

მ. კ. ლომინაძე

თბილისი

ურუმის წითელი ღრუვის ორდენის საბარათველოს
სასიფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის გამომცემლობა

**საქართველოს სსრ მეცნიერებათა აკადემიის
აკადემიკოსი ვ. ვ. მახალღიანი**

წიგნი წარმოადგენს თბოგადაცემის მოკლე კურსს, რომელშიაც თანამინდევრობით განხილულია სითბოს გავრცელების ძირითადი სახეები: თბოგამტარობა, კონვექციით თბოგაცემა და თბური გამოსხივება. მასთან ერთად გაშუქებულია თბოგადაცემის კომპლექსური პროცესი და თბოგადამცემი აპარატების თბური გაანგარიშება.

წიგნი გათვალისწინებულია, როგორც დამხმარე სახელმძღვანელო სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტების ს.მ წარმოებათა მექანიზაციისა და ს/მ პროდუქტთა ტექნოლოგიის ფაკულტეტის სტუდენტთათვის.

რედაქტორი ინჟ. ი. ა. ტუჩაშვილი

ძირითადი აღნიშვნები

- r — რადიუსი, მ.
 d — დიამეტრი, მ.
 l — სიგრძე, მ.
 h — სისქე, მმ, მ.
 z — დრო, საათი, წამი
 f — განიეყვების ფართობი, მ².
 F — ხერხების ხედაპირის ფართობი, მ².
 V — მოცულობა, მ³, ან სითხის (აირის) მოცულობითი ხარჯი, მ³/საათი.
 V_1 — წონა, კგ, ან სითხის (აირის) წონითი ხარჯი, კგ/საათი.
 W — სიჩქარე, მ წამი, წ საათი.
 t — ტემპერატურა, °C.
 T — აბსოლუტური ტემპერატურა, °K
 t_2 — კედლის ტემპერატურა, °C.
 t_6 — სითხის ან აირის ნაკადის ტემპერატურა, °C.
 Δt — ტემპერატურული დაწნევა (სხვაობა), °C.
 Q — სითბოს რაოდენობა, კკალ საათი, კკალ.
 q — სითბოს ნაკადი, კკალ მ³ საათი, კკალ მ საათი
 P — წნევა, კგ.მ², კგ.სმ².
 p_p — წნევათა სხვაობა, კგ/მ²
 ρ — სიმძიმის ძალის აჩქარება, მ.წმ².
 β — მოცულობითი გაფართოების კოეფიციენტი, 1°C-ზე.
 λ — თბოგამტარობის კოეფიციენტი, კკალ/მ საათი °C.
 α — თბოტევადობა, კკალ კგ °C.
 γ — ხვედრითი წონა, კგ.მ³.
 ν — ხვედრითი მოცულობა, $\frac{1}{\gamma}$, მ³/კგ.
 μ — ტემპერატურის გამტარობის კოეფიციენტი, $\frac{\lambda}{c_p \cdot \gamma}$, მ³/საათი.
 μ — სიმკვრივე, $\frac{\gamma}{g}$, კგ წმ³ მ³.
 μ_1 — სიბლანტის კოეფიციენტი, კგ წმ მ².
 ν_1 — კინემატიკური სიბლანტის კოეფიციენტი, $\frac{\mu_1}{\rho}$, მ².წმ, მ³/საათი.
 α_1 — თბოგაცემის კოეფიციენტი, კკალ მ² საათი °C.
 k — თბოგადაცემის კოეფიციენტი, კკალ.მ² საათი °C.
 C — გამოსხივების კოეფიციენტი, კკალ.მ² საათი °K⁴.

წინასწარმოცხადება

წინამდებარე წიგნი წარმოადგენს პირველ ცდას ქართულ ენაზე თბოგადაცემის მოკლე კურსის გამოცემისა, როგორც დანამარე სახელმძღვანელოსი საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტების სოფლის მეურნეობის წარმოებათა მექანიზაციისა და სოფლის მეურნეობის პროდუქტთა ტექნოლოგიის ფაკულტეტის სტუდენტთათვის.

წიგნის აღნიშნული მიზანდასახულობით განისაზღვრა მისი მოცულობა, მასალის შერჩევა-განლაგება და გადმოცემის ხასიათი.

წიგნში თანამიმდევრობით განხილულია სითბოს გავრცელების ძირითადი სახეები: თბოგამტარობა, კონვექციით თბოგაცემა და თბური გამოსხივება. მასთან ერთად სახელმძღვანელოში განხილულია თბოგადაცემის კომპლექსური პროცესი და თბოგადამცემი აპარატების თბური გაანგარიშება.

ზემომითითებული ფაკულტეტების სპეციფიკურობიდან გამომდინარე, თბოგადაცემის კომპლექსური პროცესის განხილვისას, განსხვავებით სხვა სახელმძღვანელოებისაგან თბოგადაცემის დარგში, წიგნში გაშუქებულ იქნა შიგაწვის ძრავებსა და კვალსათურებში გრუნტის ტექნიკურად შეთბობის დროს თბოგადაცემის ზოგიერთი საკითხი. აღნიშნულის გარდა, წიგნში შეტანილია კონვექციით თბოგაცემის საკითხებზე ზოგიერთი უახლესი მონაცემი, რაც გასაანგარიშებელი ფორმულებისა და ნომოგრამების სახით მოცემულია სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვებტურბინის ინსტიტუტების მიერ უკანასკნელ დროს გამოქვეყნებული საქვაბო აგრეგატების თბური გაანგარიშების ხორმატიულ მეთოდში.

წიგნის შედგენისას გამოყენებულ იქნა დანართში დასახელებული ლიტერატურა და სამეცნიერო შრომები. ავტორი ეცადა წიგნში განხილული საკითხების მასალა განსაკუთრებით მარტივი და სტუდენტთათვის მისაწვდომი ფორმით გადმოეცა.

ვინაიდან წინამდებარე სახელმძღვანელო შედგენილია ზემოაღნიშნული ფაკულტეტების სტუდენტთათვის განკუთვნილი თბოტექნიკის პროგრამის მიხედვით, თბოგადაცემის საფუძვლების ზო-

გიერთმა საკითხმა წიგნის ტექსტში ვერ ჰპოვა სათანადო განუ-
ქება.

წიგნის შედგენის დროს სიძნელეს იწვევდა ქართულ ენაზე
თბოგადაცემის საკითხებზე საბოლოოდ დადგენილი სათანადო ტექ-
ნიკური ტერმინოლოგიის უქონლობა. ამის გამო იძულებული შე-
ვიქენით მიგველო ზოგიერთი ტერმინი. წინამდებარე წიგნში გამო-
ყენებული არ არის ქართულ ენაზე გამოცემული თბოტექნიკის სა-
ხელმძღვანელოებში ხმარებული ტერმინი „თბოცვლა“, რომელიც
რუსულ სიტყვას „теплообмен“-ს უნდა შეესაბამებოდეს; მის
ნაცვლად ნახმარია ტერმინი „სითბოს გავრცელება“, როგორც
თბოგადაცემის კომპლექსური პროცესის არსის უკეთ გამომსაველი.

აღნიშნულის გარდა გამოყენებულია შემდეგი ტერმინოლო-
გია: თბოგამტარობა—теплопроводность, თბოგაცემა—тепло-
отдача, თბური გამოსხივება—тепловое излучение, თბოგადა-
ცემა—теплопередача, თბოგადაცემა—теплообменник, თბოგადაც-
ემა აპარატი—теплообменный аппарат, სითბოს გადასვლა—пе-
реход тепла, ცხელი (აირი, ჰაერი, წყალი და სხვ. სითხეები)
არე—горячая (газ, воздух, вода и др. жидкости) среда, ცივი
(აირი, ჰაერი, წყალი და სხვ. სითხეები) არე—холодная (газ,
воздух, вода и др. жидкости) среда, მილგაყვანილობა—трубо-
провод, ტემპერატურული დაწნევა, (ტემპერატურათა სხვაობა)—
температурный напор, თბომტარებელი—теплоноситель.

დასასრულ, საჭიროდ მიგვაჩნია აღვნიშნოთ ის გულმოდგინე
შრომა, რომელიც გაწეულ იქნა საქართველოს სსრ მეცნიერებათა
აკადემიის აკადემიკოსის ვ. ვ. მახალდიანის მიერ წიგნის რეცენ-
ზირებისას, საქართველოს სსრ მეცნიერებათა აკადემიის ენერგე-
ტიკული ინსტიტუტის თბოტექნიკური განყოფილების გამგის უფრ.
მეცნიერული მუშაკის ვ. ი. გომელაურის მიერ ხელთნაწერის წა-
კითხვისა და ზოგიერთი პრინციპული საკითხების გადაწყვეტისას
და ინჟ. ი. ა. ტურაშვილის მიერ წიგნის რედაქტირებისას,
რისთვისაც მათ ავტორი მადლობას უძღვნის.

ყოველგვარი საქმიანი შენიშვნები მხედველობაში იქნება მი-
ღებული ჩვენს მიერ წიგნის მეორე გამოცემის დროს.

შ ე ს ა ვ ა ლ ი

სხეულთა შორის თბოგადაცემის აღძვრის პირობას წარმოადგენს მათ შორის ტემპერატურათა სხვაობის არსებობა. თბოგადაცემად კომპლექსში იგულისხმება ყველა მოვლენის ერთობლიობა, რომელთა დროს წარმოებს სივრცის ერთ ნაწილიდან მეორეში სითბოს გადატანა.

სხეულთა შორის თბოგადაცემას დიდი მნიშვნელობა აქვს თბოტექნიკისა და მისი მონათესავე დარგებისათვის. ორთქლის ქვაბი, ორთქლის მანქანისა და ორთქლის ტურბინის კონდენსატორი, შიგაწვის ძრავას რადიატორი, თბოელექტროსადგურების დამხმარე მოწყობილობათა და სახალხო მეურნეობის სხვადასხვა დარგის ტექნოლოგიურ დანადგართა ნაწილი წარმოადგენს თბოგადაცემა აპარატების სახესხვაობებს.

თბოგადაცემის გაანგარიშებისას ცდილობენ, რომ ერთ არედან მეორე არეზე განსაზღვრული სითბოს რაოდენობის გადაცემა მოახდინონ რაც შეიძლება მცირე გაბარიტული ზომების მქონე თბოგადაცემა აპარატებით. მასთან უზრუნველყოფილი უნდა იქნეს თბოგადაცემის ინტენსივობა, ე. ი. სითბოს გავრცელების დაჩქარება. სხვა შემთხვევებში აუცილებელი მოთხოვნაა თბოგადაცემის ინტენსივობის დაყოვნება, გარემომცველ არეში სითბოს უნაყოფო კარგვების თავიდან ასაცილებლად. ამიტომ აუცილებელია სითბოს გავრცელების კანონების ცოდნა და იმ ფაქტორების შესწავლა, რომლებიც გავლენას ახდენენ თბოგადაცემის გაძლიერებაზე ან დაყოვნებაზე. ამასთან ერთად, საჭიროა სითბოს გავრცელებისა და თბოგადაცემა აპარატების გაანგარიშების მეთოდის ათვისება. იმ მეცნიერებას, რომელიც შეისწავლის აღნიშნულ საკითხებს, თბოგადაცემის თეორია (თერმოკინეტიკა) ეწოდება.

სითბოს გავრცელება წარმოადგენს რთულ პროცესს და ამიტომ შესწავლისას მას პირობით/ყოფენ მარტივ მოვლენებად და იხილავენ თბოგადაცემის სამ ძირითად სახეს: თბოგამტარობას, კონვექციით თბოგადაცემას და თბურ გამოსხივებას.

თ ბ გ ა მ ტ ა რ ო ბ ა (კონდუქცია) — თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას თბური ენერჯიის გადაცემა ხდება სხეულის

ნაწილაკებს შორის უშუალო შეხებით. ამასთან სხეულის უფრო გამთბარი ნაწილის მოლეკულების კინეტიკური ენერგია გადაეცემა შედარებით ნაკლებად გამთბარი სხეულის ნაწილის მოლეკულებს.

კონვექცია—ამ შემთხვევაში თბური ენერგიის გადატანა დაპირობებულია რეალური სიბხეებისა და აირების ნაწილაკების გადაადგილებით და ერთმანეთში შერევით, ამასთან დიდი მნიშვნელობა აქვს სითხისა და აირის მოძრაობის ხასიათსა და მდგომარეობას.

თბური გამოსხივება (რადიაცია) თანამედროვე შეხედულებით თბური გამოსხივების საშუალებით თბური ენერგიის გავრცელება ხორციელდება ელექტრომაგნიტური ტალღებით, რომლებიც იგზავნება სივრცეში გასურებული თიზიკური სხეულების მიერ. ეს პროცესი თავისი ბუნებით განსხვავდება თბოგამტარობისა და კონვექციისაგან და დაკავშირებულია ენერგიის გარდაქმნასთან: სითბოს გამომსხივებელ სხეულში ხდება თბური ენერგიის გარდაქმნა სხივად ენერგიად, ხოლო სითბოს მიმღებ სხეულში კი ხორციელდება სხივადი ენერგიის გარდაქმნა თბურ ენერგიად.

რეალურ პირობებში სითბოს გავრცელების მარტივი მოვლენები არ გვხვდება ცალ-ცალკე და უნიტეს შენთხვევებში თბოგადაცემის ერთ სახეს თან ერთვის სხვა სახეებიც. მაგალითად. ორთქლის ქვაბის საცეცხლეში სათბობის წვის შედეგად მიღებული კვამლის აირების სითბო ქვაბის ხურების ფართობის გარე ზედაპირს გადაეცემა როგორც კონვექციით, ისე გამოსხივებით. ხოლო ხურების ფართობის გარე ზედაპირიდან შიგა ზედაპირზე კედლის სისქეში—თბოგამტარობით, დაბოლოს, ხურების ფართობის შიგა ზედაპირიდან ქვაბში არსებულ წყალს სითბო გადაეცემა მხოლოდ კონვექციის გზით. ამრიგად, სითბოს გავრცელების რთულ პროცესში თბოგადაცემის ყველა სახე ერთმანეთთან სხვადასხვაგვარად არიან შერწყმული და ერთიმეორისაგან მათი დაცილება ზოგჯერ შეუძლებელი ხდება.

თბოგადამცემი აპარატების ხურების ზედაპირების გაანგარიშების დროს სითბოს გავრცელების რთულ პროცესს იხილავენ როგორც ერთ მთლიან მოვლენას და მას თბოგადაცემას უწოდებენ. აგრეთვე, ერთმანეთისაგან კედლით განმხოლოებულ ცაელ არედან ცივ არეზე სითბოს გადაცემის პროცესს შემოკლებულად თბოგადაცემას უწოდებენ. თბოგადაცემის შესახებ სწავლებას მჭიდრო კავშირი აქვს თბოძრავების, თბოგადამცემი აპარატების, გათბობის სისტემისა და ტენიანი მასალების შრობის პროცესების გაანგარიშებასთან.

თბოგადაცემის შესახებ სწავლების განვითარებისათვის დიდი მნიშვნელობა ჰქონდა რუს მეცნიერთა ნაშრომებს. თბოგადაცემაზე სწავლება მეცნიერების დამოუკიდებელ ნაწილად გამოიყო მხოლოდ XX საუკუნეში. XX საუკუნის დასაწყისში რუს მეცნიერთა (ა. ა. რადციგი, ვ. ვ. შუხოვი, კ. ვ. კირში და სხვ.) შრომები მიძღვნილი იყო ორთქლის მანქანებსა და ორთქლის ქვაბებში თბოგადაცემის პროცესების შესწავლაზე.

თბოგადაცემის თეორიის ნაყოფიერი განვითარება ჩვენ ქვეყანაში დაიწყო ოქტომბრის სოციალისტური რევოლუციის შემდეგ. აკადემიკოს მ. ვ. კირპიჩევის ხელმძღვანელობით მსგავსების თეორიის საფუძველზე შეიქმნა თბურ მოწყობილობათა დამოდელების თეორია, რომელმაც დიდი როლი შეასრულა თბურ აპარატებში პროცესების შესწავლასა და განზოგადოებაში.

