის აპარატის 1 მ² აქტიური მოცულობითი თბოგადაცემის კოეფიციენტი;

V მ³—შემრევი კამერის სასარგებლო ანუ აქტიური მოცულობა;

Δt °C—ცხელი და ცივი არეების საშუალო ტემპერატურული სხვაობა.

წესტ განგარიშებათა შემთხვევაში თბოგადაცემის განგარიშება უმჯობესია ჩატარდეს α თბოგადაცემის კოეფიციენტის გამოთვლის საშუალებით.

საკუმულაციო წყობურიანი შემრევი თბოგადამცემის—სკრუბერის სქემა ჰაერის იძულებითი მოძრაობით ნაჩვენებია (ნაკ. VI-7)-ზე.

ასეთი კონსტრუქციის თბოგადამცემში — სკრუბერში k თბოგადაცემის კოეფიციენტის გასაანგარიშებლად შეიძლება გამოყენებულ იქნეს ნ. ჟაურონკოვისა და ნ. ფურბერის ფორმულა:

$$Ki = 0,01 \cdot R_{\text{აირ}}^{0,7} \cdot R_{\text{სითხ}}^{1,7} \cdot P_{\text{აირ}}^{0,33} \quad (\text{VI}-23)$$

სადაც $Ki = \frac{k \cdot d_{\text{ავ}}$ არის კირპიჩევის კრიტერიუმი, რომელიც ახასიათებს აირსა

და სითხეს შორის სითბოსა და მისის ცვლას:

k კკალ/მ² სთ გრად.—თბოგადაცემის კოეფიციენტი;

$$d_{\text{ავ}} = \frac{4 \cdot V_{\text{თავისუფ}}}{F} \text{ — სააკუმულა-}$$

ციო წყობურის ეკვივალენტური დიამეტრი, სადაც $V_{\text{თავისუფ}}$ მ³/მ³—აირის სააკუმულაციო წყობურის თავისუფალი მოცულობა;

F მ²/მ²—სააკუმულაციო წყობურის ერთეული მოცულობის ზედაპირის ფართობი:

$$R_{\text{აირ}} = \frac{4 \cdot \eta_{\text{აირ}}}{\nu_{\text{აირ}} \cdot F} \text{ — რეინოლდსის}$$

კრიტერიუმი, აირებისათვის;

$\eta_{\text{აირ}}$ მ/წმ—აირის საშუალო ოპტიმალური სიჩქარე წყობურის წინ სკრუბერის თავისუფალ განივკვეთში;

$\nu_{\text{აირ}}$ მ²/წმ—აირის კინემატიკური სიბლანტე მისი საშუალო ტემპერატურის დროს;

$$R_{\text{სითხ}} = \frac{H_{\text{ფ}} \cdot d_{\text{ავ}}}{3600 \cdot \nu_{\text{სითხ}}} \text{ — რეინოლდსის კრიტერიუმი სითხისათვის,}$$

სადაც $H_{\text{ფ}}$ მ²/მ² სთ—წვეთების ვარდნის ინტენსიურობა;

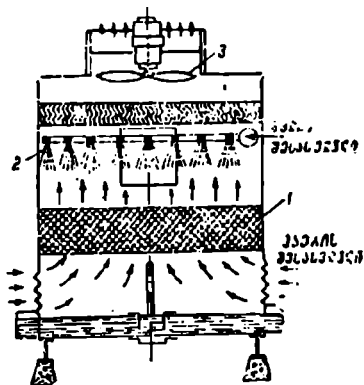
$\nu_{\text{სითხ}}$ მ²/წმ—სითხის (წყლის) კინემატიკური სიბლანტე მისი საშუალო ტემპერატურის დროს;

$$Pr_{\text{აირ}} = \frac{\nu_{\text{აირ}}}{\alpha_{\text{აირ}}} \text{ — პრანდტლის კრიტერიუმი აირებისათვის;}$$

$\alpha_{\text{აირ}}$ —აირის ტემპერატურის გამტარობის კოეფიციენტი, მ²/წმ.

6. თბოგადაცემის კოეფიციენტის განსაზღვრა

როგორც წინამდებარე სახელმძღვანელოს შესავალში იყო აღნიშნული თბოგადამცემების გაანგარიშების დროს აუცილებელ პირობას წარმოადგენს ცხელ არედან (ნაჯადიდან) ცივ არეზე სითბოს გადაცემა რაც შეიძლება მკორე გაბარიტული ზომებიანი თბოგადამცემებით, რის განხორციელება შეპირობებული უნდა იქნეს თბოგადაცემის პროცესის ინტენსიურობით, ე. ი. სით-



ნაქ. VI-7. სააკუმულაციო წყობურაში შემრევი თბოგადამცემი—სკრუბერი ჰაერის იძულებითი მოძრაობით.

ბოს გავრცელების დაჩქარებით. მასთან ერთად უზრუნველყოფილი უნდა იქნეს თბოგადამცემში ჰიდრავლიკურ წინაღობათა მინიმუმამდე დაყვანა.

ჰიდრავლიკურ წინაღობათა სიდიდეები შეაპირობებენ როგორც ვენტილატორების, ისე ტუმბოების სიმძლავრეებს. ამიტომ თბოგადამცემის ჰიდრომექანიკური გაანგარიშება საჭიროა ვენტილატორებისა და ტუმბოების სიმძლავრეების განსაზღვრისათვის, კონსტრუქციის სრულყოფისა და მისი მუშაობის უხელსაყრელესი მუშაობის დადგენისათვის.

თუ ცნობილი იქნება თბოგადამცემის საციკულაციო კონტურში ჰიდრავლიკურ წინაღობათა სიდიდე და სითხის წამური ხარჯი, მაშინ შეიძლება თბოგადამცემში სითხის გადასადგილებლად საჭირო სიმძლავრის გაანგარიშება შემდეგი ფორმულით:

$$N = \frac{\Delta p_{\text{საერთო}} \cdot V_{\text{წმ}}}{75 \cdot \eta} \quad \text{ცხ. დ.} \quad (\text{VI—24 ა})$$

ან

$$N = \frac{\Delta p_{\text{საერთო}} \cdot G_{\text{სთ}}}{3600 \cdot 75 \cdot \gamma \cdot \eta} \quad \text{ცხ. დ.} \quad (\text{VI—24 ბ})$$

სადა: $V_{\text{წმ}}$ არის სითხის მოცულობითი ხარჯი, მ³/წმ;

$G_{\text{სთ}}$ —სითხის წონითი ხარჯი, კგ/სთ;

γ —სითხის კუთრი წონა, კგ/მ³;

η —ვენტილატორის ან ტუმბოს მ. ქ. კ.;

$\Delta p_{\text{საერთო}}$ —საერთო (სრული) ჰიდრავლიკური წინაღობა, კგ/მ².

სიმძლავრის გასაანგარიშებლად საჭიროა თბოგადამცემის საციკულაციო კონტურში ხახუნისა და ადგილობრივი წინაღობათა განსაზღვრა.

ა) ჰიდრავლიკურ წინაღობათა განსაზღვრა

ჰიდრავლიკის კურსიდან ცნობილია, რომ მილგაყვანილობაში სითხის მოძრაობისას ადგილი აქვს როგორც ხახუნის შედეგად გამოწვეულ, ისე ადგილობრივ წინაღობებს. აღნიშნულ წინაღობათა დასაძლევად იხარჯება სითხის ნაკადის ენერჯიის ნაწილი. სითხის ნაკადის ენერჯიის ის რაოდენობა, რომელიც იხარჯება ჰიდრავლიკურ წინაღობათა გადასალახებლად ერთი კუბური მეტრი სითხის გადაადგილებისას, გამოისახება წნევის ვარდნის (Δp კგ/მ²) სახით.

ცნობილია, რომ ხახუნის ჰიდრავლიკური წინაღობა შეპირობებულია სითხის სიბლანტით და მელავნდება იმ ადგილებში, სადაც სითხის ნაკადი მოძრაობისას კედლის გასწვრივ მოუწყვეტლად მიედინება. ცხადია, რომ ხახუნის ჰიდრავლიკური წინაღობა აგრეთვე დამოკიდებულია სითხის ნაკადის სიჩქარესა და კედლის დასველების ზედაპირის მდგომარეობაზე და სხვ. მიწებში ან არხებში არაკუმშვადი სითხის მოძრაობისას ხახუნის ჰიდრავლიკური წინაღობა შეიძლება გაანგარიშებულ იქნეს ფორმულით:

$$\Delta p_{\text{ხახუნ}} = \xi \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\gamma \cdot w_{\text{სითხ}}^2}{2g} = \xi \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot w_{\text{სითხ}}^2}{2}, \quad (\text{VI—25})$$

სადაც $\mathcal{W}_{სითხ}$ არის სითხის ნაკადის საშუალო სიჩქარე, მ/წმ:

l — მილგაყვანილობის ან არხის სიგრძე, მ;

d — სითხის სადენის ეკვივალენტური დიამეტრი, მ;

ρ — სითხის სიმკვრივე, კგ წმ³/მ³;

γ — სითხის კუთრი წონა, კგ/მ³;

ξ — ხახუნის წინააღობის კოეფიციენტი, რომელიც უგანზომილებო სიდიდეა და სითხის იზოთერმული მოძრაობის დროს ისაზღვრება.

კდების შედეგად მიღებულია, რომ, თუ განვიხილავთ სითხის არაიზოთერმულ მოძრაობას, როდესაც ადგილი აქვს სითხის ნაკადის სიმკვრივისა და მოძრაობის სიჩქარის ცვალებადობას, მაშინ წინა ფორმულა (VI-25) უნდა გამოისახოს შემდეგნაირად:

$$\Delta p = \left(\xi \cdot \frac{l}{d} + 2 \ln \frac{w_2}{w_1} \right) \cdot \frac{\gamma \cdot \mathcal{W}_{სითხ}}{2g} \quad (VI-26)$$

(VI-26) ფორმულაში ინდექსები 1 და 2 აღნიშნავენ, რომ სიდიდეები აღებულია მილის ან არხის დასაწყისსა და ბოლოში. დამატებითი წევრი

$$2 \ln \frac{w_2}{w_1} \cdot \frac{\gamma \cdot \mathcal{W}_{სითხ}}{2g} = 2 \left(\frac{t_2 - t_1}{T_{სითხ}} \right) \cdot \frac{\gamma \cdot \mathcal{W}_{სითხ}}{2g} = \Delta p_{უთ} \quad (ა)$$

აღრიცხავს წნევის დანაკარგს მოძრაობის უთანაბრობაზე.

შევნიშნავთ, რომ ნაკადის გაცხელების შემთხვევაში $\Delta p_{უთ}$ დადებითი სიდიდეა, ხოლო გაგრილების შემთხვევაში— უარყოფითი. სითხის ნაკადის არაიზოთერმული მოძრაობისას აგრეთვე მხედველობაში მიღებული უნდა იქნეს თვით წნევის წინააღობა. თვითწნევის წინააღობა და მისი ტოლი ამწვევი ძალა შეიძლება განისაზღვროს შემდეგი ტოლობით:

$$\Delta p_{წნ} = (\gamma_0 - \gamma) \cdot h \quad (VI-27)$$

სადაც γ_0 არის ცივი სითხის, მაგალითად, გარემოს ჰაერის კუთრი წონა კგ/მ³;

γ — ცხელი სითხის, მაგალითად, კვამლის აირების კუთრი წონა, კგ/მ³.

h — ვერტიკალური აირსადენის სიმაღლე, მ.

ცხელი სითხის ზემოდან ქვემოთ მოძრაობისას $\Delta p_{წნ}$ წარმოადგენს სადენის დამატებით წინააღობას, ხოლო აღმავალი მოძრაობისას სადენის წინააღობა მცირდება $\Delta p_{წნ}$ სიდიდით.

მილგაყვანილობაში ან არხებში სითხის მოძრაობისას ადგილობრივი წინააღობანი შეპირობებულია გრივალთწარმოქმნით განიკვეთის შეცვლისას და, აგრეთვე, სითხის ნაკადის შესვლისა და გამოსვლის დროს ცალკეულ წინააღობათა გადალახვის გამო.

ადგილობრივი წინააღობის გასაანგარიშებლად შეიძლება გამოვიყენოთ ცნობილი ფორმულა:

$$\Delta p_{აღ} = \xi \frac{\rho \cdot \mathcal{W}^2}{2} \quad (VI-28)$$

სადაც Σ არის ადგილობრივი წინალობის კოეფიციენტი.

თბოგადამცემი აპარატის საერთო ჰიდრაულიკური წინალობა-გაიანგარიშება ტოლობით:

$$\Delta P_{\text{საერთო}} = \Sigma \Delta P_{\text{ახეზ}} + \Sigma \Delta P_{\text{თო}} \pm \Sigma \Delta P_{\text{წვე}} + \Sigma \Delta P_{\text{ადგ.}} \quad (ბ)$$

საჭიროა აღინიშნოს, რომ სხვადასხვა ცნობარში მოცემულ ჰიდრაულიკურ წინალობათა სიდიდეები გამოსადეგია სითხის ნაკიდის იზოთერმული მოძრაობის შემთხვევისათვის. სითხის არაიზოთერმული მოძრაობის შემთხვევისათვის მხედველობაში მიღებული უნდა იქნეს როგორც ცალკეული, ისე საერთო ჰიდრაულიკურ წინალობათა ცვლილებანი.

საერთოდ ჰიდრაულიკურ წინალობათა ზუსტი გაანგარიშება კონკრეტული შემთხვევისათვის ძლიერ ძნელია, ამიტომ ზუსტი გაანგარიშებისას ექსპერიმენტს მიმართავენ. თბოგადამცემი აპარატების ცალკეული ელემენტების ჰიდრაულიკურ წინალობათა გაანგარიშებისათვის და ამ საკათხების დაწვრილებით შესწავლისათვის გამოყენებული უნდა იქნეს სპეციალური ლიტერატურა.

მაგალითი VI-1. წყლის გლუვმილებიან ეკონომიზერში $G = 10000$ კგ/სთ წყალი $t'_2 = 40^\circ\text{C}$ -დან $t''_2 = 140^\circ\text{C}$ -მდე ცხელდება. მასთან კვამლის აირების ტემპერატურა $t'_1 = 350^\circ\text{C}$ -დან $t''_1 = 150^\circ\text{C}$ -მდე ეცემა. განვსაზღვროთ წყლის ეკონომიზერის ხურების ზედაპირის ფართობი როგორც პირდაპირი, ისე მოპირდაპირე დინებისათვის. k თბოგადაცემის კოეფიციენტის სიდიდეს წყლის ეკონომიზერისთვის ვიღებთ $k = 14$ კკალ/მ² სთ $^\circ\text{C}$. სითბოს საერთო რაოდენობა, რომელსაც მიიღებს G კგ წყალი ეკონომიზერში ერთი საათის განმავლობაში იქნება:

$$Q = G \cdot c \cdot (t''_2 - t'_2) = 10000 \cdot 1 \cdot (140 - 40) = 10^6 \text{ კკალ/სთ.}$$

მიღებულია, რომ წყლის წონითი საშუალო თბოტევადობა $c \approx 1$ კკალ/კგ $^\circ\text{C}$.

ტემპერატურათა საშუალო ლოგარითმული სხვაობა პირდაპირი დინებისათვის (VI-7) ფორმულის მიხედვით იქნება:

$$\Delta t = \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{\ln \frac{t'_1 - t'_2}{t''_1 - t''_2}} = \frac{(350 - 40) - (150 - 140)}{\ln \frac{350 - 40}{150 - 140}}$$

$$\Delta t = \frac{310 - 10}{\ln \frac{310}{10}} = \frac{300}{\ln 31} = 107.1^\circ\text{C.}$$

წყლის ეკონომიზერის ხურების ზედაპირის ფართობი (VI-9) ფორმულის თანახმად

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{10^6}{14 \cdot 107.1} = 666,9 \text{ მ}^2.$$

ტემპერატურათა საშუალო ლოგარიტმული სხვაობა მოპირდაპირე დინებისათვის (VI—8) ფორმულის მიხედვით იქნება:

$$\Delta t = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} = \frac{(350 - 140) - (150 - 40)}{\ln \frac{350 - 140}{150 - 40}} =$$

$$= \frac{210 - 110}{\ln \frac{210}{110}} = \frac{100}{\ln 1,909} = 156,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

წყლის ეკონომიზერის ხურების ზედაპირის ფართობი მოპირდაპირე დინებისათვის

$$F' = \frac{10^6}{14 \cdot 156,2} = 460 \text{ მ}^2.$$

მაშასადამე, წყლის ეკონომიზერის ხურების ზედაპირის ფართობი მოპირდაპირე დინებისას პირდაპირი დინების შემთხვევასთან შედარებით დაახლოებით 1,45-ჯერ ნაკლები მიიღება.

მაგალითი VI—2. მილოვან თბოგადამცემში წყლის გათბობა ხორციელდება ცხელი წყლის საშუალებით. ცხელი წყლის საწყისი ტემპერატურა $t_1' = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$, ხოლო საბოლოო ტემპერატურა $t_1'' = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$. გასათბობი წყლის საწყისი ტემპერატურა მოპირდაპირე დინების სქემის შემთხვევაში არის $t_2' = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$, ხოლო საბოლოო ტემპერატურა $t_2'' = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$.