საბჭოთა მეცნიერული მუშაკების დიდი კოლექტივის (მ. ა. ნიდევი, ა. ა. გუხმანი, ს. ს. ქუთათელაძე, ა. პ. ვანიჩევი, ვ. ნ. ტიმოფეევი, გ. ა. პოლიაკი, ნ. ვ. კუზნეცოვი და სხვ.) მიერ შექმნილია თბოგადაცემის ექსპერიმენტული შესწავლისა და გაანგარიშების ორიგინალური მეთოდი, რომელიც მსოფლიო მეცნიერებაში მოწინავე მეთოდად ითვლება.

წინამდებარე თბოგადაცემის მოკლე კურსში თანამიმდევრობით განხილულია თბოტექნიკის პროგრამის მიხედვით თბოგადაცემის ძირითადი საკითხები, ამ დარგში უახლეს მიღწევათა მონაცემების გათვალისწინებით.

თ ბ ო გ ა მ გ ა რ ო ბ ა

1. თ ბ ო გ ა მ გ ა რ ო ბ ი ს თ ა ო რ ი ი ს კ ი რ ი თ ა ლ ი მ ნ ა ბ ა ნ ი

სხეულში სითბოს გავრცელება ხდება მისი უფრო გამთბარი ვლემენტებიდან შედარებით უფრო ცივისაკენ, ე. ი. სითბოს გავრცელების პროცესი უწყულოდ დამოკიდებულია სხეულში ტემპერატურის განაწილებაზე.

თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების პროცესის შესწავლისათვის აუცილებელ პირობას წარმოადგენს ტემპერატურული ველის, ტემპერატურული გრადიენტისა და თბური ნაკადის ცნებათა განსაზღვრა.

ა. ტემპერატურული ველი

სივრცის ყველა წერტილში ტემპერატურათა მნიშვნელობის ერთობლიობას დროის აღებულ მომენტში ტემპერატურული ველი ეწოდება. თუ ყოველ წერტილში ტემპერატურა დროის მიხედვით არ იცვლება, მაშინ საქმე გვაქვს სტაციონარულ, დამყარებულ ველთან, ხოლო, თუ ტემპერატურა იცვლება, მაშინ ველი იქნება არასტაციონარული. როდესაც სივრცის ყოველი წერტილის t ტემპერატურა x , y , z კოორდინატებისა და τ დროის ფუნქციაა, მაშინ არასტაციონარული ტემპერატურული ველის განტოლება შემდეგნაირად გამოისახება:

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

ტემპერატურული ველი შეიძლება იყოს სამ-ორ-ან ერთგანზომილებიანი. ყველაზე უფრო მარტივ ეოთგანზომილებიან ტემპერატურულ სტაციონარულ ველს აქვს შემდეგი სახის განტოლება:

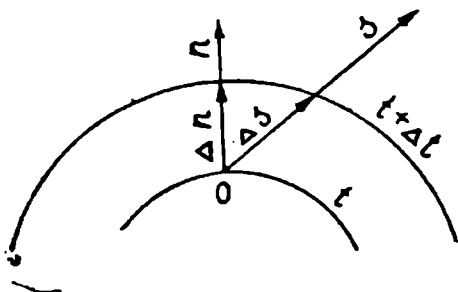
$$t = \varphi(x)$$

ბ. ტემპერატურული გრადიენტი

ზედაპირს. რომელზედაც მოთავსებული არიან ერთნაირ ტემპერატურის მქონე წერტილები, იზოთერმული ზედაპირი

რი ეწოდება. სტაციონარული თბური რეჟიმის დროს იზოთერმული ზედაპირები უძრავია, ხოლო არასტაციონარული რეჟიმის დროს ისინი სივრცეში—სხეულში გადაადგილდებიან. სხვადასხვა ტემპერატურის იზოთერმული ზედაპირები ერთმანეთს არ გადაკვეთენ.

განვიხილოთ სივრცეში t და $t + \Delta t$ ტემპერატურებიანი ორი უახლოესი იზოთერმული ზედაპირი (ნაკ. I—1).



ნაკ. I—1. იზოთერმული ზედაპირები.

სხეულში ტემპერატურების ცვლილება ხდება მხოლოდ იზოთერმული ზედაპირების გადაძვეეთი მიმართულებით (s მიმართულება, ნაკ. I—1). ტემპერატურა ყველაზე უფრო მკვეთრად იცვლება იზოთერმული ზედაპირების n ნორმალის მიმართულებით.

იზოთერმულ ზედაპირთა შორის Δl ტემპერატურის ცვლილებისა და ზედაპირთა შორის ნორმალის მიმართულებით აღებულ Δn მანძილის შეფარდების ზღვარს ტემპერატურული გრადიენტი ეწოდება და მის მათემატიკურ გამოსახულებას აქვს შემდეგი სახე:

$$\text{grad } t = \lim \left(\frac{\Delta t}{\Delta n} \right)_{\Delta n \rightarrow 0} = \frac{\partial t}{\partial n} \quad (I-2)$$

ტემპერატურული გრადიენტი წარმოადგენს ვექტორს, რომელიც იზოთერმული ზედაპირის O წერტილში გატარებულ ნორმალს ემთხვევა. ტემპერატურული გრადიენტის ვექტორის ($\text{grad } t$) გეგმილი რომელიმე s მიმართულებაზე განისაზღვრება შემდეგი თანათარღობით:

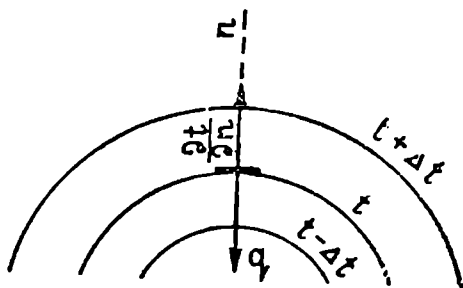
$$(\text{grad } t)_s = \frac{\partial t}{\partial n} \cos(\mu s) = \frac{\partial t}{\partial s} \quad (I-3)$$

ტემპერატურული გრადიენტის დადებით მიმართულებად ტემპერატურის ზრდის მიმართულება ითვლება.

გ. თბური ნაკალი

როგორც აღნიშნული იყო, სითბოს გავრცელება სხეულში ხდება მისი გამთბარი ელემენტებიდან შედარებით უფრო ნაკლებ-

ბად გამთბარი ელემენტებისაქენ. სითბო სხეულში მიედინება იზოთერმული ზედაპირისადმი ნორმალების მიმართულებით. დროის ერთეულში იზოთერმული ზედაპირის ფართობის ერთეულში გავლილი სითბოს რაოდენობას თბური ნაკადი ეწოდება და მას q ასოთი აღნიშნავენ, მისი განზომილებაა კკალ/მ² საათი. ეს სიდიდე წარმოადგენს ვექტორს, რომლის მიმართულება სითბოს გავრცელების მიმართულებას ემთხვევა. თბური ნაკადი ტემპერატურული გრადიენტის საწინააღმდეგოდაა მიმართული (ნაკ. 1-2).



ნაკ. 1-2. თბური ნაკადის ვექტორი და ტემპერატურული გრადიენტი.

თბური ნაკადის სიდიდე დამოკიდებულია სხეულის ფიზიკურ თვისებებსა და ტემპერატურულ პირობებზე.

ფურიეს კანონის თანახმად:

$$q = -\lambda \cdot \text{grad } t = -\lambda \cdot \frac{dt}{dn} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი,} \quad (1-4)$$

სადაც λ არის ნივთიერების თბოგამტარობის კოეფიციენტი.

თბოგამტარობის კოეფიციენტი ეწოდება სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც გაივლის ერთ საათში 1 მ² ფართობის მქონე რომელიღაც ნივთიერების შრეში, როდესაც ტემპერატურათა სხვაობა შრის მოპირდაპირე ზედაპირებს შორის შეადგენს 1°C, ხოლო შრის სისქე—ერთ მეტრს. თბოგამტარობის კოეფიციენტის მნიშვნელობებს იღებენ სათანადო ცნობარებში მოთავსებულ ცხრილებიდან. (I-1) ცხრილში მოცემულია ზოგიერთი მასალის თბოგამტარობის კოეფიციენტის მნიშვნელობანი.

მასალის დასახელება	λ, კკალ/მ საათი °C
ლითონები	
ალუმინი	175
აპოლენი	300—350
რკინა, ფოლადი	40— 50
ვეოცხლი	360
თითბერი	73
თბოსაიზოლაციო მასალები	
აზბესტი	0,13—0,18
დიატომიტი	0,06—0,08
მატყლის ქერა	0,045
კვარცი	0,06
სამშენებლო მასალები	
ბეტონი	0,7 —1,2
სამშენებლო წითელი აგური	0,35—0,45
მ ი ნ ა	0,5—0,8
ზის ნერქანი	0,1—0,31
სხვადასხვა მასალა	
ქვების მინადული	0,5—2,0
კვაოტლი	0,05—0,1

უნდა აღინიშნოს, რომ სხეულის ტემპერატურის ცვლილებასთან ერთად λ თბოგამტარობის კოეფიციენტის სიდიდეც რამდენიმედ იცვლება და, აგრეთვე, მისი სიდიდე დამოკიდებულია წნევაზე და ტენიანობაზე.

სითბოს საერთო რაოდენობა, რომელსაც გაატარებს სითბოს ნაკადის მიმართულების მართობი F მ² ფართობის მქონე ზედაპირი τ საათის განმავლობაში განისაზღვრება ტოლობით:

$$Q = q \cdot F \cdot \tau \text{ კკალ. (I-5)}$$

მარტივი შემთხვევისათვის, როდესაც თბური ნაკადი მიმართულია კედლის ზედაპირის მართობად, კედლის სისქე არის δ და კედლის ზედაპირების ტემპერატურებია t_3^I და t_3^{II} , შეიძლება დაიწეროს:

$$-\text{grad } t = \frac{\partial t}{\partial x} = \frac{t_3^I - t_3^{II}}{\delta} \text{ გრად/მ.} \quad (1-6)$$

მაშინ თბური ნაკადი

$$q = -\lambda \cdot \text{grad } t = \frac{\lambda}{\delta} (t_3^I - t_3^{II}) \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი,} \quad (1-7)$$

ხოლო სითბოს საერთო რაოდენობა გაიანგარიშება ფორმულით:

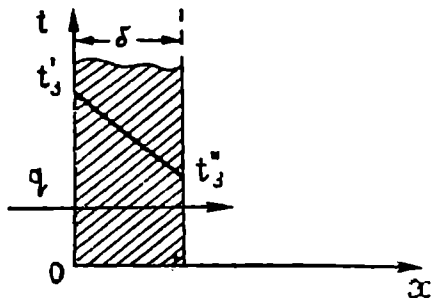
$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_3^I - t_3^{II}) \cdot F \cdot \tau \text{ კკალ.} \quad (1-8)$$

2. თბოგამტარობა ბრტყელ და ცილინდრულ კედლებში

ა. თბოგამტარობა ერთშრიან ბრტყელ კედელში

განვიხილოთ ერთგვაროვან ერთშრიან ბრტყელ კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების შემთხვევა სტაციონარული თბური რეჟიმის დროს. ბრტყელი კედლის სისქე აღვნიშნოთ δ მ (ნაკ. 1—3), კედლის ზედაპირების ტემპერატურები t_3^I და t_3^{II} , ხოლო კედლის მასალის თბოგამტარობის კოეფიციენტი λ -ით.

სითბოს საერთო რაოდენობა, რომელიც τ საათის განმავლობაში გავრცელდება თბოგამტარობით F მ² ზედაპირიანი ბრტყელი კედლის საშუალებით განისაზღვრება (1—8) ფორმულით:



$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_3^I - t_3^{II}) \cdot F \cdot \tau \text{ კკალ.}$$

თუ დაეუშვებთ, რომ უკანასკნელ განტოლებაში

ნაკ. 1—3. თბოგამტარობა ერთშრიან ბრტყელ კედელში.

$$\begin{aligned} t_3^I - t_3^{II} &= 1^\circ \text{C,} \\ F &= 1 \text{ მ}^2, \\ \tau &= 1 \text{ საათს და} \\ \delta &= 1 \text{ მ.} \end{aligned}$$

მივიღებთ

$$Q = \lambda \text{ კკალ/მ საათი } ^\circ\text{C}.$$

თუ სითბოს საერთო რაოდენობიდან გადავალთ ხვედრით თბურ ნაკადზე, მაშინ სითბოს საერთო რაოდენობის გასაანგარიშებელი (I 8) ფორმულის ორივე მხარე უნდა გაიყოს $F \cdot \tau$ სიდიდებზე,

მივიღებთ:

$$q = \frac{Q}{F \cdot \tau} = \frac{\lambda}{\delta} (t_3^I - t_3^{II}).$$

საბოლოოდ

$$q = \frac{t_3^I - t_3^{II}}{\frac{\delta}{\lambda}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი} \quad . \quad (I-9)$$

უქანასკნელ ფორმულაში $\frac{\delta}{\lambda}$ (მ²საათი⁰კკალ) ფარდობას კედლის

თბური ანუ თერმული წინაღობა ეწოდება.

(I-9) ფორმულიდან შეიძლება განისაზღვროს კედლის ზედაპირის (t_3^I) ტემპერატურა თუ ცნობილია კედლის მეორე ზედაპირის ტემპერატურა (t_3^{II}):

$$t_3^I - t_3^{II} = q \cdot \frac{\delta}{\lambda},$$

საიდანაც

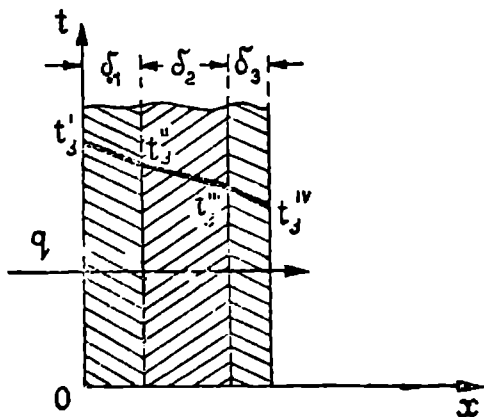
$$t_3^I = t_3^{II} + q \cdot \frac{\delta}{\lambda}. \quad . \quad (I-10)$$

ბ. თბოგამტარობა სამშრიან ბრტყელ კედელში

განვიხილოთ შემთხვევა, როდესაც ბრტყელი კედელი შედგება სამ არაერთგვაროვანი ერთიმეორეზე მჭიდროდ მიკრული შრისაგან (ნაკ. I-4).

პირველი შრის სისქე აღვნიშნოთ δ_1 , მეორესი— δ_2 და მესამესი— δ_3 -თი. შესაბამისად შრეების თბოგამტარობის კოეფიციენტები აღვნიშნოთ λ_1 , λ_2 და λ_3 -თი. ვინაიდან თბოგამტარობას სტაციო-

ნარული თბური რეჟიმისათვის ვიხილავთ, სითბოს ნაკადი მუდმი-
ვია და ყველა შრისათვის ერთნაირი. (I—9) ფორმულის საფუძ-
ველზე თითოეული შრისათვის შეიძლება დაიწეროს:



ნაკ 1-4. თბოგამტარობა სამშრიან ბრტყელ
კედელში.