გამაცხელებელი წყლიდან გასათბობ წყალს თბოგადამცემში ერთი საათის განმავლობაში გადაეცემა სითბოს რაოდენობა $Q = 20 \cdot 10^3$ კკალ/სთ, როდესაც თბოგადამცემის კოეფიციენტი $k = 1500$ კკალ/მ² სთ გრად.

განვსაზღვროთ თბოგადამცემის თბოგადამცემის ზედაპირის ფართობი (F მ²) როგორც მოპირდაპირე, ისე პირდაპირი დინების დროს.

საშუალო არითმეტიკული ტემპერატურული დაწნევა (VI—7 ა) ფორმულის მიხედვით

$$\Delta t_{\text{არით}} = \frac{t_1' + t_1''}{2} - \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{110 + 70}{2} - \frac{40 + 60}{2} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

საშუალო ლოგარიტმული ტემპერატურული დაწნევა (VI—8) ფორმულის შესაბამისად

$$\Delta t_{\text{ლოგ}} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} = \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}}$$

$$\Delta t_{\text{max}} = t_1' - t_2'' = 110 - 60 = 50 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{min}} = t_1'' - t_2' = 70 - 40 = 30 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

მაშასადამე:

$$\Delta t_{\text{ლოგ}} = \frac{50 - 30}{\ln \frac{50}{30}} = 38,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}} = \frac{50}{30} = 1,66 < 1,7,$$

ასეთი ფარდობის დროს საშუალო არითმეტიკული ტემპერატურული დაწნევა იიღვეა ცდომილებას 4%, რაც დასაშვებია ტექნიკურ გაანგარიშებათა დროს.

მოპირდაპირე დინებისა და საშუალო ლოგარითმული ტემპერატურული დაწნევის დროს თბოგადამცემის თბოგადაცემის ზედაპირის ფართობი ($V[-9]$) ფორნულის მიხედვით იქნება

$$F_1 = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{\text{ლოგ}}} = \frac{20 \cdot 10^3}{1500 \cdot 38,3} = 0,349 \text{ მ}^2.$$

თუ გაანგარიშებას ჩავატარებთ პირდაპირი დინების სქემის მიხედვით, მაშინ

$$\Delta t_{\text{max}} = t_1' - t_2' = 110 - 40 = 70 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{min}} = t_1'' - t_2'' = 70 - 60 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

ვინაიდან

$$\frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}} = \frac{70}{10} = 7 > 1,7$$

გაანგარიშებას ვატარებთ საშუალო ლოგარითმული დაწნევის მიხედვით:

$$\Delta t_{\text{ლოგ}} = \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}} = \frac{70 - 10}{\ln \frac{70}{10}} = 30,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

ამ შემთხვევაში პირდაპირი დინების სქემის დროს თბოგადამცემის თბოგადაცემის ზედაპირის ფართობი

$$F_2 = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{\text{ლოგ}}} = \frac{20 \cdot 10^3}{1500 \cdot 30,8} = 0,434 \text{ მ}^2.$$

მაგალითის ამოხსნის შედეგებიდან ჩანს, რომ პირდაპირი დინების სქემის დროს 24%-ით მეტი თბოგადაცემის ზედაპირის ფართობი უნდა ჰქონდეს თბოგადამცემს შედარებით მოპირდაპირე დინებით მომუშავე თბოგადამცემთან

$$\left(\frac{F_2}{F_1} = \frac{0,434}{0,349} = 1,24 \right).$$

შხრალი ზაერის ფიზიკური პარამეტრები როდესაც $p = 1$ კე/სმ²

t, °C	γ , კგ/სმ ³	c_p კკალ/კგ °C	$10^3 \lambda$ კკალ/მ სთ °C	$10^3 \alpha$ მ/სთ	$10^6 \mu$, კგ წმ/სმ ²	$10^6 \nu$, მ/წმ	Pr
-180	3,685	0,250	0,65	0,705	0,66	1,76	0,900
-150	2,817	0,248	1,00	1,45	0,89	3,10	0,770
-100	1,984	0,244	1,39	2,88	1,20	5,94	0,742
- 50	1,534	0,242	1,75	4,73	1,49	9,54	0,726
- 20	1,365	0,241	1,94	5,94	1,66	11,93	0,724
0	1,252	0,241	2,04	6,75	1,75	13,70	0,723
10	1,206	0,241	2,11	7,24	1,81	14,70	0,722
20	1,164	0,242	2,17	7,66	1,86	15,70	0,722
30	1,127	0,242	2,22	8,14	1,91	16,61	0,722
40	1,092	0,242	2,28	8,65	1,96	17,60	0,722
50	1,056	0,243	2,34	9,14	2,00	18,60	0,722
60	1,025	0,243	2,41	9,65	2,05	19,60	0,722
70	0,996	0,243	2,46	10,18	2,08	20,45	0,722
80	0,968	0,244	2,52	10,65	2,14	21,70	0,722
90	0,942	0,244	2,58	11,25	2,20	22,90	0,722
100	0,916	0,244	2,64	11,80	2,22	23,78	0,722
120	0,870	0,245	2,75	12,90	2,32	26,20	0,722
140	0,827	0,245	2,86	14,10	2,40	28,45	0,722
160	0,789	0,246	2,96	15,25	2,46	30,0	0,722
180	0,755	0,247	3,07	16,50	2,55	33,17	0,722
200	0,723	0,247	3,18	17,80	2,64	35,82	0,722
250	0,653	0,249	3,42	21,2	2,85	42,8	0,722
300	0,596	0,250	3,69	24,8	3,03	49,9	0,722
350	0,549	0,252	3,93	28,4	3,21	57,5	0,722
400	0,508	0,253	4,17	32,4	3,36	64,9	0,722
500	0,450	0,256	4,64	40,0	3,69	80,4	0,722
600	0,400	0,260	5,00	49,1	4,00	98,1	0,723
800	0,325	0,266	5,75	68,0	4,54	137,0	0,725
1000	0,268	0,272	6,55	89,9	5,05	185,0	0,727
1200	0,238	0,278	7,27	113,0	5,50	232,5	0,730
1400	0,204	0,284	8,00	138,0	5,89	282,5	0,736
1600	0,182	0,291	8,70	165,0	6,28	330,0	0,740
1800	0,165	0,297	9,40	192,0	6,68	397,0	0,744

დუღილის ტემპერატურაზე გაცხელებული წყლის ფიზიკური პარამეტრები

t°, C	p კგ/სმ²	γ' კგ/მ³	i, კკალ/კგ	c _p კკალ/კგ°C	λ კკალ/მ სთ °C	α · 10⁴ მ²/სთ	10⁵ μ კგ წმ. მ²	10⁴ ν მ²/წმ.	10³ β 1/°C	Pr
0	1	999,8	0	1,012	0,474	4,7	182,5	1,790	-0,63	13,7
10	1	999,6	10,04	1,006	0,494	4,9	133,0	1,300	0,88	9,56
20	1	998,2	20,03	1,004	0,515	5,1	102,0	1,000	2,07	7,06
30	1	995,6	30,00	1,003	0,531	5,3	81,7	0,805	3,04	5,5
40	1	992,2	39,98	1,003	0,545	5,5	66,6	0,659	3,90	4,3
50	1	988,0	49,95	1,003	0,557	5,6	56,0	0,556	4,6	3,56
60	1	983,2	59,94	1,004	0,567	5,8	48,0	0,479	5,3	3,00
70	1	977,7	69,93	1,006	0,574	5,8	41,4	0,415	5,8	2,56
80	1	971,8	79,95	1,007	0,580	5,9	36,3	0,366	6,3	2,23
90	1	965,3	89,98	1,009	0,585	6,0	32,1	0,326	7,0	1,95
100	1,03	958,3	100,04	1,010	0,587	6,1	28,8	0,295	7,5	1,75
110	1,46	951,0	110,12	1,012	0,589	6,1	26,0	0,268	8,0	1,58
120	2,02	943,1	120,3	1,015	0,590	6,2	23,5	0,244	8,6	1,43
130	2,75	934,8	130,4	1,020	0,590	6,2	21,6	0,226	9,2	1,32
140	3,68	926,1	140,4	1,025	0,589	6,2	20,0	0,212	9,7	1,23
150	4,95	916,9	150,9	1,032	0,588	6,2	18,9	0,202	10,3	1,17
160	6,30	917,4	161,3	1,040	0,587	6,2	17,7	0,191	10,8	1,10
170	8,08	897,3	171,7	1,048	0,584	6,2	16,6	0,181	11,5	1,05
180	10,23	886,9	182,2	1,057	0,580	6,2	15,6	0,173	12,2	1,01
190	12,80	876,0	192,8	1,066	0,576	6,2	14,8	0,166	12,9	0,97
200	15,86	864,7	203,5	1,078	0,570	6,1	14,1	0,160	13,6	0,94
210	19,46	852,8	214,3	1,10	0,563	6,0	13,4	0,154	14,6	0,92
220	23,66	840,3	225,3	1,11	0,555	6,0	12,8	0,149	15,6	0,90
230	28,53	827,3	236,4	1,12	0,548	6,0	12,2	0,145	16,7	0,88
240	34,14	813,6	247,7	1,13	0,540	5,9	11,7	0,141	17,9	0,86
250	40,56	799,2	259,2	1,16	0,531	5,7	11,2	0,137	19,4	0,86
260	47,87	784,0	271,0	1,18	0,520	5,6	10,8	0,135	21,2	0,86
270	56,14	767,9	283,0	1,20	0,507	5,5	10,4	0,133	22,3	0,87
280	65,46	750,7	295,3	1,25	0,494	5,3	10,0	0,131	24,0	0,89
290	75,92	732,3	308,0	1,30	0,480	5,0	9,6	0,129	25,7	0,92
300	87,61	712,5	321,0	1,38	0,464	4,7	9,3	0,128	31,4	0,98
310	100,64	690,6	334,6	1,47	0,446	4,4	9,0	0,128	36	1,05
320	115,12	667,1	349,0	1,57	0,425	4,1	8,7	0,128	40	1,13
330	131,18	640,2	364,2	1,72	0,402	3,7	8,3	0,127	45	1,25
340	148,96	609,4	380,7	1,95	0,376	3,2	7,9	0,127	61	1,45
350	168,63	572,0	398,9	2,2	0,344	2,7	7,4	0,127	67	1,67
360	190,42	524,6	420,9	2,43	0,306	2,4	6,8	0,127	112	1,91
370	214,68	448,0	452,3	2,68	0,252	2,1	5,8	0,127	314	2,18