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

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

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

(ა)

ამ ტოლობებიდან განვსაზღვროთ ტემპერატურათა სხვაობები ყო-
ველი შრისათვის ცალ-ცალკე:

$$\left. \begin{aligned} I_3^I - I_3^{II} &= q \cdot \frac{\delta_1}{\lambda_1}, \\ I_3^{II} - I_3^{III} &= q \cdot \frac{\delta_2}{\lambda_2}, \\ I_3^{III} - I_3^{IV} &= q \cdot \frac{\delta_3}{\lambda_3}. \end{aligned} \right\} \cdot \quad . (6)$$

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

$$I_3^I - I_3^{IV} = q \cdot \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right) . \quad . (3)$$

უკანასკნელი განტოლებიდან განვსაზღვროთ q სითბოს ნაკადის სიდიდე:

$$q = \frac{I_3^I - I_3^{IV}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} \text{ კკალ.მ}^2 \text{ საათი} . \quad . (I-11)$$

თუ ბრტყელი კედელი შედგება არაერთგვაროვანი n შრისაგან, ანალოგიურად (I-11) ფორმულისა, სითბოს ნაკადის სიდიდის გასაანგარიშებლად შეიძლება დაიწეროს ფორმულა:

$$q = \frac{I_3^I - I_3^{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \text{ კკალ.მ}^2 \text{ საათი} .$$

(I-11) განტოლების მნიშვნელის თითოეული საკრები შესაბამისი შრის თერმულ წინაღობას წარმოადგენს. მაშასადამე, სამშრიან ბრტყელ კედელში თბოგამტარობისას საერთო თერმული წინაღობა განისაზღვრება სიდიდით

$$\left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right) ,$$

ხოლო n შრიანი ბრტყელი კედლის შემთხვევაში საერთო თერმული წინაღობა განისაზღვრება სიდიდით

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

როდესაც ცნობილია კედლის ზედაპირის l_3^I ტემპერატურა, მაშინ კედლის შრეების ზედაპირების ტემპერატურა გამოითვლება ტოლობებით:

$$l_3^{II} = l_3^I - q \cdot \frac{\delta_1}{\lambda_1},$$

$$l_3^{III} = l_3^I - q \cdot \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right),$$

$$l_3^{IV} = l_3^I - q \cdot \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right).$$

იმ შემთხვევაში, როდესაც მოცემულია არა l_3^I , არამედ l_3^{IV} , მაშინ კედლის შრეების ტემპერატურები შემდეგი ტოლობებით განისაზღვრება:

$$l_3^I = l_3^{IV} + q \cdot \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right),$$

$$l_3^{II} = l_3^{IV} + q \cdot \left(\frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right),$$

$$l_3^{III} = l_3^{IV} + q \cdot \frac{\delta_3}{\lambda_3}.$$

გ. თბოგამტარობა ერთშრიან ცილინდრულ კედელში

ცილინდრულ კედელში თბოგამტარობის შესწავლას თბოტექნიკისათვის დიდი პრაქტიკული მნიშვნელობა აქვს, რადგან თბოგადამცემი აპარატების უმეტესობას აქვს ცილინდრული ფორმის ხურების ზედაპირები.

განვიხილოთ თბოგამტარობა ერთგვაროვან ერთშრიან ცილინდრულ კედელში (მილში). მილის სიგრძე ვთქვათ არის l მ, ხოლო შივა და გარე რადიუსები— r_1 და r_2 . მილის ცილინდრული

კედლის შიგა და გარე ზედაპირების ტემპერატურები t_j^I და t_j^{II} მუდმივი სიდიდეებია, ე. ი. განიხილება სტაციონარული თბური რეჟიმი, ამასთან ერთად კედლის მასალისათვის λ თბოგამტარობის კოეფიციენტს ვთვლით მუდმივ სიდიდედ. აგრეთვე

დაეუშვათ, რომ $t_j^I > t_j^{II}$.

ცილინდრული მილის (ნაკ. 1-5) კედელში გამოყოფთ იზოთერმული ზედაპირებით შემოსაზღვრული ცილინდრული შრე (თხელკედლიანი მილი), r რადიუსით და dr კედლის სისქით.

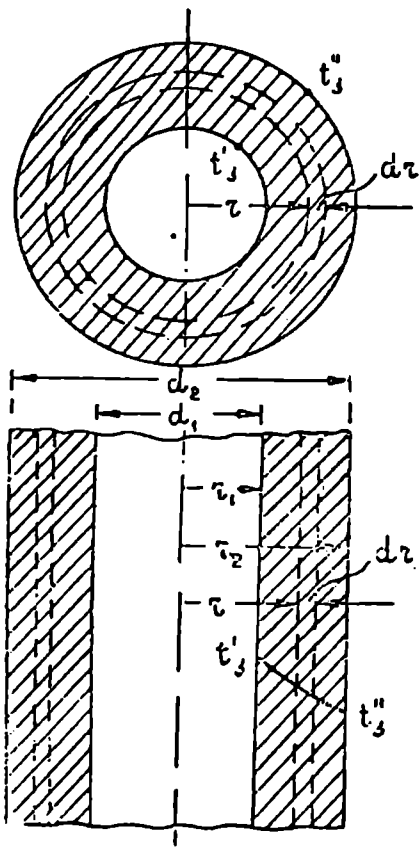
თბოგამტარობით ცილინდრულ კედელში სითბოს გავრცელებისათვის გამოვიყენოთ ფურიეს განტოლება შემდეგი სახით:

$$Q = -\lambda \cdot \frac{dt}{dr} \cdot F \cdot \tau \text{ კკალ. (1-12)}$$

ნაკვეთზე მოცემულია l მ სიგრძის მქონე მილი, რომელშიაც თბური ნაკადი მიედინება შიგნიდან გარეთ, ამასთან ცილინდრული ზედაპირი, რომლის საშუალებით გადაეცემა სითბო, იზრდება r რადიუსის გადიდებით. ამ შემთხვევაში თბური ნაკადის განტოლების გამოყვანა ხდება რადიუსის dr უსასრულო მცირე სიდიდის

სათვის, ჩაითვლება რა გამოყოფილი ზედაპირი ბრტყელ კედლად.

ცენტრიდან r რადიუსით დაცილებული l მ სიგრძის მილის კედლის ზედაპირის ფართობი ტოლი იქნება $2 \cdot \pi \cdot r \cdot l$. ასეთი მილის



ნაკ. 1-5. თბოგამტარობა ერთშიანი ცილინდრულ კედელში.

ცილინდრულ კედელში გატარებული სითბოს საერთო რაოდენობა განისაზღვრება ტოლობით:

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

თუ დავუშვებთ, რომ მილის სიგრძე $l=1$ მ და დროის მონაკვეთი $\tau=1$ საათს, მაშინ q თბური ნაკადის სიდიდე განისაზღვრება ტოლობით;

$$q = -2 \cdot \pi \cdot r \cdot \lambda \cdot \frac{dt}{dr} \text{ კვალ/მ საათი. . (I-13)}$$

ტემპერატურის ვარდნა რადიუსის dr უსასრულო მცირე მონაკვეთზე იხილება სწორხაზობრივად. უქანასკნელი ტოლობის მარჯვენა მხარეს უარყოფითი ნიშანი გვიჩვენებს, რომ რადიუსის dr სიდიდით გადიდებისას ტემპერატურა მცირდება dt სიდიდით. (I-13) ტოლობიდან dt -ს მნიშვნელობის ამოხსნით მივიღებთ:

$$dt = -\frac{q}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \frac{dr}{r} \text{ . (I-14)}$$

გაინტეგრირებთ რა უქანასკნელ განტოლებას, მივიღებთ:

$$\int_{t_3^I}^{t_3^{II}} dt = -\int_{r_1}^{r_2} \frac{q}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \frac{dr}{r} = -\frac{q}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r}$$

აქედან

$$t_3^I - t_3^{II} = \frac{q}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} \text{ . (I-15)}$$

თუ (I-15) განტოლებაში r_1 და r_2 რადიუსების ნაცვლად შევიტანთ d_1 და d_2 დიამეტრებს მივიღებთ:

$$t_3^I - t_3^{II} = \frac{q}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} \text{ . (I-16)}$$

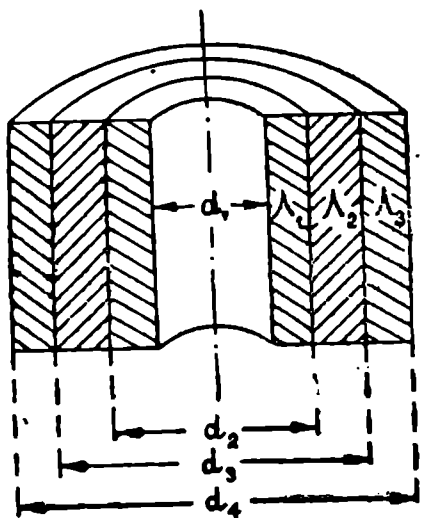
უქანასკნელ ტოლობას ამოვხსნით რა q თბური ნაკადის მიმართ, მივიღებთ ერთშირიან ცილინდრულ კედელში თბოგამტარობით გავრცელებულ თბური ნაკადის განმსაზღვრელ განტოლებას:

$$q = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot (t_3^I - t_3^{II})}{\ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{\pi \cdot (t_3^I - t_3^{II})}{\frac{1}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} \text{ კვალ/მ საათი. (I-17)}$$

უკანასკნელი განტოლების მნიშვნელის $\left(\frac{1}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}\right)$ სი-
 დიდით ისაზღვრება 1 მ სიგრძის მქონე ერთშრიან ცილინდრულ
 კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას თერმული წინა-
 ლობის მნიშვნელობა.

დ. თბოგამტარობა სამშრიან ცილინდრულ კედელში

განვიხილოთ არაერთგვაროვან სამშრიან ცილინდრულ კე-
 დელში სითბოს გავრცელება თბოგამტარობით. ცილინდრული სამ-
 შრიანი კედლის თითოეული შრის დიამეტრი და თბოგამტარობის
 კოეფიციენტი ვთქვათ ცნობილია (მათი აღნიშვნები იხ. ნაკ. I—ნ-ზე).
 აგრეთვე ცნობილია სამშრიანი ცილინდრული კედლის შივა და
 გარე ზედაპირების d_3^I და d_3^{IV} ტემპერატურები, ხოლო უცნობი
 შრეების ზეხების ზედაპირთა ტემპერატურები d_3^{II} და d_3^{III} .



ნაკ. I—6. თბოგამტარობა სამშრიან ცილინდრულ
 კედელში.

ვიხილავთ რა სტაციონარული თბური რეჟიმის შემთხვევას,
 თითოეული შრის მიერ გატარებული q თბური ნაკადი ერთმანე-
 თის ტოლი და მუდმივი უნდა იყოს. (I—17) ფორმულის საფუძ-
 20

ველზე სამივე შრისათვის შეიძლება დაიწეროს განტოლებათა სისტემა:

$$\left. \begin{aligned} q &= \frac{t_3^I - t_3^{II}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}}, \\ q &= \frac{t_3^{II} - t_3^{III}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}}, \\ q &= \frac{t_3^{III} - t_3^{IV}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}}. \end{aligned} \right\} \quad (a)$$

(ა) განტოლებათა სისტემიდან განვსაზღვროთ ტემპერატურათა სხვაობა ყოველი შრისათვის:

$$\left. \begin{aligned} t_3^I - t_3^{II} &= q \cdot \frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}, \\ t_3^{II} - t_3^{III} &= q \cdot \frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}, \\ t_3^{III} - t_3^{IV} &= q \cdot \frac{1}{2\pi\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}. \end{aligned} \right\} \quad (b)$$

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

$$t_3^I - t_3^{IV} = q \cdot \left(\frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\pi\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} \right). \quad (3)$$

უკანასკნელი ტოლობიდან ისაზღვრება არაერთგვაროვან სამ-ფრიან ცილინდრულ კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას q თბური ნაკადის სიდიდე:

$$q = \frac{t_3^I - t_3^{IV}}{\frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\pi\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}} \quad \text{კვად/მ საათი. (I-18)}$$

უკანასკნელი ფორმულის ანალოგიურად პირდაპირ შეიძლება დაიწეროს n შრიანი ცილინდრულ კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას q თბური ნაკადის სიდიდის გასაანგარიშებელი ფორმულა შემდეგი სახით:

$$q = \frac{\pi \cdot (t_3^I - t_3^{II})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} \text{ კკალ/მ საათი} \quad . (დ)$$

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

გენს მრავალშრიან ცილინდრულ კედელში თბოგამტარობის თერმულ წინაღობას.

3. თბოგამტარობა სფერულ კედელში

ზოგიერთ შემთხვევაში თბოგადამცემების ხურების ზედაპირი წარმოადგენს სფერულ კედელს, ამიტომ ამ პარაგრაფში განხილული იქნება სფერულ კედელში თბოგამტარობა. განვიხილოთ თბოგამტარობა ისეთ ღრუ სფეროს ერთგვაროვან კედელში (ნაკ. I—7), რომლის შიგა რადიუსი არის r_1 , გარე რადიუსი— r_2 და თბოგამტარობის კოეფიციენტი— λ . სფეროს შიგა და გარე ზედაპირების ტემპერატურები სათანადოდ აღვნიშნოთ t_3^I და t_3^{II} , ამასთან დავუშვათ, რომ $t_3^I > t_3^{II}$.

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

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dr} \cdot 4 \cdot \pi \cdot r^2 \text{ კკალ/საათი} \quad . (I-19)$$

უკანასკნელ განტოლებიდან:

$$dt = -\frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \frac{dr}{r^2} \quad . (I-20)$$

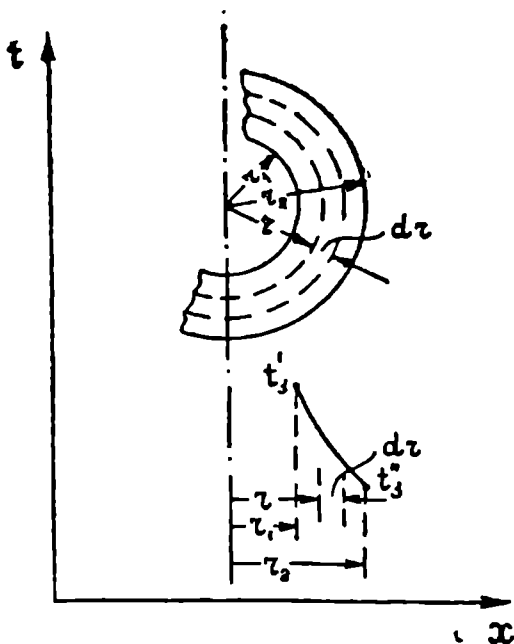
ამ განტოლების ინტეგრირება, როდესაც ცნობილია სფერული

კედლის შიგა და გარე ზედაპირების რადიუსები და ტემპერატურები, ვეძღვება:

$$t_3^{II} - t_3^I = \frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \left(\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_1} \right), \quad (a)$$

ანუ

$$t_3^I - t_3^{II} = \frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right). \quad (I-21)$$



ნაყ. I-7. თბოგამტარობა ერთგვაროვან სფერულ კედელში.

აქედან

$$Q = \frac{4 \cdot \pi \cdot \lambda}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}} \cdot \left(t_3^I - t_3^{II} \right). \quad (I-22)$$

თუ (I-22) განტოლებაში r_1 და r_2 რადიუსების ნაცვლად d_1 და d_2 დიამეტრებს შევიტანთ მივიღებთ:

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}} \cdot \left(t_3^I - t_3^{II} \right) \text{ კვალ/საათი.} \quad (I-23)$$

სფერული კედლის სისქე შეიძლება განისაზღვროს ტოლობით:

$$\delta = \frac{d_2 \cdot d_1}{2} \quad . \quad (I-24)$$

უკანასკნელი ტოლობის მხედველობაში მიღებით (I-23) განტოლება შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$Q = \pi \cdot \lambda \cdot \frac{d_1 \cdot d_2}{\delta} \left(t_3^I - t_3^{II} \right) \text{ კკალ/საათი} \quad . \quad (I-25)$$

(I-22), (I-23) და (I-25) განტოლებები სფერულ კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელების გასაანგარიშებელ ფორმულებს წარმოადგენენ.

(I-23) ფორმულის ანალოგიურად, პირდაპირ შეიძლება დაიწეროს ფორმულა n შრიანი სფერული კედლისათვის:

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \left(t_3^I - t_3^{II} \right)}{\frac{1}{\lambda_1} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) + \frac{1}{\lambda_2} \left(\frac{1}{d_2} - \frac{1}{d_3} \right) + \dots + \frac{1}{\lambda_n} \left(\frac{1}{d_n} - \frac{1}{d_{n+1}} \right)} \quad (I-26)$$

მაგალითი I-1. განესაზღვროთ ერთგვაროვან ერთშრიან ბეტონის ბრტყელ კედელში ერთი საათის განმავლობაში გატარებული სითბოს რაოდენობა (სითბოს საათობრივი დანაკარგი), თუ კედლის სისქე არის 0,24 მეტრი, სიგრძე—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 (I-1) ცხრილის მიხედვით მივიღოთ $\lambda = 0,8$ კკალ/მ საათი $^\circ\text{C}$.

(I-7) განტოლების საფუძველზე თბური ნაკადის სიდიდე შეიძლება განისაზღვროს ტოლობით:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} \left(t_3^I - t_3^{II} \right).$$

თუ უკანასკნელ განტოლებაში შევიტანთ სათანადო მნიშვნელობებს მივიღებთ:

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

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:

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

მაგალითი I—2. განესაზღვროთ სითბოს ის რაოდენობა, რომელიც ერთი საათის განმავლობაში გატარდება თბოგადამცემი აპარატის ფოლადის ბრტყელი კედლის 1 მ^2 ფართობის საშუალებით, თუ კედლის სისქე არის 12 მმ . მხედველობაში მივიღოთ, რომ კედლის შიგა ზედაპირი დაფარულია 1 მმ სისქის მინადულით, ხოლო გარე ზედაპირი დაფარულია $0,5 \text{ მმ}$ სისქის ქვარტლით. კედლის შიგა ზედაპირის ტემპერატურა $t_3^{\text{IV}} = 210^\circ \text{C}$, ხოლო გარე ზედაპირის ტემპერატურა $t_3^{\text{I}} = 280^\circ \text{C}$.

თბოგამტარობის კოეფიციენტების მნიშვნელობანი ($I-1$) ცხრილის საფუძველზე მივიღოთ: ქვარტლისათვის $\lambda_4 = 0,1$, ფოლადისათვის $\lambda_3 = 50$ და მინადულისათვის $\lambda_2 = 0,6$.

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

თბური ნაკადის სიდიდე შეიძლება განისაზღვროს ($I-11$) ფორმულით:

$$q = \frac{t_3^{\text{I}} - t_3^{\text{IV}}}{\frac{\delta_1}{\lambda_4} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}$$

თუ უკანასკნელ განტოლებაში შევიტანთ სათანადო მნიშვნელობებს მივიღებთ:

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

მაგალითი I—3. განესაზღვროთ სითბოს ის რაოდენობა, რომელიც ერთი საათის განმავლობაში გატარდება ფოლადის მილის ერთ სიგრძეზე მეტრ ცილინდრულ კედელში. დაეუშვათ, რომ მილის შიგა დიამეტრი $d_1 = 44 \text{ მმ}$, ხოლო გარე დიამეტრი $d_2 = 50 \text{ მმ}$. მილის კედლის შიგა ზედაპირის ტემპერატურა $t_3^{\text{I}} = 300^\circ \text{C}$, ხოლო გარე ზედაპირის ტემპერატურა $t_3^{\text{II}} = 280^\circ \text{C}$. თბოგამტარო-

ბის კოეფიციენტი ფოლადის ცილინდრული კედლისათვის (1—1) ცხრილის თანახმად მივიღოთ $\lambda = 50$ კკალ/მ საათი °C.

(1—17) ფორმულის გამოყენებით განვსაზღვრავთ თბური ნაკადის სიდიდეს

$$q = \frac{t_3^I - t_3^{II}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{300 - 280}{\frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 50} \ln \frac{0,050}{0,044}} = 49449 \text{ კკალ/მ საათი.}$$

მაგალითი I—4. განვსაზღვროთ სითბოს ის რაოდენობა, რომელიც ერთი საათის განმავლობაში გატარდება ფოლადის მილის ერთ სიგრძეზე მეტრ ცილინდრულ კედელში. მივიღოთ მხედველობაში, რომ მილის კედლის შიგა ზედაპირი დაფარულია 1 მმ სისქის მქონე ქვარტლით, ხოლო გარე ზედაპირი 1 მმ სისქის მქონე მინაღულით. მილის შიგა დიამეტრი არის 52 მმ, ხოლო გარე დიამეტრი—58 მმ.

(1—1) ცხრილის მიხედვით თბოგამტარობის კოეფიციენტების მნიშვნელობანი მივიღოთ: ქვარტლისათვის $\lambda_1 = 0,1$, ფოლადისათვის $\lambda_2 = 50$ და მინაღულისათვის $\lambda_3 = 0,6$ კკალ/მ საათი °C. მაგალითის პირობის თანახმად $d_1 = 50$ მმ, $d_2 = 52$ მმ, $d_3 = 58$ მმ და $d_4 = 60$ მმ.

სამშრიანი ცილინდრული მილის კედლის შიგა ზედაპირის ტემპერატურა $t_3^I = 300^\circ\text{C}$, ხოლო გარე ზედაპირის ტემპერატურა— $t_3^{IV} = 260^\circ\text{C}$.

(1—18) ფორმულის გამოყენებით განვსაზღვრავთ თბური ნაკადის სიდიდეს

$$q = \frac{t_3^I - t_3^{IV}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}} =$$

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

$$q = 570 \text{ კკალ/მ საათი.}$$

მაგალითი I—5. განვსაზღვროთ სითბოს რაოდენობა, რომელიც თბოგამტარობით გავრცელდება სფერულ კედელში ერთი საათის განმავლობაში, 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 $t_3^I = 100^\circ \text{C}$ და გარე ზედაპირის ტემპერატურა $t_3^{II} = 90^\circ \text{C}$. თბოგამტარობის კოეფიციენტის მნიშვნელობა (I-1) ცხრილის მიხედვით მივიღოთ ფოლადისათვის $\lambda = 50$ კკალ/მ საათი $^\circ \text{C}$. 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 მნიშვნელობას განესაზღვრავთ (I-25) ფორმულის მიხედვით:

$$Q = \frac{\pi \cdot \lambda \cdot d_1 \cdot d_2}{\delta} \cdot (t_3^I - t_3^{II}) = \frac{3,14 \cdot 50 \cdot 0,2 \cdot 0,3}{0,05} (100 - 90) = 1884 \text{ კკალ/საათი.}$$

სითბოს კონვექციური გავრცელება

1. თბოგაყვანის პროცესი

წინა თავში განხილული იყო თბოგამტარობით (კონდუქციით) სითბოს გავრცელების საკითხები.

ამ თავში განხილული იქნება სითბოს გავრცელება კონვექციით. კონვექციით სითბოს გავრცელებისას სითბოს გადატანა ხდება სითხეების ან აირების ნაწილაკების საშუალებით.

მყარი სხეულიდან უშუალოდ სითხეზე ან აირზე, ან ამ უკანასკნელებიდან მყარ სხეულზე სითბოს გადასვლის პროცესს კონვექციით სითბოს გავრცელებას, სხვანაირად შეხებით თბოგაცემას, ან, შემოკლებით, თბოგაცემასაც უწოდებენ. კონვექციით სითბოს გავრცელება უშუალოდ დაკავშირებულია სითხის ან აირის ნაწილაკების გადაადგილებასთან. უკანასკნელი კი შესაძინეად ართულებს თბოგაცემის პროცესის მოვლენას, რადგან ნაწილაკების გადაადგილება, თავის მხრივ, დამოკიდებულია მოძრაობის რეჟიმსა და მის გამომწვევ. ფაქტორებზე, სითხის ან აირის ფიზიკურ თვისებებზე, სითბოს მიმღები ან გამცემი მყარი სხეულის ზედაპირის ფორმაზე, მდგომარეობაზე, ზომებზე და სხვ.

2. სითხის ან აირის მოძრაობის ნარმოშობის ბუნება და რაქიმი

სითხის ან აირის მოძრაობის წარმოშობის მიზეზების შესწავლისას ანსხვავებენ ორი სახის მოძრაობას—თავისუფალს და იძულებითს. სითხის ან აირის თავისუფალი მოძრაობა აღიძვრება შიგა მიზეზების გავლენით, უმთავრესად მასაში ტემპერატურათა უთანაბრობით გამოწვეული ხვედრითი წონების სხვაობით.

სითხის ან აირის ისეთ მოძრაობას, რომელიც გარეშე ამგზნები მიზეზის უთანაობისას წარმოიქმნება თავისუფალი მოძრაობის გარდა, აგრეთვე ბუნებრივ კონვექციასაც უწოდებენ.

სითხის ან აირის იძულებითი მოძრაობა ხორციელდება გარე-
განი ამგზნებების--ტუმბოების ან ვენტილატორების საშუალებით.

მოძრაობის დიდი სიჩქარეების დროს თავისუფალი მოძრაობის
ზეგავლენას უგულებელყოფენ და თბოგაცემის ინტენსივობა ისაზ-
ღვრება მხოლოდ სითხის ან აირის იძულებითი მოძრაობით. ჰიდრო-
დინამიკისა და აეროდინამიკის კურსიდან ცნობილია სითხისა და
აირების მოძრაობის ორი რეჟიმი: ლამინარული და ტურბულენტუ-
რი. ლამინარული მოძრაობის შემთხვევაში სითხის ან აირის ნაწი-
ლაკები ურთიერთ და არხის გეომეტრიული ღერძის პარალელუ-
რად მოძრაობენ; ამ დროს თბური ნაკადი ხორციელდება მხოლოდ
თბოგამტარობით, ხოლო ვინაიდან სითხეების თბოგამტარობა
მცირეა, ლამინარული მოძრაობის დროს სითბოს გავრცელება
ძლიერ სუსტია. ტურბულენტური მოძრაობის შემთხვევაში ნაწი-
ლაკები მოძრაობენ მოუწყვსრიგებლად--ქაოსიურად. ამ დროს ხდე-
ბა სითხის ან აირის ნაწილაკების ინტენსიური შერევა, რითაც
დაპირობებულია გაძლიერებული კონვექციური თბოგაცემა ცხელი
ნაწილაკებიდან ცივ ნაწილაკებზე, რის გამო სითბოს გავრცელების
თვალსაზრისით ტურბულენტური მოძრაობა უფრო ხელსაყრელია,
ვიდრე ლამინარული.

მოძრაობის ლამინარული რეჟიმიდან ტურბულენტურში გადა-
სვლა ხდება მყისვე, როგორც კი სიჩქარე კრიტიკულ მნიშვნელობას
მიაღწევს. კრიტიკული სიჩქარეები დამოკიდებულია სითხეებისა,
აირებისა და მილგაყვანილობების სახესხვაობაზე. ცდების საფუძ-
ველზე გამოირკვა, რომ მილში სითხის ან აირის მოძრაობისას
ლამინარულ და ტურბულენტურ რეჟიმის განსაზღვრა შეიძლება
ო. რეინოლდსის ჰიდროდინამიკური კრიტერიუმის 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 მ²/წმ კინემატიკური სიბლანტის კოეფიციენტის სიდიდე
შეიძლება განსაზღვრულ იქნეს შემდეგი ფორმულით:

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

ჰაერისა და კვამლის აირების ზოგადი მუდმივა

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

წყლისათვის ზოგადი მუდმივა

ტემპერატურა °C	თბოვანობის კოეფიციენტი λ კკალ/მ საათი გრად	დინამიკური სიბლანტის კოეფიციენტი μ კგ წმ/მ ²	ტემპერატურა °C	თბოვანობის კოეფიციენტი λ კკალ/მ საათი გრად	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 წმ²/მ³—სითხის ან აირის სიმკვრივე.

ρ სითხის ან აირის სიმკვრივის სიდიდე შეიძლება გაანგარიშებულ იქნეს ფორმულით:

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

სადაც $g=9,81$ მ/წმ² არის სიმძიმის ძალის აჩქარება, γ კგ/მ³—სითხის ან აირის ხვედრითი წონა.

მაშასადამე, რეინოლდსის კრიტერიუმში შეიძლება დაიწეროს სხვადასხვა სახით:

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

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

3. თბოგაცემის კოეფიციენტი

კონვექციით სითბოს გავრცელებისას, სითხიდან ან აირიდან კედლის ზედაპირზე ან პირიქით გაცემული სითბოს საერთო რაოდენობა განისაზღვრება ნიუტონის ფორმულით:

$$Q = \alpha \cdot (t_6 - t_3) \cdot F \cdot \tau \quad \text{კკალ,} \quad (\text{II-5})$$

სადაც α არის თბოგაცემის კოეფიციენტი, კკალ/მ² საათი გრად;

t_6 — სითხის ან აირის ნაკადის ტემპერატურა;

t_3 — კედლის ზედაპირის ტემპერატურა;

F — კედლის ზედაპირის ფართობი მ²-ით;

τ — დრო საათობით.

როდესაც ტემპერატურათა სხვაობა

$$t_6 - t_3 = 1^\circ\text{C},$$

კედლის ზედაპირის ფართობი

$$F = 1 \text{ მ}^2$$

და

$$\tau = 1 \text{ საათს,}$$

მაშინ

$$Q = \alpha \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი გრად.}$$

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

კონვექციით სითბოს გავრცელებისას თბური ნაკადის სიდიდე განისაზღვრება ტოლობით:

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

ანუ

$$q = \frac{(t_6 - t_3)}{\frac{1}{\alpha}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი,} \quad . \text{ (II--6)}$$

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

წინაღობა.

(II-6) ფორმულიდან, როდესაც ცნობილია t_6 ნაკადის ტემპერატურა, შეიძლება განისაზღვროს კედლის ზედაპირის ტემპერატურა

$$t_3 = t_6 - q \frac{1}{\alpha} . \quad . \text{ (II-7)}$$

როგორც (II-5) ფორმულიდან ჩანს, თბოგაცემით (კონვექციით) სითბოს გავრცელებისას პროცესის მთელი სირთულე და გაანგარიშების სიძნელე დაყვანილია α თბოგაცემის კოეფიციენტის სიდიდის განსაზღვრამდე. ჩატარებული ცდები გვიჩვენებენ, რომ α თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა იცვლება ფართო ზღვრებში, 1-დან 120 000 კკალ/მ² საათი გრად-მდე. ამიტომ (II-5) 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 მიმარ-

თულება, ზედაპირის ფორმა, თბური ნაკადის მიმართულება, კედლის ზედაპირის ხორკლიანობის ხარისხი და სხვ.

α თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობაზე მოქმედ ფაქტორთა სიმრავლე და ანალიზური მეთოდის შეზღუდული შესაძლებლობანი არ იძლევიან ყოველი ნებისმიერი შემთხვევისათვის კოეფიციენტის რიცხობრივი მნიშვნელობის 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 შემდგომ პარაგრაფში.

სამრეწველო თბოგადამცემ დანადგარებში α თბოგაცემის კოეფიციენტის საორენტაციო მნიშვნელობები

ჰაერის გათბობისა და გაცივების დროს	α=1—50 კკალ/მ ² საათი გრად
წყლის გათბობისა და გაცივების დროს	α=200—10000 " "
წყლის დუღილის დროს	α=500—45000 " "
წყლის ორთქლის წვეთური კონდენსაციის დროს α=	40000—120000 " "

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

სითხის ან აირის ცხელი ნაკადიდან კედლის ზედაპირზე სითბოს გადასვლის შემთხვევისათვის თბოგაცემის კოეფიციენტი აღვნიშნოთ α₁-ით, ხოლო კედლის ზედაპირიდან ცივ ნაკადზე α₂-თი.

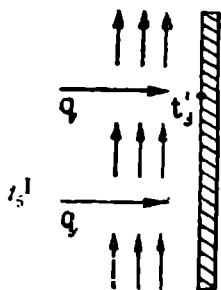
პირველ რიგში განვიხილოთ თბოგაცემა ნაკადიდან კედლის ზედაპირზე, ე. ი. როცა I₆ I₃-ზე. დავუშვათ, რომ კედლის ზედაპირის გასწვრივ (ნაკ. II—1) მიედინება სითხე ან აირი, რომლის ტემპერატურაა I₆, ხოლო კედლის ზედაპირის ტემპერატურა კი I₃.

სითხის ან აირის ნაკადიდან კედლის ზედაპირზე სითბოს გაცემისას (II—6) ფორმულის საფუძველზე შეიძლება განისაზღვროს q თბური ნაკადის მნიშვნელობა:

$$q = \frac{I_6 - I_3}{\frac{1}{\alpha_1}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი} \quad . (II-8)$$

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

როდესაც ცნობილია ნაკადის ტემპერატურა t_6^I (II-8) განტოლების საფუძველზე შეიძლება განისაზღვროს კედლის ზედაპირის ტემპერატურა t_3^I :



$$t_3^I = t_6^I - q \frac{1}{\alpha_1} \quad (II-9)$$

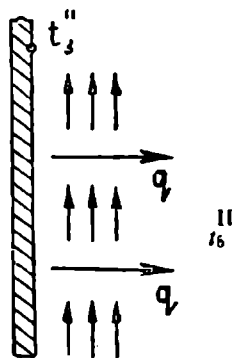
ნაკ. II-1. თბოგაცემა ნაკადიდან კედლის ზედაპირზე.