მზრალი ნაჯერის ორთქლის ფიზიკური პარამეტრები

t°, C	p კმ/სმ²	r' კმ/სმ	i' კვალ/კვ	r კვალ/კვ	c _p კვალ	10° ლ.		10° მ. მ/სთ.	10° მ. კმ წმ მ	10° მ. მ/წმ	Pr
						მ სთ °C	მ სთ °C				
10C	1,03	0,598	638,9	538,9	0,48	2,08	71,0	1,23	20,15	1,02	
110	1,46	0,527	642,5	532,4	0,49	2,23	54,4	1,28	15,20	1,00	
120	2,03	0,112	646,0	525,7	0,50	2,37	42,1	1,34	11,70	0,99	
130	2,75	1,496	649,3	518,9	0,52	2,53	32,5	1,39	9,11	1,01	
140	3,69	1,967	652,6	511,9	0,53	2,65	25,4	1,44	7,18	1,02	
150	4,85	2,548	655,5	504,9	0,55	2,85	20,3	1,50	5,76	1,021	
160	6,30	3,260	659,3	497,0	0,57	3,00	16,15	1,55	4,67	1,04	
170	8,08	4,122	660,9	489,2	0,59	3,18	13,05	1,61	3,83	1,06	
180	10,23	5,157	663,2	481,0	0,61	3,30	10,50	1,67	3,18	1,09	
190	12,80	6,392	665,3	472,5	0,65	3,53	8,56	1,72	2,64	1,11	
200	15,86	7,857	667,0	463,5	0,68	3,71	6,94	1,77	2,21	1,15	
210	19,46	9,585	668,3	454,0	0,72	3,88	5,63	1,82	1,86	1,19	
220	23,66	11,61	669,2	443,9	0,76	4,04	4,57	1,87	1,58	1,24	
230	28,53	13,98	669,7	433,3	0,81	4,26	3,76	1,92	1,35	1,29	
240	34,14	16,75	669,6	421,9	0,87	4,47	3,08	1,98	1,16	1,35	
250	40,56	19,98	669,0	409,8	0,92	4,68	2,55	2,03	0,997	1,41	
260	47,87	22,74	667,8	396,8	1,00	4,88	2,08	2,09	0,865	1,52	
270	56,14	28,11	665,9	382,9	1,09	5,15	1,69	2,15	0,750	1,60	
280	65,46	33,22	663,5	368,2	1,19	5,43	1,37	2,22	0,654	1,72	
290	75,92	39,18	660,2	352,2	1,33	5,74	1,11	2,28	0,574	1,86	
300	87,61	46,24	656,1	335,1	1,48	6,03	0,88	2,35	0,499	2,03	
310	100,64	54,64	650,8	316,2	1,69	6,54	0,71	2,42	0,435	2,21	
320	115,13	64,79	644,2	295,2	1,94	7,00	0,56	2,50	0,379	2,45	
330	131,18	77,20	636,0	271,6	2,34	7,57	0,42	2,59	0,284	3,24	
340	149,00	92,90	625,6	244,9	2,80	8,20	0,316	2,70	0,284	3,24	
350	168,63	113,6	611,9	213,0	4,00	9,20	0,203	2,84	0,215	4,35	
360	190,42	143,6	592,8	171,9	5,00	10,60	0,148	3,03	0,207	5,05	
370	214,68	200,0	559,3	107,0	7,00	13,20	0,095	3,36	0,163	6,20	

ძირითადი აღნიშვნები

- r —რადიუსი, მ.
 d —დიამეტრი, მ.
 l —სიგრძე, მ.
 δ —სისქე, მმ, მ.
 τ —დრო, საათი, წამი.
 f —განიკვეთის ფართობი, მ².
 F —ხურების ზედაპირის ფართობი, მ².
 V —მოცულობა, მ³, ან სითხის (აირის) მოცულობითი ხარჯი, მ³/სთ.
 G —წონა, კგ, ან სითხის (აირის) წონითი ხარჯი, კგ/სთ.
 ω —სიჩქარე, მ/წმ, მ/სთ.
 t —ტემპერატურა, °C.
 T —აბსოლუტური ტემპერატურა, °K.
 t_3 —კელის ტემპერატურა, °C.
 t_6 —სითხის ან აირის ნაკადის ტემპერატურა, °C.
 Δt —ტემპერატურული დაწნევა (სხვაობა), °C.
 Q —სითბოს რაოდენობა, სითბოს ნაკადი, კკალ, კკალ/სთ.
 q —კუთრი სითბოს ნაკადი, კკალ/მ² სთ, კკალ/მ სთ.
 p —წნევა, კგ/მ², კგ/სმ².
 Δp —წნევათა სხვაობა. კგ/მ².
 ρ —საიმპიმის ძალის აჩქარება, მ/წმ².
 ξ —მოცულობითი გაფართოების კოეფიციენტი, 1 °C-ზე.
 λ —თბოგამტარობის კოეფიციენტი, კკალ/მ სთ. °C.
 c —თბოტევადობა, კკალ/კგ °C.
 γ —კუთრი წონა, კგ/მ³.
 v —კუთრი მოცულობა, $\frac{1}{\gamma}$, მ³/კგ.
 α —ტემპერატურის გამტარობის კოეფიციენტი, $\frac{\lambda}{c_p \cdot \gamma}$, მ²/სთ.
 ρ —სიმკვრივე, $\frac{\gamma}{g}$, კგ წმ³/მ³.
 μ —სიბლანტის კოეფიციენტი, კგ წმ²/მ².
 ν —კინემატიკური სიბლანტის კოეფიციენტი, $\frac{\mu}{\rho}$, მ²/წმ, მ²/სთ.
 α —თბოგადაცემის კოეფიციენტი, კკალ/მ² სთ °C.
 k —თბოგადაცემის კოეფიციენტი, კკალ/მ² სთ °C.
 C —გამოსხივების კოეფიციენტი, კკალ/მ² სთ °K⁴.