განვიხილოთ შებრუნებული შემთხვევა, ე. ი. როდესაც კედლის გასწვრივ მიედინება სითხე ან აირი და კედლის ზედაპირის ტემპერატურა $t_3^{II} > t_6^{II}$. ასეთ შემთხვევაში ადგილი აქვს თბოგაცემას კედლის ზედაპირიდან ნაკადზე (ნაკ. II-2).

(II-8) ფორმულის ანალოგიურად შეიძლება დაიწეროს თბური ნაკადის გასაანგარიშებელი ფორმულა:

$$q = \frac{t_3^{II} - t_6^{II}}{\frac{1}{\alpha_2}} \text{ კვად./მ}^2 \text{ საათი.} \quad (II-10)$$

ამ შემთხვევაში თერმული წინალობის 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 პირიქით

დავუშვათ, რომ მილგაყვანილობაში მიედინება სითხის ან აირის ნაკადი (ნაკ. II-3), რომლის ტემპერატურა მეტია მილის ცილინდრული კედლის შიგა ზედაპირის ტემპერატურაზე, ე. ი. $t_6^I > t_3^I$ -ზე.

(II-5) ფორმულის საფუძველზე შეიძლება განისაზღვროს

სითბოს რაოდენობა, რომელიც გადაეცემა ნაკადიდან ცილინდრული კედლის შიგა ზედაპირს:

$$Q = \alpha_1 \cdot (I_6^I - I_3^I) \cdot F \cdot \tau \text{ კვალ.}$$

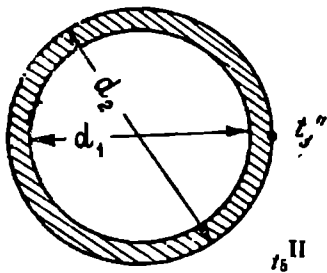
თუ გაანგარიშებას ვაწარმოებთ ერთი გრძივი მეტრი მრგვალი კვეთის მქონე მილის მიმართ, მაშინ უკანასკნელ ფორმულაში

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

უკანასკნელი ტოლობის მწმედველობაში მიღებით თბური ნაკადის გასაანგარიშებელი ფორმულა, როდესაც დროის მონაკვეთი $\tau = 1$ საათს, შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$q = \frac{\pi \cdot (I_6^I - I_3^I)}{1} \cdot \alpha_1 \cdot d_1 \text{ კვალ/მ საათი.} \quad (II-11)$$

უკანასკნელი ტოლობის მარჯვენა მხარის მნიშვნელი $\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1}$ წარმოადგენს განხილული შემთხვევისათვის თერმული წინააღობის სიდიდეს.



ნაკ. II-3ა. თბოგაცემა ცილინდრული კედლის გარე ზედაპირიდან ნაკადზე.

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

თუ საჭიროა განისაზღვროს q თბური ნაკადის სიდიდე კონვექციის საშუალებით მილის კედლის გარე ზედაპირიდან სითბის ან აირის ნაკადზე სითბოს ვაცემისას (ნაკ. II-3ა), შეიძლება გამოყენებულ იქნეს (II-11) ფორმულის ანალოგიური ფორმულა

$$q = \frac{\pi \cdot (I_6^{II} - I_3^{II})}{1} \cdot \alpha_2 \cdot d_2 \text{ კვალ/მ საათი,} \quad (II-12)$$

სადაც t_j^{II} არის მილის კედლის გარე ზედაპირის ტემპერატურა;
 $t_{\text{II}}^{\text{II}}$ —სითხის ან აირის ნაკადის საშუალო ტემპერატურა.

$$(11-12) \text{ ფორმულის მარჯვენა მხარის მნიშვნელი } \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1}$$

წარმოადგენს განხილული შემთხვევისათვის თერმული წინააღობის სიდიდეს.

6. მსგავსების თეორიის საშუალებების ზოგიერთი საკითხი *

კონვექციით სითხოს 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.

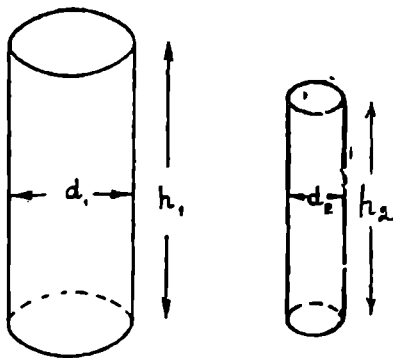
თბური მსგავსების თეორია საშუალებას იძლევა გადაწყდეს შემდეგი საკითხები: რომელი სიდიდეები უნდა იქნეს გაზომილი ექსპერიმენტების დროს, როგორ უნდა დამუშავდეს ცდებით მიღებული შედეგები, რათა მიღებულ იქნეს რაც შეიძლება უფრო ზოგადი სახის ფორმულები და როგორია იმ მოვლენათა არე. რომლებზედაც შეიძლება გავრცელდეს მიღებული 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 შემთხვევაში ადგილი უნდა ჰქონდეს პროპორციას:

$$c = \frac{d_2}{d_1} = \frac{h_2}{h_1}, \quad . (11-13)$$

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—13) პირობა გეომეტრიული მსგავსების მათემატიკურ ჩამოყალიბებას გამოსახავს.

ცნობილია, რომ გეომეტრიული მსგავსება წარმოადგენს ყოველი ფიზიკური მოვლენის მსგავსების აუცილებელ წინაპირობას, რადგან ამ მოვლენათა დაპირისპირება უნდა წარმოებდეს სივრცის შესაბამ წერტილებში. მაგრამ, გეომეტრიული მსგავსების გარდა, ადგილი უნდა ჰქონდეს აგრეთვე განსახილველი ფიზიკური მოვლენის მთლიანად დამახასიათებელ მთელ რიგ სხვა სიდიდეთა მსგავსებას.



ნაყ. 11—4. გეომეტრიულად მსგავსი ცილინდრები.

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.

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

სადაც c_{φ} არის მსგავსების შესაბამისი მუდმივა.

რთული ფიზიკური მოვლენა სიდიდეთა მეტი რაოდენობით ხასიათდება.

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

$$P = mu = m \frac{w}{\tau} \quad . \quad (11-14)$$

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

$$P' = m' \frac{w'}{c'} ; \quad . (II-15)$$

მეორე სისტემისათვის შესაბამისად გვექნება

$$P'' = m'' \frac{w''}{c''} . \quad . (II-16)$$

ამ ორი სისტემის ისეთი მოვლენების დაპირისპირება, რომლებიც გმორჩილებიან ნიუტონის მეორე კანონს, უნდა ხდებოდეს $\frac{P\tau}{mw}$ კომპლექსური სიდიდის დახმარებით. 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 ეწოდება. მსგავსების კრიტერიუმები უგანზომილებო რიცხვებია. ზემოგანხილული დინამიკური მსგავსების კრიტერიუმში აღინიშნება Ne (ნიუტონი), ე. ი.

$$Ne = \frac{P\tau}{mw} . \quad . (II-17)$$

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

$$Ne = idem \text{ (ერთი და იგივე)} . \quad . (II-18)$$

თუ (II-17) ფორმულაში შევიტანთ $\tau = \frac{l}{w}$ მნიშვნელობას, მაშინ ნიუტონის კრიტერიუმი მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$Ne = -\frac{Pl}{mw^2} . \quad . (II-17a)$$

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

$$Re = \frac{\rho w l}{\mu} ; \quad . (II-19)$$

ჰომოქრონობის კრიტერიუმი:

$$Ho = \frac{w \tau}{l}; \quad (II-20)$$

ფრუდის კრიტერიუმი:

$$Fr^* = \frac{gl}{w^2}; \quad (II-21)$$

ეილერის კრიტერიუმი

$$Eu = \frac{p}{\rho w^2}, \quad (II-22)$$

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

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2}. \quad (II-23)$$

მაშასადამე, ორ ან რამდენიმე სისტემის შექანიკური მსგავსების შემთხვევაში, შესაბამისი წერტილებისათვის მსგავსების კრიტერიუმებს Re , Ho , Fr და Eu სათანადოდ ერთი და იგივე მნიშვნელობანი აქვთ. ზოგიერთ შემთხვევაში, როდესაც შეუძლებელი ბდება სითხის ან აირის მოძრაობის w სიჩქარის გაზომვა, ფრუდის კრიტერიუმის ნაცვლად შეიძლება გამოყენებულ იქნეს გალილეის კრიტერიუმი:

$$Ga = Fr \cdot Re^2 = \frac{gl^3}{\nu^2}. \quad (II-24)$$

თუ გალილეის კრიტერიუმს $\frac{p-p_0}{\rho_0}$ სიმპლექსზე** გავაძრავლებთ მივიღებთ არქიმედის კრიტერიუმს:

$$Ar = Ga \frac{p-p_0}{\rho_0} = \frac{gl^3}{\nu^2} \frac{p-p_0}{\rho_0}, \quad (II-25)$$

სადაც ρ და ρ_0 წარმოადგენენ სითხის ან აირის სიმკვრივეებს სისტემის ორ სხვადასხვა წერტილში.

* ზოგჯერ ფრუდის კრიტერიუმს უწოდებენ შებრუნებულ გამოსახულებას: $\frac{w^2}{gl}$

** სიმპლექსი ეწოდება ერთგვაროვან სიდიდეთა უგანზომილებო შეფარდებას.

თუ სითხის ან აირის სიმკვრივეთა სხვაობა განისაზღვრება $\Delta\rho$ ტემპერატურათა სხვაობით, მაშინ სიმპლექსი $\frac{\rho - \rho_0}{\rho_0} = \beta \cdot \Delta t$,

სადაც β არის სითხის ან აირის მოცულობითი გაფართოების კოეფიციენტი. ამ სიმპლექსის მნიშვნელობის (II-25) განტოლებაში ჩასმით მივიღებთ გრასპოფის კრიტერიუმის გამოსახულებას:

$$Gr = \beta \cdot \frac{g l^3}{\nu^2} \cdot \Delta t. \quad (II-26)$$

თბური მსგავსების კრიტერიუმებია შემდეგი: ფურიეს კრიტერიუმი:

$$Fo = \frac{a\tau}{l^2}; \quad (II-27)$$

პეკლეს კრიტერიუმი:

$$Pe = \frac{wl}{a} = \frac{wl\rho c}{\lambda} \quad (II-28)$$

ნუსელტის კრიტერიუმი:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}. \quad (II-29)$$

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

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{Pe}{Re}. \quad (II-30)$$

- კრიტერიუმების განტოლებებში შემავალ სიდიდეებში:
- w მ/წმ არის სითხის ან აირის ნაკადის მოძრაობის საშუალო სიჩქარე;
 - l მ—ხაზობრივი ზომის განმსაზღვრელი; მიღებ.ს შემთხვევაში იღება მილის დიამეტრი d მ;
 - a კკალ/მ² საათი გრად—თბოგაცემის კოეფიციენტი; კკალ/მ საათი 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/საათი — ტემპერატურის გამტარობის კოეფიციენტი;
 c_p კკალ/კგ გრად—წონითი იზობარული ნამდვილი თბოტევადობა;
 γ კგ/მ³—ხვედრითი წონა.

7. კონვექციით სითბოს გავრცელებისას თბოგაცემის ემპირიული ფორმულები კრიტერიული სახით

ამ პარაგრაფში მოკლედ განხილული იქნება კონვექციით სითბოს გავრცელების ტიპობრივი შემთხვევები, რომლებიც ხშირად გვხვდებიან სხვადასხვა თბოგადამცემ აპარატში, სახელდობრ, თბოგაცემა კედლის ზედაპირიდან სითხეზე ან აირზე და შებრუნებით. იძულებითი მოძრაობის შესწავლისას დავეყვანოთ იძულებით ან აირით მიღების სიგრძივი და განივი გარშემომდინარეობით. ამის გარდა, მოკლედ განხილული იქნება თბოგაცემა ორთქლის კონდენსაციისა და წყლის დულილის შემთხვევისათვის.

ა. სითხით ან აირით მიღების გრძივი გარშემომდინარეობა

თბური მსგავსების თეორიის თანახმად სითხის ან აირის მიღებში დამყარებული იძულებითი მოძრაობისას კონვექციით სითბოს გავრცელების პროცესის დასახასიათებლად შეიძლება დაიწეროს:

$$Nu = f_1(Re, Pr), \quad (II-31)$$

და

$$Nu = f_2(Pe, Pr). \quad (II-32)$$

ამ კრიტერიალურ დამოკიდებულებებში Re , Pe და Pr კრიტერიუმებს განმსაზღვრელი კრიტერიუმები ეწოდებათ. მრავალი ცდის შედეგად დადასტურდა, რომ ეს დამოკიდებულებანი სითხის ან აირის დამყარებული იძულებითი მოძრაობისას კონვექციით თბოგაცემისათვის შეიძლება გამოისახოს შემდეგი განტოლებით:

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^m \quad (II-33)$$

სადაც C , n და m არიან ცდებით მიღებული მუდმივი სიდიდეები.

სითხის ან აირის დამყარებული თავისუფალი მოძრაობის დროს კონვექციით თბოგაცემისას (II-33) განტოლებაში გამოირიცხება Re რეინოლდსის კრიტერიუმი და შეიტანება Gr გრასჰოფის კრიტერიუმი და საბოლოოდ მივიღებთ:

$$Nu_m = C (Gr \cdot Pr)_m^n, \quad (II-33a)$$

მიღში სითხის ან აირის იძულებითი ლამინარული მოძრაობისას კონვექციით თბოგაცემა

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

ჰორიზონტალური მიღებისათვის არსებულ ემპირიული ფორმულებიდან ყველაზე უფრო ზუსტია ი. ტ. ალადიევის ფორმულა:

$$Nu_m = 0,74 \cdot Re_m^{0,2} \cdot (Gr \cdot Pr)_m^{0,1} \cdot Pr_m^{0,2} \quad . \quad (II-34)$$

თუ (II-34) ფორმულაში შევიტანთ სათანადო მნიშვნელობებს მივიღებთ:

$$\alpha = B \frac{(\gamma \cdot \omega)^{0,2}}{d^{0,5}} \Delta t^{0,1}, \quad . \quad (II-35)$$

სადაც

$$B = 8,63 \cdot \lambda^{0,17} \cdot \gamma^{0,2} \cdot c_p^{0,3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu} \right)^{0,11} \quad . \quad (II-36)$$

კრიტერიუმების გამოთვლის დროს, ფიზიკური მუდმივების ცხრილების მიხედვით განსაზღვრას ახდენენ სასაზღვრო შრის საშუალო ტემპერატურისათვის $t_m = 0,5 (t_6 + t_3)$.

მიღში სითხის ან აირის იძულებითი ტურბულენტური მოძრაობისას კონვექციით თბოგაცემა

მიღში სითხის ან აირის იძულებითი ტურბულენტური მოძრაობისას, როდესაც ფიზიკური მუდმივები განსაზღვრულია ნაკადის საშუალო ლოგარითმული ტემპერატურის მიხედვით, კრიტერიუმებს შორის დამოკიდებულება განისაზღვრება ფორმულით:

$$Nu_6 = 0,023 \cdot Re_6^{0,8} \cdot Pr_6^{0,4} \quad . \quad (II-37)$$

აქედან გაშლილი სახით მივიღებთ:

$$\alpha = B \frac{(\gamma \cdot \omega)^{0,8}}{d^{0,2}} = B \frac{(\gamma \cdot \omega \cdot d)^{0,8}}{d} \quad . \quad (II-38)$$

სადაც

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

ჰერისათვის B კოეფიციენტის მნიშვნელობა მოცემულია (II-3) ცხრილში, ხოლო წყლისათვის (II-4) ცხრილში.

ცხრილი (II-3)

B-ს მნიშვნელობანი პერსათვის

t_f °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-4)

B-ს მნიშვნელობანი წყლისათვის

t_f °C	0	20	40	60	80	100	150	200
B	4,91	6,45	7,98	9,30	10,5	11,1	14,0	15,3

ზუსტი გამოთვლების დროს გათვალისწინებული უნდა იქნეს ყველა ის ფაქტორი, რომლებიც გავლენას ახდენენ α თბოგაცემის კოეფიციენტზე: მილის სიგრძე, თბური ნაკადის მიმართულება, კვეთის ფორმა, მილის მოხრილობა, კედლის სიმკისე, ნაკადის შესვლის პირობები და სხვ. მილის სიგრძის გავლენის მხედველობაში მიღება გამოწვეულია იმით, რომ, რაგორც ლამინარული, ისე ტურბულენტური მოძრაობისას, α თბოგაცემის 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-38) ფორმულით გამოთვლილი α თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა უნდა გამრავლდეს ϵ შესწორების კოეფიციენტზე, რომლის რიცხობრივი მნიშვნელობანი მოცემულია (II-5) ცხრილში.