ფორმულის № ტექსტის მიხედვით	გასაანგარიშებელი ფორმულები	გვერდი
(I-3)	<p>ტემპერატურული გრადიენტი სხეულში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას</p> $\text{grad}t = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta t}{\Delta n} \right) = \frac{dt}{dn} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{მ.}$	11
(I-6')	<p>თბური ნაკადი სხეულში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას</p> $Q = -\lambda \cdot \text{grad}t \cdot F = -\lambda \cdot \nabla t \cdot F \text{ კკალ/სთ.}$	12
(I-7)	<p>კუთრი თბური ნაკადი სხეულში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას</p> $q = -\lambda \cdot \text{grad}t = -\lambda \cdot \nabla t \text{ კკალ/მ}^2\text{სთ.}$	12
(I-17)	<p>თბოგამტარობის დიფერენციალური განტოლება</p> $\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right).$	18
(I-19)	<p>თბოგამტარობის დიფერენციალური განტოლება სტაციონარული რეჟიმისათვის</p> $\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0.$	19
(I-27)	<p>კუთრი თბური ნაკადი ბრტყელ კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას</p> $q = -\frac{t_3^I - t_3^{II}}{\delta} \text{ კკალ/მ}^2\text{სთ.}$	21
(I-33)	<p>კუთრი თბური ნაკადი ერთშრიან ცილინდრულ კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას</p> $q = \frac{\pi \cdot (t_3^I - t_3^{II})}{2 \cdot \lambda \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} \text{ კკალ/მ სთ.}$	27

ფორმულის № ტექსტის მიხედვით	გასაანგარიშებელი ფორმულები	გვერდი
(I—41)	<p>თბური ნაკადი სფერულ კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას</p> $Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}} \cdot (t_1' - t_2'') \text{ კკალ/სთ.}$	31
(I—45)	<p>თბური ნაკადი უსწორო ფორმის სხეულის კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას</p> $Q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot F_x \cdot \Delta t \text{ კკალ/სთ.}$	32
(II—1) და (II—4)	<p>ო. რეინოლდსის კინემატიკური მსგავსების ანუ პიდროდინამიკური კრიტერიუმი</p> $Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{\rho \cdot w \cdot d}{\mu} = \frac{\gamma \cdot w \cdot d}{\mu \cdot g}$	43
(II—7)	<p>თბური ნაკადი კონვექციით სითბოს გავრცელებისას.</p> $Q = \alpha \cdot (t_2 - t_1) \cdot F = \alpha \cdot \Delta t \cdot F \text{ კკალ/სთ.}$	44
(II—8)	<p>კონვექციური თბოგაცემით სითბოს გავრცელების დიფერენციალური განტოლება</p> $\alpha = - \frac{\lambda}{\Delta t} \frac{\partial t}{\partial n}$	44
(II—11)	<p>კუთრი თბური ნაკადი სითხიდან (ან აირიდან) კედლის ზედაპირზე კონვექციით თბოგაცემისას</p> $q = \frac{(t_6' - t_3')}{\alpha_1} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$	46
(II—14)	<p>კუთრი თბური ნაკადი სითხიდან (ან აირიდან) ცილინდრული კედლის ზედაპირზე კონვექციით თბოგაცემისას.</p> $q = \frac{\pi \cdot (t_6' - t_3')}{\alpha_1 \cdot d_1} \text{ კკალ/მ სთ.}$	47

ფორმულის № ტექსტის მიხედვით	გასაანგარიშებელი ფორმულები	გვერდი
(II-20) და (II-20ა)	ნიუტონის დინამიკური მსგავსების კრიტერიუმი $Ne = \frac{P \cdot \tau}{m \cdot w} = \frac{P \cdot l}{m \cdot w^2}.$	50
(II-23)	ჰიდროდინამიკური ჰომოქრონობის კრიტერიუმი $Ho = \frac{w \cdot \tau}{l}.$	50
(II-24)	ფრულის გრავიტაციული მსგავსების კრიტერიუმი $Fr = \frac{g \cdot l}{w^2}.$	50
(II-25)	ეილერის კრიტერიუმი $Eu = \frac{P}{\rho \cdot w^2}.$	50
(II-27)	თავისუფალი დინების ველების გალილეის კრიტერიუმი $Ga = Fr \cdot Re^2 = \frac{g \cdot l^3}{v^2}.$	51
(II-28)	არქიმედის კრიტერიუმი $Ar = \frac{g \cdot l^3}{v^2} \cdot \frac{\rho - \rho_0}{\rho_0}.$	51
(II-29)	გრასპოფის კრიტერიუმი $Gr = \beta \cdot \frac{g \cdot l^3}{v} \cdot \Delta t.$	51
(II-30)	თბური ჰომოქრონობის ფურიეს კრიტერიუმი $Fo = \frac{a \cdot \tau}{l^2}.$	51
(II-31)	თბური მსგავსების პეკლეს კრიტერიუმი $Pe = \frac{w \cdot l}{a} = \frac{w \cdot l \cdot c_p \cdot \gamma}{\lambda}.$	51

ფორმულის № ტიქსტის მიხედვით	გასაანგარიშებელი ფორმულები	გვერდი
(II—32)	ნუსელების კრიტერიუმი $Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$	51
(II—33)	პრანდტლის კრიტერიუმი $Pr = \frac{\gamma}{\alpha} = \frac{Pe}{Re}$	52
(II—39) და	მილში სითხის ან აირის იძულებითი ლამინარული მოძრაობისას კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი	56
(II—40)		$\alpha = B \frac{(\gamma \cdot \omega)^{0,8}}{d^{0,8}} \Delta t^{0,1},$
სადაც	$B = 8,63 \cdot \lambda^{0,7} \cdot \gamma^{0,3} \cdot c_p^{0,8} \cdot \left(\frac{\beta}{\mu}\right)^{0,1}$	56
(II—42)	მილში სითხის ან აირის იძულებითი ტურბულენტური მოძრაობისას კონვექციით თბოგაცემის გაანგარიშებისათვის კრიტერიუმებს შორის დამოკიდებულების განტოლება $Nu_6 = 0,023 \cdot Re_6^{0,8} \cdot Pr_6^{0,4}$	57
(II—43)	მილში სითხის ან აირის იძულებითი ტურბულენტური მოძრაობისას კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი $\alpha = B \cdot \frac{(\gamma \cdot \omega)^{0,8}}{d^{0,8}} = B \frac{(\gamma \cdot \omega \cdot d)^{0,8}}{d}$	57
სადაც	$B = 0,023 (3600)^{0,4} \frac{\lambda_6^{0,8} \cdot c_p^{0,4}}{(\mu_6 \cdot g)^{0,4}}$	57
(II—44)	მილგებში სითხის ან აირის ტურბულენტური მოძრაობისას მილის კედლის შიგა ზედაპირიდან ნაკადზე თბოგაცემის კოეფიციენტი $\alpha = 0,0209 \cdot \frac{\lambda}{d} \left(\frac{\omega \cdot d \cdot \gamma}{\mu \cdot g}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{c_p \cdot \mu \cdot g \cdot 3600}{\lambda}\right)^{0,46}$	58

ფორმულის № ტექსტის მიხედვით	გასაანგარიშებელი ფორმულები და კრიტერიუმები	გვერდი
(II-43ა)	<p>სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვაბტურბინის ინსტიტუტების საქვაბო აგრეგატების თბური გაანგარიშების ნორმატიული მეთოდის მიხედვით, ხურების ზედაპირის გრძივი გარშემომდინარეობისას, კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი</p> $\alpha_3 = 0,023 \frac{\lambda}{d_{\text{გაგ}}} \left(\frac{w \cdot d_{\text{გაგ}}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^0,4 \cdot C_f \cdot C_r$	59
ნომოგრამა (II-1)	<p>(II-43ა) ფორმულის მიხედვით ჰაერისა და კვამლის აირებით გრძივი გარშემომდინარეობისას კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტის განმსაზღვრელი ნომოგრამა.</p>	60/61
ნომოგრამა (II-2)	<p>(II-43ა) ფორმულის მიხედვით გადახურებული ორთქლით გრძივი გარშემომდინარეობისას თბოგაცემის კოეფიციენტის განმსაზღვრელი ნომოგრამა.</p>	62
ნომოგრამა (II-3)	<p>(II-43ა) ფორმულის მიხედვით აუღლებელი ცხელი წყლით გრძივი გარშემომდინარეობისას თბოგაცემის კოეფიციენტის განმსაზღვრელი ნომოგრამა.</p>	63
(II-48)	<p>მოხრილ მილში თბოგაცემის კოეფიციენტი.</p> $\alpha_R = \alpha \left(1 + 1,77 \frac{d}{R} \right)$	65
(II-49)	<p>ეკვივალენტური დიამეტრი</p> $d_{\text{გაგ}} = \frac{4 \cdot F}{U}$	66
(II-60)	<p>სადაც F არის აირსადენის განივკვეთის ფართობი; U—განივკვეთის პერიმეტრი.</p> <p>სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვაბტურბინის ინსტიტუტების საქვაბო აგრეგატების თბური გაანგარიშების ნორმატიული მეთოდის მიხედვით, მილების კორიდორული კონის განივი გარშემომდინარეობისას, კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი</p>	

ფორმულის № ტექსტის მიხედვით	გასაანგარიშებელი ფორმულები და კრიტერიუმები	გვერდი
	$\alpha_3 = 0,177 \cdot C_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w \cdot d}{v} \right)^{0,64}$	73
ნომოგრამა (II-4)	(II-60) ფორმულის მიხედვით გლუვმილებიანი კორიდორული კონის განივი გარშემომდინარეობისას კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტის განმსაზღვრელი ნომოგრამა	74
(II-60 ა)	სრულიად საკაფშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვაბტურბინის ინსტიტუტების საქვაბო აგრეგატების თბური გაანგარიშების ნორმატიული მეთოდის მიხედვით, მიღების ჰადრაკული კონის განივი გარშემომდინარეობისას, კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი	73
ნომოგრამა (II-5)	(II-60 ა) ფორმულის მიხედვით, გლუვმილებიანი ჰადრაკული კონის განივი გარშემომდინარეობისას, კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტის განმსაზღვრელი ნომოგრამა	76
(II-70)	დიდ მოცულობაში სითხის დუღილის დროს კონვექციური თბოგაცემის კოეფიციენტი	
	$\alpha = 6,9 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\gamma'' \cdot r}{\gamma' - \gamma''} \right)^{0,088} \cdot \left(\frac{\gamma'}{\sigma_s} \right)^{0,88}$ $\frac{\lambda_s^{0,75} \cdot q^{0,7}}{\mu_s^{0,45} \cdot c_s^{0,12} \cdot T_s^{0,87}}$	83
(II-72)	წყლის ბუშტოვანი დუღილის დროს კონვექციური თბოგაცემის კოეფიციენტი	
(III-1)	სხეულის გამოსხივების ანუ სხივფენის უნარი	83
	$E = \frac{Q_0}{F}$	

ფორმულის № ტექსტის მიხედვით	გასაანგარიშებელი ფორმულები და კრიტერიუმები	გვერდი
(III—5)	<p>აბსოლუტურად შავი სხეულის გამოსხივების ენერგია ანუ სხივუნის უნარი</p> $E_0 = C_0 \cdot \left(\frac{T^4}{100} \right) \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$	105
(III—16)	<p>კუთრი თბური ნაკადი ორი ფირფიტის ურთიერთშორის გამოსხივებისას</p> $q_{1,2} = A_{\text{ავ}} \cdot C_0 \left[\left(\frac{T_1^4}{100} \right) - \left(\frac{T_2^4}{100} \right) \right].$	110
(III—23)	<p>საცეცხლეს აირებით ერთი საათის განმავლობაში სხივადი ენერგიის მიმღებ H_b ზედაპირზე გადაცემული სითბოს რაოდენობა (სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური ინსტიტუტის მეთოდით)</p> $Q_b = \varepsilon_y \cdot \varepsilon_f \cdot C_b \cdot H_b \cdot \left[\left(\frac{\bar{T}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_y}{100} \right)^4 \right].$	113
(III—26)	<p>სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვაბტურბინის ინსტიტუტების საქვაბე აგრეგატების თბური გაანგარიშების ნორმატიული მეთოდის მიხედვით თბური სხივების მიმღები რადიაციული ხერხების ზედაპირი</p> $H_b = 0,79 \cdot 10^8 \frac{B_b \cdot Q_{\text{ავ}}}{\zeta \cdot a_m \cdot T''_m \cdot T_a^3} \times \sqrt[3]{\left(\frac{T_a}{T''_m} - 1 \right)^2} \text{ მ}^2.$	115
(III—27)	<p>სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვაბტურბინის ინსტიტუტების საქვაბე აგრეგატების თბური გაანგარიშების ნორმატიული მეთოდის მიხედვით აირების ტემპერატურა საცეცხლედან გამოსასვლელ კვეთში</p> $t_m'' = \frac{T_a}{\left(\frac{1,27 \cdot 10^{-8} \cdot \zeta \cdot H_b \cdot a_m \cdot T_a^3}{\varphi \cdot B_b \cdot V C_{\text{სავ}}} \right)^{0,8} + 1} - 273^\circ \text{ C.}$	115

ფორმულის № ტექსტის მიხედვით	გასაანგარიშებელი ფორმულები და კრიტერიუმები	გვერდი
ნომოგრამა (III—1)	საცეცხლეში თბოგადაცემის გასაანგარიშებელი ნომოგრამა შედგენილი (III—26) და (III—27) ფორმულების მიხედვით.	116
(IV—3)	თბოგადაცემის კოეფიციენტი ცხელიდან ცივ არეზე სითბოს გადაცემისას ერთგვაროვანი ბრტყელი კედლის საშუალებით	
	$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ } ^\circ\text{C.}$	121
(IV—4)	კუთრი თბური ნაკადი ცხელიდან ცივ არეზე სითბოს გადაცემისას ერთგვაროვანი ბრტყელი კედლის საშუალებით	
	$q = k \cdot (t_{I_5} - t_{II_6}).$	121
(IV—11)	თბოგადაცემის კოეფიციენტი ცხელიდან ცივ არეზე სითბოს გადაცემისას ერთშრიანი ცილინდრული კედლის საშუალებით	
	$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}.$	124
(IV—14)	თბოგადაცემის კოეფიციენტი ცხელიდან ცივ არეზე სითბოს გადაცემისას წიბოვანი ცილინდრული კედლის საშუალებით	
	$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \frac{F_2}{F_1}}}$	127
(IV—20)	თბოგადაცემის გასაანგარიშებელი ფორმულა კარბურატორიან და აირის ძრავებში	
	$Q = 0,362 \left[\left(\frac{T_{\text{აირ}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{კვთ}}}{100} \right)^4 \right] \cdot F + 0,99 \sqrt{p^2 \cdot T_{\text{აირ}} \cdot (1 + 0,185 \cdot \omega) \cdot (T_{\text{აირ}} - T_{\text{კვთ}})} \cdot F.$	130

ფორმულის № ტექსტის მიხედვით	გასაანგარიშებელი ფორმულები და კრიტერიუმები	გვერდი
(IV—21)	<p>თბოგადაცემის გასაანგარიშებელი ფორმულა თვით- აალებით მომუშავე დიზელის წრაფებში</p> $Q = 0,362 \left[\left(\frac{T_{\text{აირ}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{მყ.}}}{100} \right)^4 \right] \cdot F +$ $+ 0,99 \sqrt{p^2 \cdot T_{\text{აირ}}} (2,45 + 0,185 \cdot \omega) \cdot (T_{\text{აირ}} - T_{\text{მყ.}}) \cdot F.$	131
(IV—22)	<p>ველსათბურების მიერ სითბოს საათური დანაკარ- გი გარემოში</p> $Q_{\text{ველსათბ.}} = Q_{\text{ჩ}} + Q_{\text{გა}} + Q_{\text{გა}} \text{ კკალ/სთ}$	132
(IV—23)	<p>ველსათბურების გრუნტში ჩალაგებული შემთბო- ბი მილების ზედაპირის მიერ თბოგადაცემის დროს კუთრი თბური ნაკადი</p> $q = \frac{2 \cdot \pi \cdot (t_{\text{ცხ. წყ.}} - t_3)}{R_{\text{ვრ}} + R_{\text{პრობ}} + R_3}$	132
(IV—28)	<p>თბოგადაცემის გასაანგარიშებელი ფორმულა ველსა- თბურებში გრუნტის ტექნიკური შეთბობისას</p> $q = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{გრ}} (t_{\text{ნ.ს.}} - t_{\text{გრ}})}{2 \cdot \pi \cdot \frac{h}{b} + \ln \frac{b}{\pi \cdot d_3}} \text{ კკალ/მ სთ } ^\circ\text{C.}$	134
(IV—29)	<p>გრუნტის ტექნიკური შეთბობისას, შემთბობი მი- ლების ლერძებს ზემოთ გრუნტის ზედაპირის მქსიმა- ლური ტემპერატურა</p> $t_{\text{ნ. გრ. ზე.}} = t_3 + \frac{q}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{გრ}}} \ln \left(1 + \frac{2}{h} \cdot \frac{\lambda_{\text{გრ}}}{\alpha_3} \right) +$ $+ \frac{q}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{გრ}}} \ln \sqrt{1 + \frac{4 \cdot \lambda_{\text{გრ}}}{\alpha_3} \left(\frac{h + \frac{\lambda_{\text{გრ}}}{\alpha_3}}{h^2 + b^2} \right)}$	135
(VI—2)	<p>თბური ბალანსის განტოლება თბოგადაცემა აპა- რატების თბური გაანგარიშებისათვის</p> $Q = \omega_1 \cdot f_1 \cdot \gamma_1 \cdot c_{p_1} (t_1' - t_1'') = \omega_2 \cdot f_2 \cdot \gamma_2 \cdot c_{p_2} (t_2'' - t_2').$	146