ცხრილი (II-5)

ϵ შესწორების კოეფიციენტის მნიშვნელობები ტურბულენტური 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	1
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-37) ფორმულა მართებულია ყველა წვეთური და ღრეკადი სითხეებისათვის, როცა $Re > 1 \cdot 10^4$ და $Pr = 0,7 \div 2500$.

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

ა) სითხის ან აირის გაცხელებისას

$$\alpha = 0,0209 \cdot \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\mu \cdot g} \right)^{0,5} \left(\frac{c_p \cdot \mu \cdot g \cdot 3600}{\lambda} \right)^{0,15} \quad (II-39)$$

ბ) სითხის ან აირის გაცივებისას

$$\alpha = 0,0263 \cdot \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\mu \cdot g} \right)^{0,5} \left(\frac{c_p \cdot \mu \cdot g \cdot 3600}{\lambda} \right)^{0,36} \quad (II-40)$$

მოყვანილი ფორმულების გამოყენება მართებულია, როდესაც $Re = 10^4 \div 4 \cdot 10^4$ და $Pr = 0,7 \div 200$.

სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვაბტურბინის ინსტიტუტების მიერ 1957 წელს გამოქვეყნებული საქვაბო აგრეგატების თბური გაანგარიშების ნორმატიული მეთოდის მიხედვით, ხურების ზედაპირის გრძივი გარშემომდინარეობისას α კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი განისაზღვრება (II-38) ფორმულის ანალოგიური ფორმულით:

$$\alpha_j = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{გვ}}} \left(\frac{w \cdot d_{\text{გვ}}}{\nu} \right)^{0,8} Pr^{0,4} \cdot C_1 \cdot C_2 \quad (II-38a)$$

სადაც λ არის სითხის ან აირის თბოგამტარობის კოეფიციენტი;

ν — სითხის ან აირის კინემატიკური სიბლანტის კოეფიციენტი;

w — სითხის ან აირის სიჩქარე, რომელიც განისაზღვრება ფორმულით;

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

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

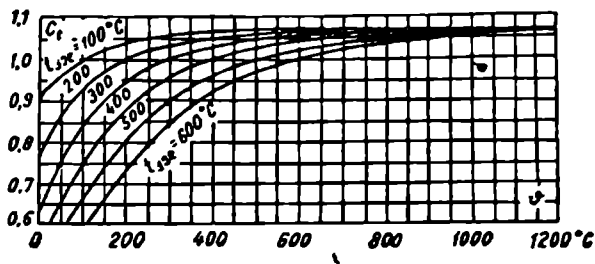
F მ² — ცოცხალი კვეთის ფართობი;

$d_{\text{გვ}}$ ეკვივალენტური დიამეტრი;

C_1 — შესწორება, რომელიც საერთო შემთხვევაში დამოკიდებულია სითხის ან აირის ნაკადისა და კედლის ტემპერატურაზე. წყლისა და ორთქლისათვის C_1 -ს მნიშვნელობას იღებენ ერთის ტოლს. აირების გაცივებისას C_1 -ს თვლიან მუდმივ სიდიდედ და

იღებენ $C_f = 1,06$, ხოლო აირების გათბობისას C_f -ს მნიშვნელობას საზღვრავენ გრაფიკულად (ნაკ. II--5);

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



ნაკ. II-5. გრძივი გარშემომდინარეობისას აირების გათბობის შემთხვევაში C_f შესწორების მნიშვნელობანი.

(II-38a) ფორმულის მიხედვით აგებულია გრძივი გარშემომდინარეობისას α კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტის გასასაზღვრელი ნომოგრამები:

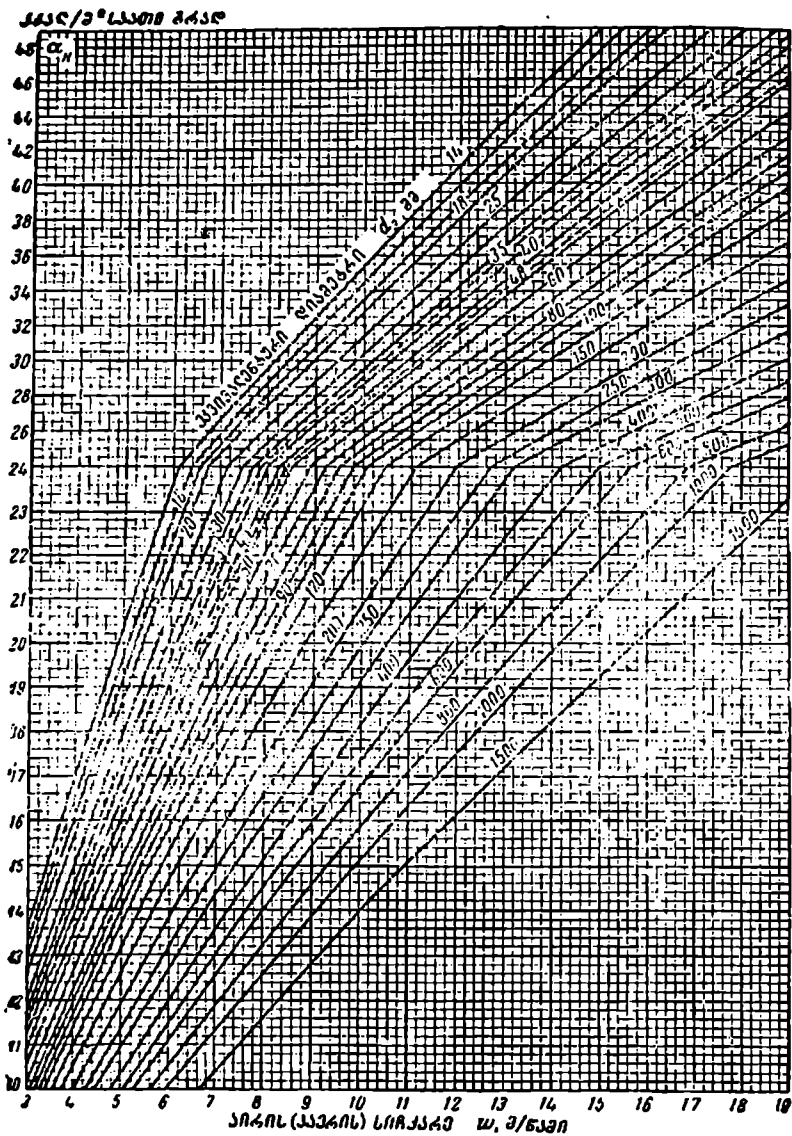
ჰაერისა და კვამლის აირებისათვის (II-1) ნომოგრამა, გადახურებული ორთქლისათვის (II-2) ნომოგრამა და აუღუღებელი ცხელი წყლისათვის (II-3) ნომოგრამა. (II-1) ნომოგრამაზე $C_{\text{ფ}}$ და $C'_{\text{ფ}}$ შესწორების კოეფიციენტებით მხედველობაში მიღებულია არა მარტო ფიზიკური მახასიათებლების ცვალებადობის გავლენა, არამედ აგრეთვე მხედველობაში მიღებულია C_f შესწორებაც.

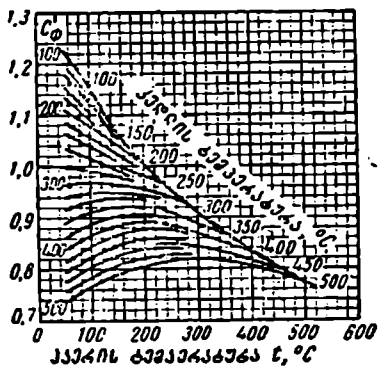
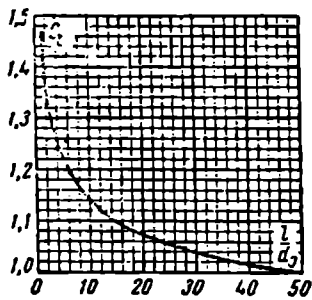
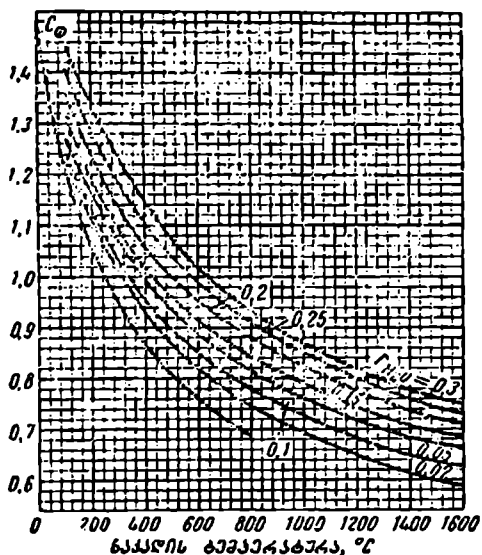
(II-38a) ფორმულის სისწორე დასაბუთებულია ცდებით, რომლებიც ჩატარებული იყო ხურების ზედაპირის გრძივი გარშემომდინარეობისას რეინოლდსის კრიტერიუმის შემდეგ მნიშვნელობისათვის $Re = 5 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^6$.

მობრილ მილში α თბოგაცემის კოეფიციენტი

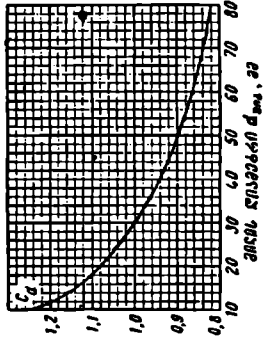
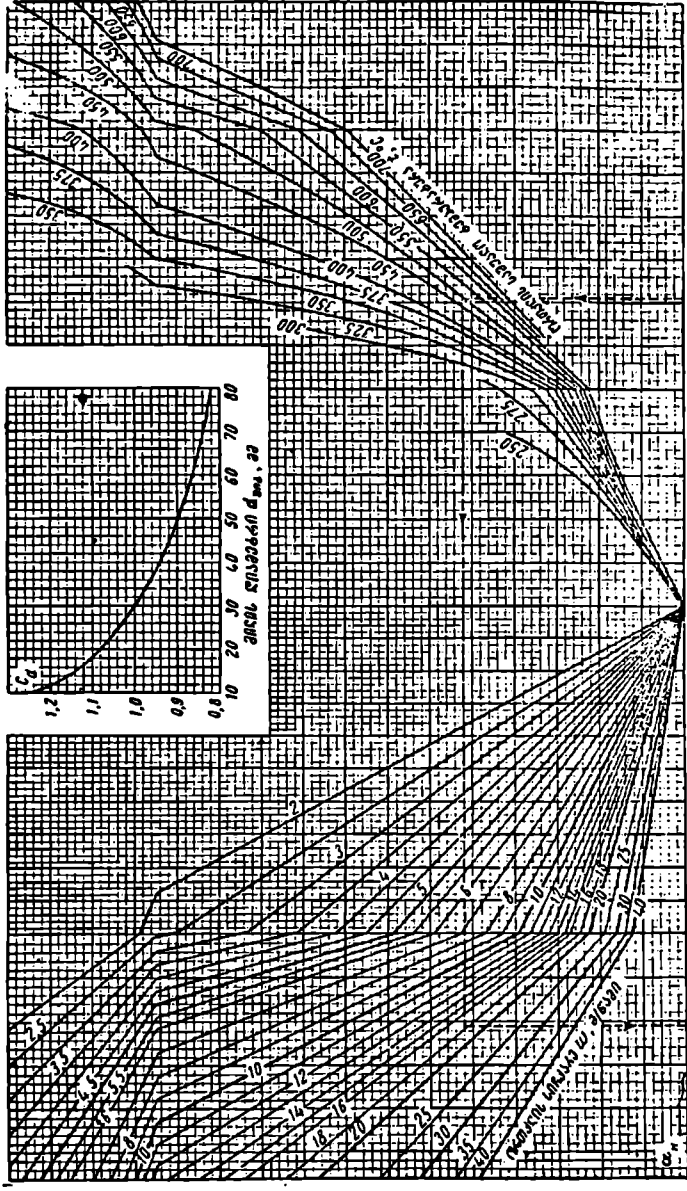
მობრილ მილებში, როგორცაა მუხლები, კლაკინები და სხვა, სითხის ან აირის მოძრაობისას ადგილი აქვს ნაკადის ტურბულენტობის გაძლიერებას ცენტრიდანული ძალების გავლენით.

ჰაერისა და კვამლის აირებით გრძივი





ჰაერისა და კვამლის აირების გაკუეებისას
 $\alpha_3 = C_{\text{თ}} \cdot C_1 \cdot \alpha$ კკალ/მ² საათ გრად.
 ჰაერის გათბობისას
 $\alpha_3 = C'_{\text{თ}} \cdot C_1 \cdot \alpha$ კკალ მ² საათი გრად.

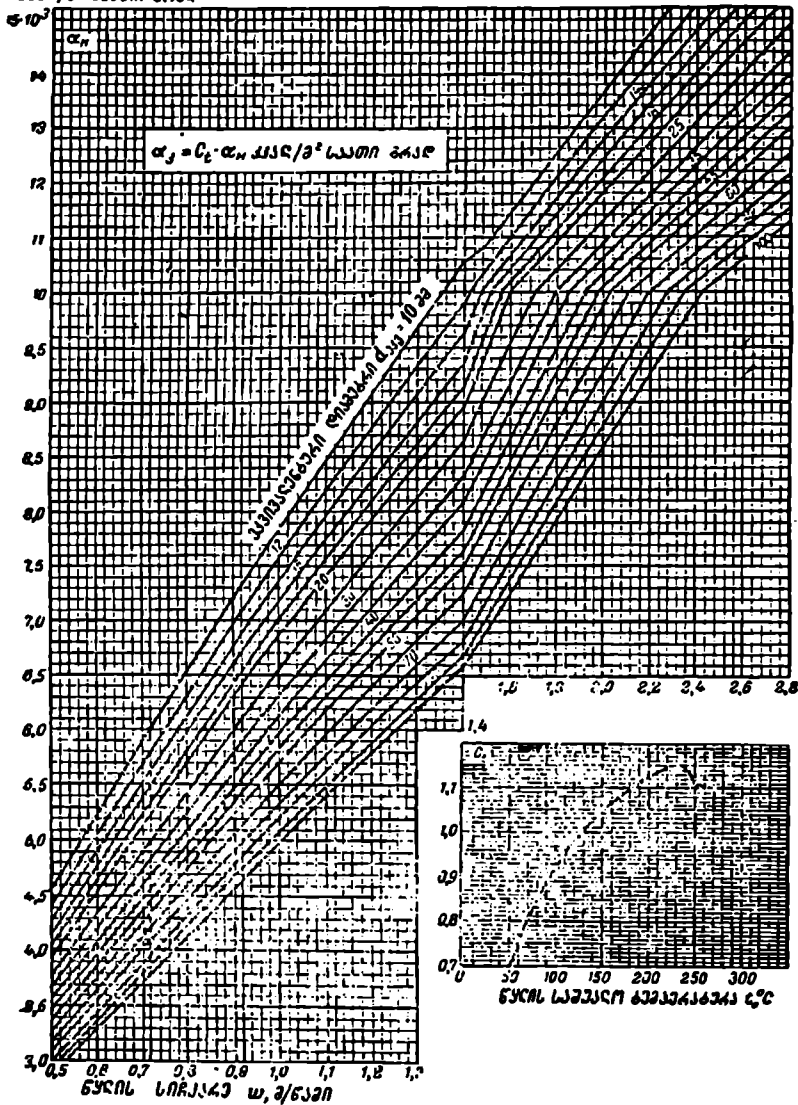


გრძივი გარშემომდინარეობისას თბოვაციების კოეფიციენტი

გრძივი გარშემომდინარეობისას თბოვაციების კოეფიციენტი

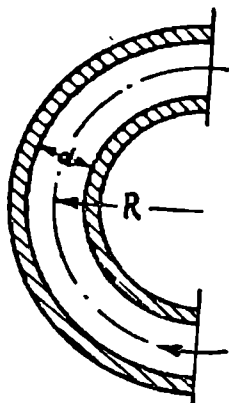
გრძივი გარშემომდინარეობისას თბოვაციების კოეფიციენტი

მარ/მ²სათი გარე



აღნიშნულის გამო მოხრილი მილის (ნაკ. II-6) განივკვეთში წარმოიქმნება მეორადი ცირკულაცია.