ფორმულის № ტექსტის მიხედვით	გასაანგარიშებელი ფორმულები და კრიტერიუმები	გვერდი
(VI-7)	<p>თბოგადამცემ აპარატებში ცხელი და ცივი არეების ნაკადთა პირდაპირი დინებისათვის საშუალო ლოგარითმული ტემპერატურული (სხვაობა) დაწნევა</p> $\Delta t_m = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{\ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''}}$	148
(VI-8)	<p>თბოგადამცემ აპარატებში ცხელი და ცივი არეების ნაკადთა შოპირდაპირე დინებისათვის საშუალო ლოგარითმული ტემპერატურული (სხვაობა) დაწნევა</p> $\Delta t_m = \frac{(t_1'' - t_2') - (t_1' - t_2'')}{\ln \frac{t_1'' - t_2'}{t_1' - t_2''}} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}}$	149
(VI-11)	<p>თბოგადამცემ აპარატში ცხელი სითბოს შემცველის საათური ხარჯი</p> $G_1 = \frac{Q}{c_1 \cdot (t_1' - t_1'')} \cdot \text{კგ/სთ.}$	150
(VI-12)	<p>თბოგადამცემ აპარატში ცივი სითბოს შემცველის საათური ხარჯი</p> $G_2 = \frac{Q}{c_2 \cdot (t_2'' - t_2')} \cdot \text{კგ/სთ.}$	151
(VI-16)	<p>რეგენერაციული თბოგადამცემი აპარატის თბური განვარაგებისათვის თბოგადაცემის განტოლება</p> $Q_0 = k_0 \cdot \Delta t \cdot F \text{ კკალ/ციკლი.}$	152
(VI-17)	<p>რეგენერაციული თბოგადამცემი აპარატის თბოგადაცემის კოეფიციენტი</p> $k_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot \tau_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \tau_2}} \cdot \epsilon \text{ კკალ/მ}^2 \text{ ციკლი } ^\circ\text{C.}$	153
(VI-23)	<p>შემრევ ჰაერგამაცვივებელში აირის ან ჰაერის წყლით გაცივებისას k თბოგადაცემის კოეფიციენტის განმსაზღვრელი ტოლობა</p> $K_1 = 0,01 \cdot Re_{\text{აირ}}^{0,7} \cdot Re_{\text{სითბ}}^{0,7} \cdot Pr_{\text{აირ}}^{0,88},$ <p>სადაც თბოგადაცემის კოეფიციენტი</p> $k = \frac{K_1 \cdot \lambda_{\text{აირ}}}{d_{\text{გგ}}}$	157

1. В. М. Антуфьев и Г. С. Белецки й—Теплопередача и аэродинамическое сопротивление трубчатых поверхностей в поперечном потоке, Машгиз, 1948 г.
2. Н. Р. Брилли н г.—Двигатели внутреннего сгорания ОНТИ—НКТП—СССР—1935 г.
3. Н. Р. Брилли н г.—Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизель, ГНТИ, 1931 г.
4. Л. Д. Берман—Влияние потока вещества на конвективную теплоотдачу при испарении и конденсации, Теплоэнергетика, 1956 г., № 2.
5. Ч. Бокл а—Вопросы теплопередачи в ядерной технике, ГИ литературы в области атомной науки и техники, 1961 г.
6. К. Д. Воскресенски й.—Сборник задач по теплопередаче, Госэнергоиздат, 1951 г.
7. Вопросы теплообмена, перевод с английского, Госэнергоиздат, 1959 г.
8. А. А. Гухман—Физические основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1934 г.
9. А. М. Гурвич—Теплообмен в топках паровых котлов, Г. Э. И, 1950 г.
10. Г. Гребер, С. Эрк, У. Григулл—Основы учения о теплообмене, ОНТИ, 1959 г.
11. Г. Данилова, В. Филаткин, Р. Черная, М. Щербов—Сборник задач и расчетов по теплопередаче, ГИ торговой литературы, 1961 г.
12. В. С. Жуковски й—Основы теории теплопередачи, Госэнергоиздательство, 1960 г.
13. А. А. Жук а у с к а—Теплоотдача цилиндра в поперечном потоке жидкости, „Теплоэнергетика“ 1955, № 4.
14. М. В. Кирпичев, М. А. Михеев и Л. С. Эйгенсо н—Теплопередача, Энергоиздат, Москва, 1940 г.
15. А. М. Комаров и В. В. Лукницки й—Справочник для теплотехников электростанции, Госэнергоиздат, 1949 г.
16. Н. В. Кузнецов—Известия ВТИ, № 5, 1947 г.
17. Н. В. Кузнецов—Докторская диссертация, ВТИ, 1956 г.
18. Н. В. Кузнецов, Э. С. Карасина—Формулы для коэффициента теплоотдачи в гладкотрубных пучках при поперечном обтекании. Теплоэнергетика, 1954 г., № 6.
19. С. С. Кутателадзе—Теплопередаче при конденсации и кипении, Машгиз, 1949 г.
20. С. С. Кутателадзе—Основы теории теплообмена, Машгиз, 1949 г.
21. С. С. Кутателадзе и В. М. Боршански й—Справочник по теплопередаче, Госэнергоиздат, 1959 г.
22. В. А. Кривандик, Н. Г. Молчанов, С. Л. Соломенце в—Металлургические печи, ГНТИ Литературы по черной и цветной металлургии, 1962 г.
23. М. Кирпичев—Теория подobia, изд. АН СССР, 1953 г.
24. Дж. Коллье р—Обзор работ по теплообмену к двухфазным системам, Издательство иностранной литературы, 1962 г.
25. Б. И. Кито в—Теплообмен в шахтных печах, Металлургияиздат, 1945 г.

26. Н. В. Кузнецов, А. З. Щербатов, Е. Я. Титова—*Новые расчетные формулы для аэродинамического сопротивления поперечно-обтекаемых трубных пучков, Теплоэнергетика, 1954 г.*
27. В. А. Локшин—*Известия ВТИ, № 6, 1941 г.*
28. А. В. Лыков—*Теория теплопроводности, Гостехиздат 1952 г.*
29. ზ. ლომაძეძე, ი. ტურაშვილი—*ბოგადი თბოტექნიკა, სსს ინსტიტუტის გამომცემლობა 1959 წ.*
30. ზ. ლომაძეძე, თბოგადაცემა. სსს ინსტიტუტის გამომცემლობა, 1958 წ.
31. М. А. Михеев и И. М. Михеев—*Краткий курс теплопередачи Госэнергоиздат, 1960 г.*
32. В. М а к-А д а м с—*Теплопередача, ОНТИ, 1936 г.*
33. Д. Мизел (под. ред.)—*Основные формулы физики, изд. иностранной лит., 1957 г.*
34. Г. А. Максимов и А. И. Орлов—*Отопление и вентиляция (отопление), Москва, 1954 г.*
35. ბ. მიხევევი—*თბოგადაცემის საფუძვლები. ტექნიკა და შრომა, 1953 წ.*
36. М. А. Михеев—*Основы теплопередачи 3-е изд., Госэнергоиздат, 1956 г.*
37. Н. Е. Нинуа—*Теоретические и экспериментальные исследования регенеративного воздухоподогревателя с подвижной шариковой насадкой, Научные сообщения № 20, ТБИИЖТ-а, 1958 г.*
38. И. И. Новиков, К. Д. Воскресенский.—*Прикладная термодинамика и теплопередача, Гос. атом. издат, 1961 г.*
39. *Общая теплотехника, под редакцией С. Я. Корницкого и Я. М. Рубинштейна, Госэнергоиздат, 1952 г.*
40. Б. С. Петухов—*Опытное изучение процессов теплопередачи, Госэнергоиздат, 1952 г.*
41. Puschmann Drath—*Die Grundzüge der technischen Wärmelehre, Leipzig, 1957.*
42. З. В. Семилет—*Оросительные теплообменники химических производств, ГИТИ машиностроительной литературы, 1961 г.*
43. *Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) ЦКТИ и ВТИ, Госэнергоиздат, 1957 г.*
44. *Теплотехнический справочник, Госэнергоиздат, 1957 г.*
45. *Теплопередача—Труды Американского общества инженеров-механиков (русский перевод) № 3 и 4, 1961 г.*
46. ე. ნ. ტარევევი, გ. ა. მატევევი, ს. ნ. გრიგორიევი—*თბოტექნიკა, საჭარბელოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის გამომცემლობა, 1955 წ.*
47. Faltin Hans—*Technische Wärmelehre, Halle (saale) 1956.*
48. Г а д е у ш Х о б л е р.—*Теплопередача и теплообменники, ГНТИ химической литературы, 1961.*
49. А. Шап—*Промышленная теплопередача, ГНТИ литературы по черной и цветной металлургии, 1961 г.*
50. С. Н. Шорин—*Теплопередача, Государственное издательство по строительству и архитектуре, 1952 г.*
51. А. М. Шклов в е р—*Теплопередача при периодических тепловых воздействиях, Госэнергоиздат, 1961 г.*
52. П. Ш н е й д е რ—*Инженерные проблемы теплопроводности, Издательство иностранной литературы, 1960 г.*
53. Э. Р. Эккерт и Р. М. Дрейк—*Теория тепло- и массообмена, Госэнергоиздат, 1961 г.*
54. Э. Р. Эккерт—*Введение в теорию тепло- и массообмена, Госэнергоиздат, 1957 г.*