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



$$\alpha_R = \alpha \left(1 + 1,77 \frac{d}{R} \right), \quad (II-41)$$

სადაც α არის თბოგაცემის კოეფიციენტი სწორი მილისათვის;
 d — მილის დიამეტრი;
 R — კლაკნილას მოხრილობის რადიუსი.

მილთა კონის გარეგანი გრძივი გარშემომდინარეობისათვის კონვექციური თბოგაცემის ფორმულები რჩებიან იგივე, რაც მილის შიგნით მოძრაობისათვის, მაგრამ მილის d შიგა დიამეტრის ნაცვლად გასაანგარიშებელ ფორმულებში

ნაკ. II-6. მოხრილი მილი

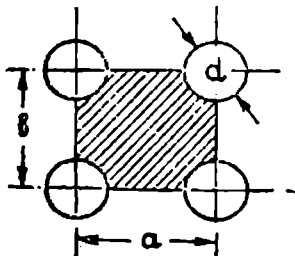
შეტანილი უნდა იქნეს მილთა კონის $d_{\text{კონ}}$ „ეკვივალენტური დიამეტრი“, რომელიც განისაზღვრება ფორმულით:

$$d_{\text{კონ}} = \frac{4 \cdot F}{U}, \quad (II-42)$$

სადაც F არის აირსადენის განივკვეთის ფართობი;

U — განივკვეთის პერიმეტრი.

მაგალითად, თუ აირსადენის განივკვეთი სწორკუთხედიანია, მაშინ მისი ეკვივალენტური დიამეტრი

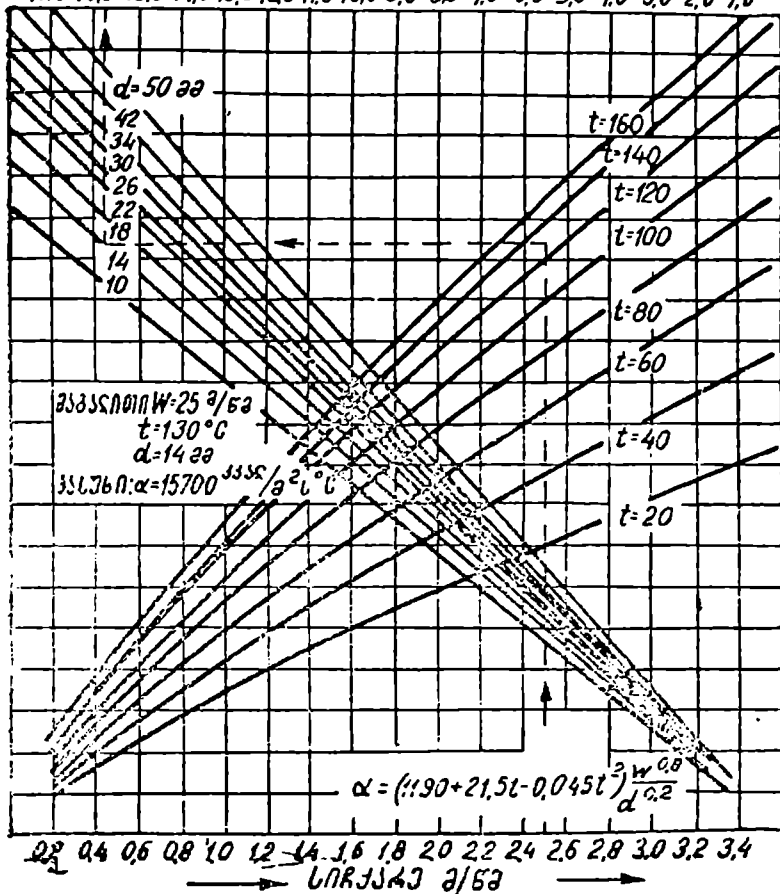


$$d_{\text{კონ}} = \frac{4ab}{2a+2b} = \frac{2ab}{a+b}.$$

ნაკ. II-7. მილთა კონის გარეგანი გრძივი გარშემომდინარეობა.

თბოტექნიკაში ხშირად გვხვდება მილთა კონის გარეგანი გრძივი გარშემომდინარეობა (ნაკ. II-7), რომლის დროს მილის განივკვეთად შეიძლება მიღებულ იქნეს დაშტრიხული ფართობი; ამ შემთხვევაში ეკვივალენტური დიამეტრი:

← ოპტიკური კოეფიციენტი $10^3 \text{კკს/მ}^2 \text{ს}^{\circ}\text{C}$
 17.0 16.0 15.0 14.0 13.0 12.0 11.0 10.0 9.0 8.0 7.0 6.0 5.0 4.0 3.0 2.0 1.0



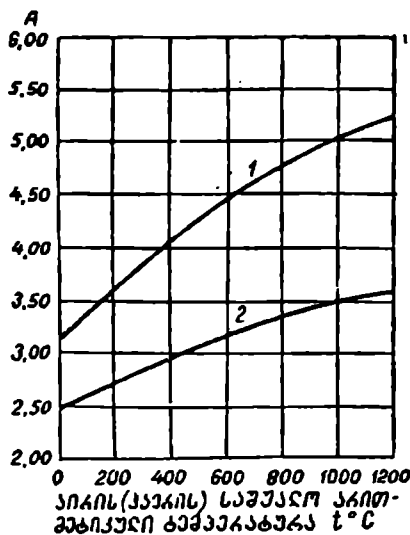
ნაჯ. II-8. შუბინისა და კოეფიციენტის ფორმულით α -ს გამოსათვლელი ნომოგრამა.

$$d_{\text{ავ}} = \frac{4ab - \pi \cdot d^2}{\pi \cdot d} = \frac{4 \cdot a \cdot b}{\pi \cdot d} - d. \quad . (II-43)$$

α თბოგაცემის კოეფიციენტის გასაანგარიშებლად (39) და (40) ფორმულების გამოყენება მათი სირთულის გამო, დაკავშირებულია მთელ რიგ სიძნელეებთან. სხვადასხვა ავტორის მიერ სხვადასხვა სითხის ნაკადის მოძრაობისათვის მიღებულია შედარებით გამარტივებული ფორმულები. მაგალითად, წყლისათვის ს. ფ. კოპიევისა და ე. ი. შუბინის მონაცემებით

$$\alpha = (1190 + 21,5 \cdot t - 0,045 \cdot t^2) \cdot \frac{w^{0,8}}{d^{0,2}}, \quad . (II-44)$$

სადაც *t* არის წყლის საშუალო ტემპერატურა;
w მ/წმ—წყლის სიჩქარე;
d მ—მილის დიამეტრი.



უკანასკნელი ფორმულის ავტორების მიერ შედგენილია ნომოგრამა (ნაკ. II-8), α თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობის გასაანგარიშებელი (II-44) ფორმულის მიხედვით.

ნომოგრამის გამოყენების წესი ნათლად ჩანს მასზე მოყვანილ მაგალითიდან.

ჰაერისა და კვამლის აირებისათვის რეკომენდებულია გამარტივებული ფორმულა

$$\alpha = A \frac{(w \cdot \gamma)^{0,8}}{d^{0,2}}, \quad . (II-45)$$

სადაც $A = f(t)$ ისაზღვრება (ნაკ. II-9)-ზე მოცემული გრაფიკის მიხედვით.

ნაკ. II-9. (II-45) ფორმულისათვის A კოეფიციენტის გამოსათვლელი გრაფიკი.

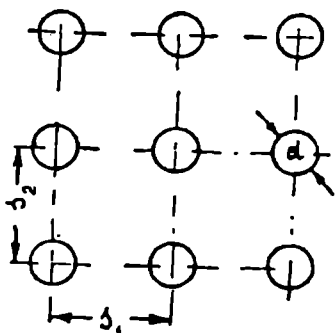
გრაფიკზე (1) მრუდი ეკუთვნის კვამლის აირების გაცივების ნემთხვევას, ხოლო (2) მრუდი ჰაერის გათბობის შემთხვევას.

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

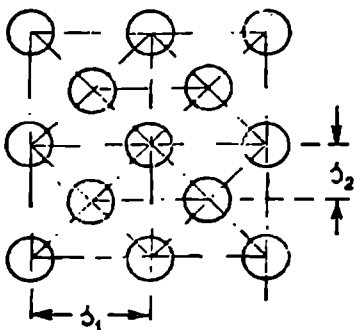
ბ. ხითხია ან აირით მიღების განივი გარშემომდინარეობა

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

მილთა კონა ხშირად გამოიყენება თბოგადამცემ აპარატებში. ანსხევებენ მიღების კორიდორულ (ნაკ. II—10) და ჰადრაკულ (ნაკ. II—11) განლაგებას კონებში.



ნაკ. II—10. მიღების კორიდორული განლაგება.



ნაკ. II—11. მიღების ჰადრაკული განლაგება.

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

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

$$Nu = C \cdot z \cdot Re^n \quad . \quad (II-46)$$

(II—46) კრიტერიალური დამოკიდებულება მიღებულია დ. ა. ლიტვინოვის მიერ სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვებტურბინის ინსტიტუტების მონაცემთა დამუშავებით.

თუ (II—46) ფორმულაში შვეიტანთ კრიტერიუმების მნიშვნელობებს და განტოლებას ამოვხსნით α თბოგაცემის კოეფიციენტის მიმართ მივიღებთ:

$$\alpha = C \cdot \varepsilon \cdot \frac{\lambda}{d} \left(\frac{\omega \cdot d \cdot \gamma}{\mu \cdot g} \right)^n \quad . \text{ (II—47)}$$

C , ε და n კოეფიციენტების მნიშვნელობათა შერჩევა უნდა მოხდეს (II—6) ცხრილის მიხედვით.

ცხრილი (II—6)

რიგი	კორიდორული		კაღრავული		C
	n	ε	n	ε	
1	0,69	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	$C = 1 + 0,1 \frac{s_1}{d}$
4	0,65	0,138	0,60	0,225	როდესაც $\frac{s_1}{d} > 3$
და შემდგომი					$C = 1,3$

(II—6) ცხრილში მოყვანილი მუდმივების მნიშვნელობანი გამოსაყენებელია 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 $Re = 5 \cdot 10^3 \div 7 \cdot 10^4$.

როგორც (II—6) ცხრილიდან ჩანს, C , ε და n -ის მნიშვნელობები დამოკიდებულია კონაში მილთა რიგზე; მაშასადამე, ყოველი რიგის მილებისათვის α თბოგაცემის კოეფიციენტს ექნება შესაფერისი მნიშვნელობა.

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

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

სადაც α_j და H_j (ხურების ზედაპირი) ეხება ყოველი რიგის მილებს.

α თბოგაცემის კოეფიციენტის (II—47) გასაანგარიშებელი ფორმულა მართებულია, როდესაც აირის ნაკადის შეტევის კუთხე

$\psi = 90^\circ$. შეტევის კუთხის შემცირება თბოგაცემის კოეფიციენტის ცვლილებას იწვევს. ამ ცვლილებას ადვილად განვსაზღვრავთ, თუ α -ს გასაანგარიშებელ ფორმულაში შევიტანთ α_{ψ} შესწორების კოეფიციენტს. ψ შეტევის კუთხის მხედველობაში მიღებით α თბოგაცემის კოეფიციენტის გამოსათვლელ ფორმულას, ვ. ა. ლაქშინის და ა. პ. ორნატსკის მონაცემებით შეიძლება მივცეთ სახე:

$$\alpha_{\psi} = \alpha_{\psi=90^\circ} \quad . \quad (II-48)$$

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-7) ცხრილში.

ცხრილი (II-7)

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

სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვაბტურბინის ინსტიტუტების საქვაბო აგრეგატების თბური გაანგარიშების ნორმატიული მეთოდის მიხედვით, მიღების კორიდორული კონის განივი გარშემომდინარეობისას α_{ψ} კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი ისაზღვრება ფორმულით:

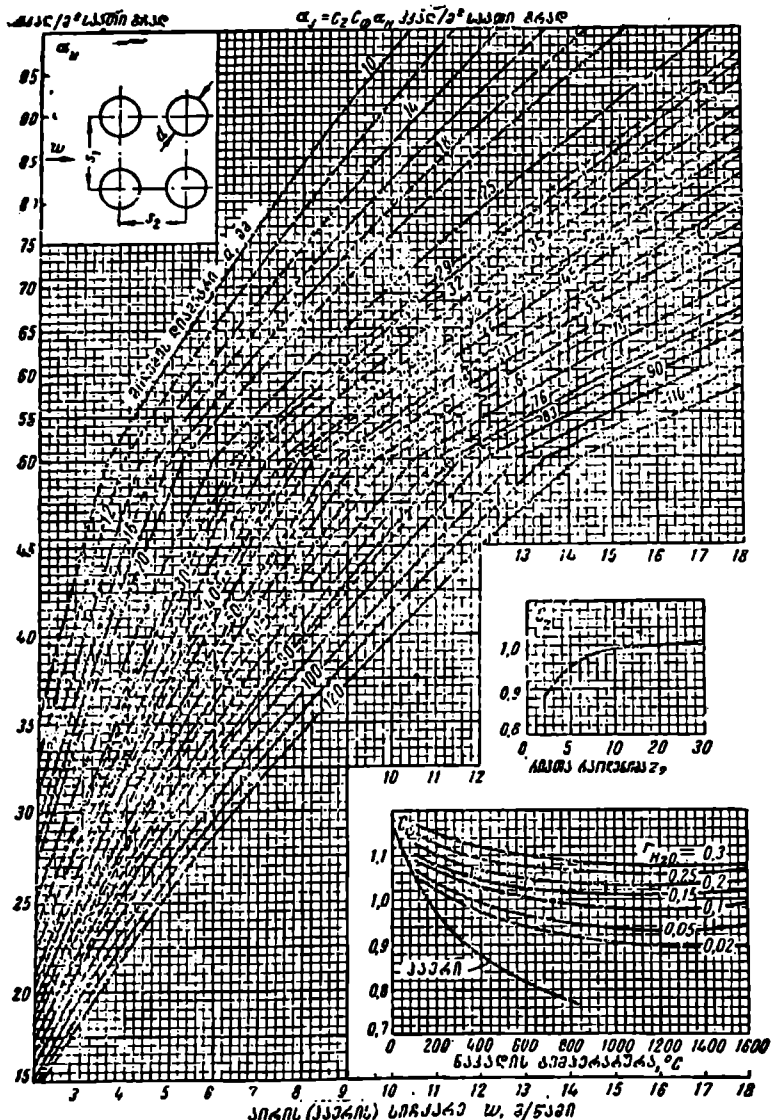
$$\alpha_{\psi} = 0,177 \cdot C_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,44} \quad \text{კკალ/მ}^2 \text{ საათი } ^\circ\text{C}, \quad . \quad (II-49)$$

სადაც C_z არის მილთა განივი რიგთა რაოდენობაზე დამოკიდებულებები შესწორება, რომლის მნიშვნელობა ისაზღვრება (II-4) ნომოგრამის საშუალებით;

d —მილების დიამეტრი.

(II-49) ფორმულის მიხედვით აგებულია მილების კორიდორული კონის განივი გარშემომდინარეობისას α_{ψ} კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტის განსასაზღვრავი (II-4) ნომოგრამა.

ნომოგრამაზე C_{ψ} კოეფიციენტით მხედველობაში მიღებულია აირის შედგენილობა და ტემპერატურაზე დამოკიდებულებით ფიზიკური მახასიათებლების ცვალებადობა.



(II-49) ფორმულის სისწორე დასაბუთებულია ცდებით, რომლებიც ჩატარებული იყო მილების კორიდორული კონის განივი გარშემომდინარეობისას რეინოლდსის კრიტერიუმის შემდეგი მნიშვნელობის დროს $Re = (4 \div 65) \cdot 10^3$.