ს ა რ ა ე ბ ი

წინასიტყვაობა	31
შესავალი	5

თ ა ე ი I

თბოგამტარობა სტაციონარული რეჟიმის დროს

1. თბოგამტარობის თეორიის ძირითადი ცნებანი	9
ა) ტემპერატურული ველი	9
ბ) იზოთერმული ზედაპირი და ტემპერატურული გრადიენტი	10
გ) თბური ნაკადი	12
დ) თბოგამტარობის კოეფიციენტი	13
ე) თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების დიფერენციალური განტოლება	14
2. თბოგამტარობა ბრტყელ კედელში	19
ა) თბოგამტარობა ერთგვაროვან ბრტყელ კედელში	19
ბ) თბოგამტარობა მრავალშრიან ბრტყელ კედელში	21
3. თბოგამტარობა ცილინდრულ კედელში	25
ა) თბოგამტარობა ერთგვაროვან ცილინდრულ კედელში	25
ბ) თბოგამტარობა არაერთგვაროვან მრავალშრიან ცილინდრულ კედელში	27
4. თბოგამტარობა სფერულ კედელში	29
5. თბოგამტარობა უსწორო ფორმის სხეულს კედელში	31

თ ა ე ი II

სითბოს კონვექციური გავრცელება

1. თბოგაცემის პროცესი	39
2. სითხის ან აირის მოძრაობის წარმოქმნის ბუნება და რეჟიმი	41
3. კონვექციური თბოგაცემის (α) კოეფიციენტი	43
4. კონვექციით თბოგაცემა სითხის ან აირის ნაკადიდან კედლს ზედაპირზე და პირიქით	46
5. კონვექციით თბოგაცემა სითხის ან აირის ნაკადიდან ცილინდრული კედლის ზედაპირზე და პირიქით	47

6. მსგავსების თეორიის საფუძვლებს ზოგიერთი საკითხი	48
ა) კონვექციური თბოგაცემით სითბოს გავრცელების კრიტერიალური განტოლებანი	53
7. კონვექციური თბოგაცემის სხვადასხვა შემთხვევა და მისი შესაბამისი ემპირიული ფორმულა კრიტერიალური სახით	55
ა) თბოგაცემა სითბით ან აირით მიღების გრძივი შემოგარების დროს	55
ბ) თბოგაცემა სითბით ან აირით მიღების განივი შემოგარების დროს	68
გ) თბოგაცემა სითბის დეღლის დროს	77
დ) თბოგაცემა ორთქლის კონდენსაციის დროს	83

თ ა ვ ი III

თბური გამოსხივება

1. ზოგადი ცნებანი და განსაზღვრანი	102
2. სტეფან-ბოლცმანის კანონი	104
3. პლანკის კანონი	105
4. ნაცრისფერი სხეულების გამოსხივება	106
5. კირხჰოფის კანონი	108
6. სხივადი სითბოს ურთიერთგადაცემა სხეულებს შორის	109
7. სამატომიანი აირების გამოსხივება	112
8. ცნება საცეცხლში სხივადით სითბოს გავრცელების გაანგარიშების შესახებ	113

თ ა ვ ი IV

რთული თბოგაცემა და თბოგადაცემა

1. ძირითადი ცნებანი ახულ თბოგაცემაზე	119
2. თბოგაცემა ცხელი არედან ცივ არეზე ბრტყელი კედლის საშუალებით	120
3. თბოგადაცემა ცხელ არედან ცივ არეზე ცილინდრული კედლის საშუალებით	123
4. თბოგადაცემა ცხელი არედან ცივ არეზე წიბოებიანი ცილინდრული კედლის საშუალებით	125
5. თბოგადაცემა სფერული კედლის საშუალებით	127
6. თბოგადაცემა შიგაწივს ძრავებში	129
7. თბოგადაცემა კვლსათბურებში	131
8. თბოგადაცემა რეტენაფიკაცია	135

თ ა ე რ V

თბოგამტარობა არასტაციონარული რეჟიმის დროს

- | | |
|---|-----|
| 1. ზოგადი ცნებანი არასტაციონარული თბური რეჟიმის დროს თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების შესახებ | 141 |
|---|-----|

თ ა ე რ VI

თბოგადამცემი აპარატების გაანგარიშება

- | | |
|--|-----|
| 1. ძირითადი ცნებანი და განაზღვრვანი | 145 |
| 2. ტემპერატურული დაწნევა (სხვაობა) | 148 |
| 3. რეკუპერაციული (ზედაპირული) თბოგადამცემი აპარატის შემოკლებული თბური გაანგარიშება | 153 |
| 4. რეგენერაციული აპარატის შემოკლებული თბური გაანგარიშება | 152 |
| 5. შემრევი თბოგადამცემი აპარატის შემოკლებული თბური გაანგარიშება | 156 |
| 6. თბოგადამცემების ჰიდრომექანიკური გაანგარიშება | 157 |
| ა) ჰიდრაულიკურ წინაღობათა განაზღვრა | 158 |
| დანართები | 162 |
-

რედაქტორი ი. ტ უ რ ა შ ვ ი ლ ი
გამომცემლობის რედაქტორი: ა. ჭ ა ნ ტ უ რ ი ა
კორექტორი: ე. გ ო დ ე რ ძ ი შ ვ ი ლ ი

ფე 09286

შეკვ. 804

ტირაჟი 1000

გადაეცა წარმოებას 16/VIII-62 წ. იელმოწერილია დასაბეჭდად
21/XI -62 წ. ანაწყოების ზომა 7×11. სასტამბო ფორმათა
რაოდენობა 11,5. საავტორო ფორმ. რაოდ. 11,4. საგ.-საალ.
ფორმათა რაოდ. 11,7.

ფბსი 69 ტბპ.

შრომის წითელი დროშის ორდენის საქართველოს სასოფლო-
სამეურნეო ინსტიტუტის გამომცემლობის სტამბა, თბილისი,
ი. ჭავჭავაძის პროსპექტი, 33.

Типография издательства Грузинского ордена Трудового
Красного Знамени сельскохозяйственного института.
Тбилиси, просп. И. Чавчавадзе, 33.

შეცდომათა გასწორება

პეტიონტი	სტრიქონი		ა რ ი ს	უნდა იყოს
	ხესონ-დან	ქვემო-დან		
24	—	2	გვერდულენტობის	გვერდულენტობი
43	6	—	$R_r = \frac{\lambda \cdot w \cdot d}{\mu \cdot g}$	$R_e = \frac{\gamma \cdot w \cdot d}{\mu \cdot g}$
57	12	—	$= B \frac{(\gamma \cdot w \cdot d)^{0,9}}{d^{0,3}} =$	$= B \frac{(\gamma \cdot w)^{0,9}}{d^{0,3}}$
70	12	—	ი. მიხვევი	ი. მიხვევა
83	11	—	$(\gamma' - \gamma'')^{0,41}$	$(\gamma' - \gamma'')^{0,48}$
91	სპი- ბე- ლი	5	$Nu_{s,d} = 0,72 \cdot K d_s^{0,28} \left(\frac{Pr_s}{Pr_d} \right)^{0,28}$	$Nu_{s,d} = 0,72 \cdot K d_s^{0,28} \left(\frac{Pr_s}{Pr_d} \right)^{0,28}$
126	—	3	$Q = \frac{t'_6 - t''_6}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot F_1} + \frac{1}{\lambda \cdot F_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot F_2}}$	$Q = \frac{t'_6 - t''_6}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot F_1} + \frac{1}{\lambda \cdot F_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot F_2}}$
128	—	2	$Q = \frac{\pi (t'_6 - t''_6)}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1^2} + \frac{1}{2 \cdot \lambda \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) \alpha_2 \cdot d_2^2}}$	$Q = \frac{\pi \cdot (t'_6 - t''_6)}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1^2} + \frac{1}{2 \cdot \lambda \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) \alpha_2 \cdot d_2^2}}$
137	8	—	სწორ ნაწევრებს	წესიერ წილადებს
139	3 შპ- შე- გე- ლი	—	$\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot d_{\kappa 4}} \ln \frac{d_2}{d_1}$	$\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\kappa 4}} \ln \frac{d_2}{d_1}$
147	1	—	კვ/შპ	კვ/შპ

**ИЗДАТЕЛЬСТВО ГРУЗИНСКОГО ОРДЕНА ТРУДОВОГО
КРАСНОГО ЗНАМЕНИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО
ИНСТИТУТА**