იმავე მონაცემებით მილების კადრაკული კონის განივი გარშემომდინარეობისას α_3 კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი ისაზღვრება ფორმულებით:

$$\alpha_3 = 0,270 \cdot C_z \cdot \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,16} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი } ^\circ\text{C}, \quad \text{(II-50)}$$

როდესაც

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

$$\alpha_3 = 0,295 \cdot C_z \cdot \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,16} \cdot \left(\frac{\frac{s_1}{d} - 1}{\frac{s_2'}{d} - 1} \right)^{0,28} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი } ^\circ\text{C}, \quad \text{(II-51)}$$

როდესაც

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

(II-51) ფორმულაში:

C_z არის მილთა განივი რივთა რაოდენობაზე დამოკიდებული შესწორება, რომლის მნიშვნელობა ისაზღვრება (II-5) ნომოგრამის მიხედვით.

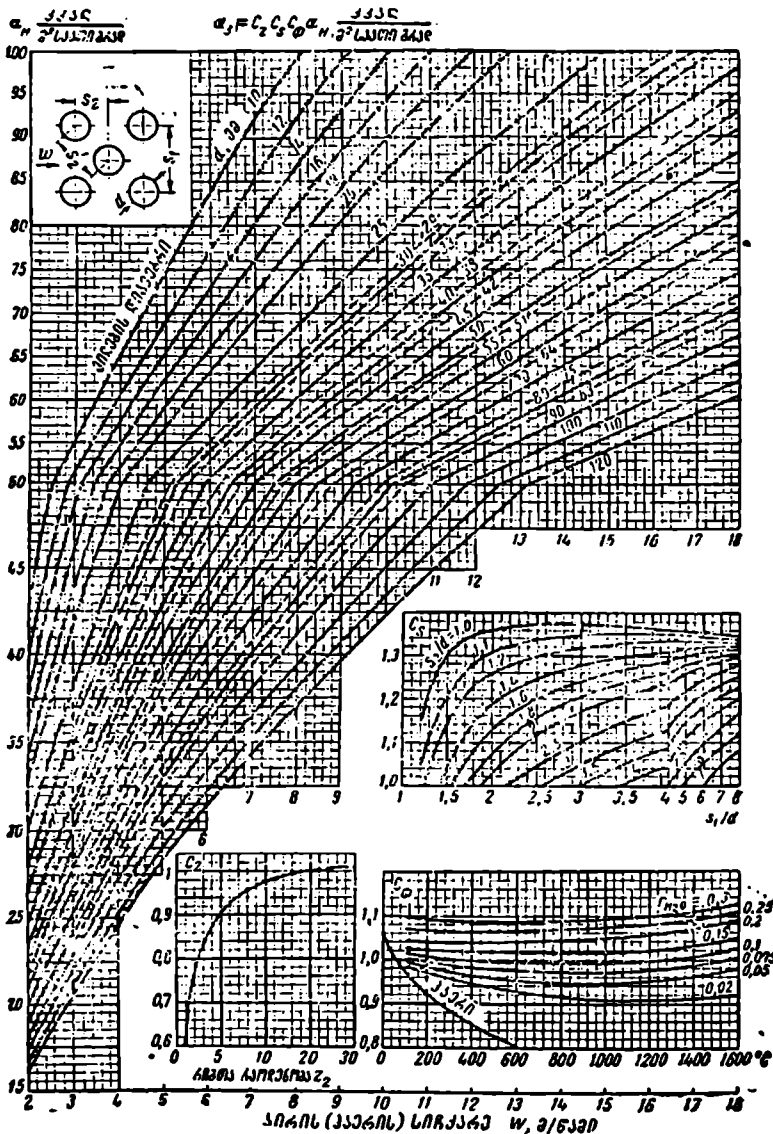
$\frac{s_1}{d}$ — მილების ღერძებს შორის ფარდობითი განივი მანძილი;

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

ბითი მანძილი;

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

$\frac{s_2}{d}$ — ფარდობითი გრძივი მანძილი მილების ღერძებს შორის.



(II—50) და (II—51) ფორმულების მიხედვით აგებულია მი-
ლების ჰიდრაული კონის განივი გარშემომდინარეობისას α კონ-
ვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტის განსასაზღვრავი (II—5) ნო-
მოგრამა.

(II—5) ნომოგრამაზე მოცემული C_s -ს სიდიდის განსასაზღვრა-
ვი გრაფიკის აგებისას მხედველობაში მიღებულია (II—52)
ფორმულა.

(II—50) და (II—51) ფორმულების სისწორე დასაბუთებულია
ცდებით, რომლებიც ჩატარებული იყო მილების ჰიდრაული კონ-
ის განივი გარშემომდინარეობისას, რეინოლდსის კრიტერიუმის
შემდეგი მნიშვნელობების დროს $Re = (2 \div 65) \cdot 10^3$.

გარკვეულ ინტერესს იწვევს კონვექციით თბოგაცემის შეს-
წავლა, როდესაც ადგილი აქვს ცალკე მილის წვეთური სითხეებით
განივ გარშემომდინარეობას.

წვეთური სითხეებით ცალკე მილის განივი გარშემომდინა-
რეობისას α თბოგაცემის კოეფიციენტი შეიძლება განისაზღვროს
ვ. ი. გომელაურის განტოლების მიხედვით:

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{0.4} \quad . \quad (II-53)$$

აქედან

$$\alpha = C \frac{\lambda}{d} \left(\frac{v \cdot w \cdot d}{\mu} \right)^n \cdot \left(\frac{c_p \cdot \mu \cdot g \cdot 3600}{\lambda} \right)^{0.4} \quad . \quad (II-54)$$

სადაც C და n კოეფიციენტებია, რომელთა სიდიდეები Re -ზე და-
მოკიდებულებით ისაზღვრებიან (II—8) ცხრილის მიხედვით.

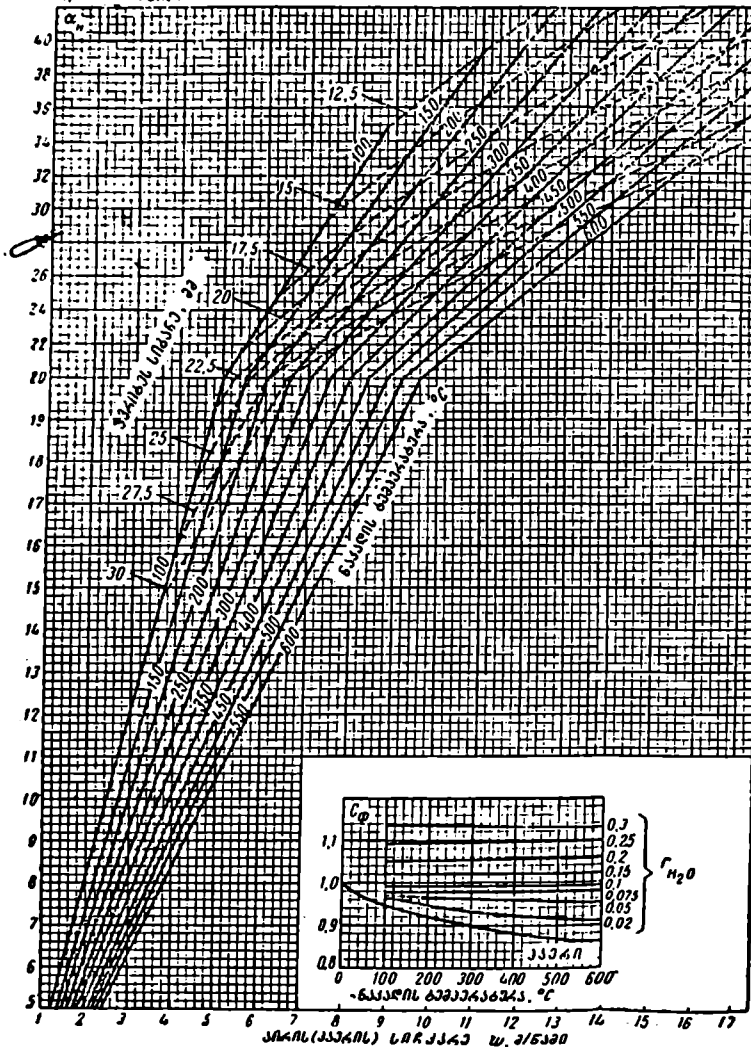
ც ხ რ ი ლ ი (II—8)

Re	კოეფიციენტები	
	C	n
5—88	0,93	0,40
80—5000	0,715	0,46
≥ 5000	0,226	0,60

ფირფიტოვანი ჰაერშემთბობებისათვის α კონვექციით თბო-
გაცემის კოეფიციენტი. როდესაც $Re < 10000$, სრულიად საკავშირო
თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვაბტურბინის ინსტიტუტების
ნორმატიული მეთოდის მიხედვით განისაზღვრება ფორმულით:

$$\alpha_3 = 0,00365 \frac{\lambda}{\nu} w \cdot Pr^{0.4} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი } ^\circ C. \quad (II-55)$$

აჩაღ/გრადუსი აჩაღ



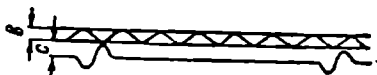
წყვეტილი ხაზებით ისახლება ნომოგრამის გამოყენების შესაძლებლობა. თუ სიჩაქრისა და ტემპერატურის ხაზების გადაკვეთის წერტილი მდებარეობს კვრითეს სიგანის შესაბამისი წვეტილი ხაზის ზევით α თბოგაცემის კოეფიციენტის სიდიდე უნდა განისაზღვროს (II-1) ნომოგრამის მიხედვით

(II—55) ფორმულის მიხედვით აგებულია (II—6) ნომოგრამა. იმ შემთხვევაში, როდესაც $Re \geq 10000$, გაანგარიშებას ახდენენ (II—38ა) ფორმულის ან (II—1) ნომოგრამის მიხედვით.

(II—6) ნომოგრამის გამოყენების მართებულება მოწმდება ამ ნომოგრამის დამხმარე ხაზებით.

ნაქ. II—12-ზე გამოსახული წყობურის შემთხვევაში მბრუნავი რეგენერაციული ჰაერშემთბობებისათვის, ა) თბოგაცემის კოეფიციენტი იმავე მონაცემებით ისაზღვრება ფორმულით:

როდესაც $Re < 5200$



$$\alpha_j = 0,0052 \cdot w \cdot \frac{i}{\nu} \cdot Pr^{0,14}$$

კკალ/მ² საათი °C; . (II—56)

როდესაც $Re > 5200$

$$\alpha_j = 0,029 \frac{i}{d_{333}} \left(\frac{w \cdot d_{333}}{\nu} \right)^{0,18} \cdot Pr^{0,14} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი } ^\circ\text{C} \quad . \text{ (II—57)}$$

ნაქ. II—12. რეგენერაციული ჰაერ-შემთბობის წყობურის სქემა.

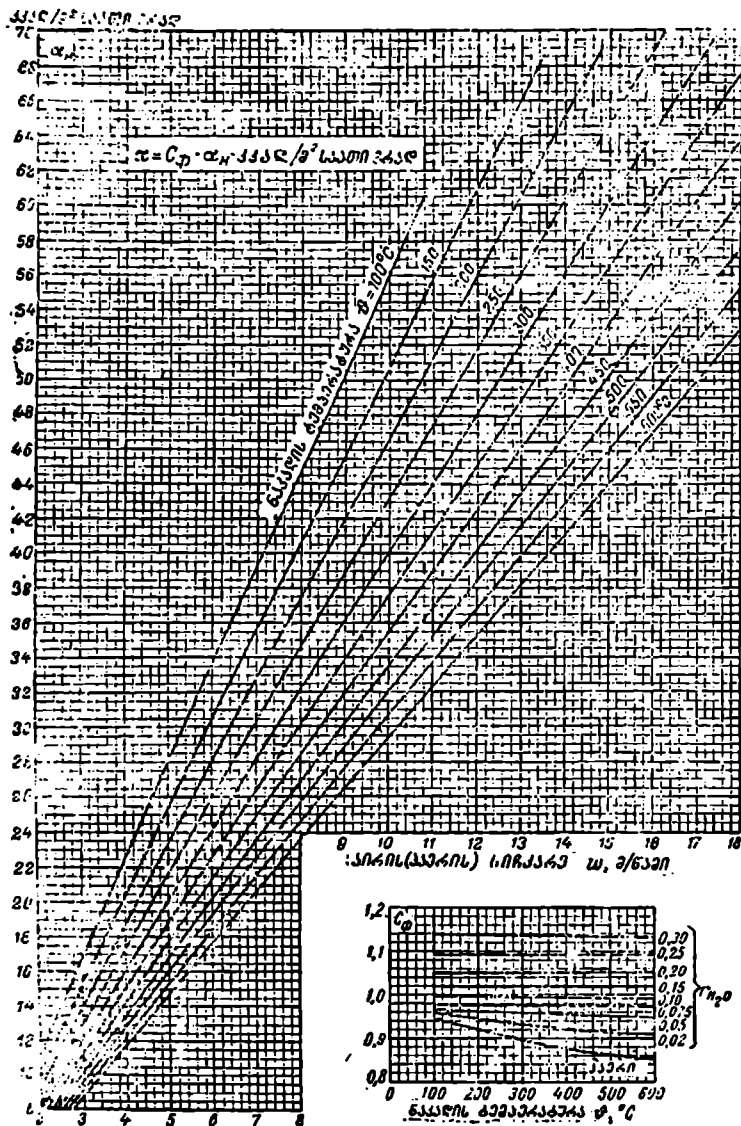
(II—56) ფორმულის მიხედვით აგებულია (II—7) ნომოგრამა.

გ. თბოგაცემა ორთქლის კონდენსაციის დროს

როდესაც კედლის ზედაპირზე ადგილი აქვს რომელიმე სითხის ორთქლის კონდენსაციას, მაშინ თბოგაცემის პროცესი შედარებით რთულად მიმდინარეობს.

თუ კედლის ტემპერატურა ორთქლის ტემპერატურაზე ნაკლებია, მაშინ ადგილი აქვს ორთქლის კონდენსირებას და კონდენსატი მიედინება ქვემოთკენ. ანსხვავებენ კონდენსაციის ორ სახეს: აფსკოვანს, როდესაც კონდენსატი აფსკის სახით ფარავს კედლის ზედაპირს და წვეთოვანს, როდესაც კონდენსატი კედლის ზედაპირზე წვეთების სახით გამოიყოფა.

უმეტეს შემთხვევაში საქმე გვაქვს აფსკოვან კონდენსაციასთან, ამიტომ კონდენსაციის ამ სახეს გადამწყვეტი მნიშვნელობა ენიჭება. აფსკოვანი კონდენსაციის დროს კედლის ზედაპირზე გადაცემამდე მთელი სითბო, რომელიც ორთქლის კონდენსაციის გამო გამოიყოფა, კონდენსატის აფსკში უნდა გატარდეს. თუ კონდენსატის აფსკში მოძრა-



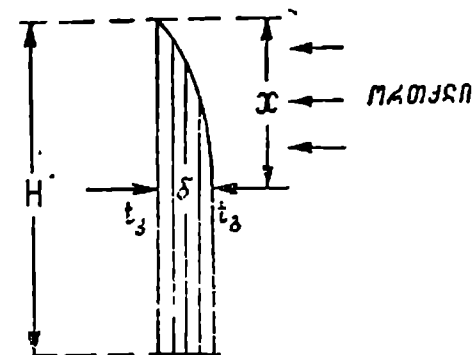
ობა ლამინარულია, მაშინ სითბოს გავრცელება აფსკის შრეში მოხდება მხოლოდ თბოგამტარობით.

დაეუშვათ, რომ კონდენსატის აფსკის შრის იმ ადგილის სისქე, რომელიც კედლის ზედა ბოლოდან დაცილებულია x მანძილით, არის δ (ნაკ. II--13); ფურიეს კანონის თანახმად თბური ნაკადის სიდიდე კონდენსატის აფსკში თბოგამტარობით იქნება:

$$q = \lambda \frac{t_8 - t_3}{\delta}$$

სადაც λ არის კონდენსატის თბოგამტარობის კოეფიციენტი.

მეორეს მხრივ თბოგაცემის კოეფიციენტის განსაზღვრის თანახმად:



ნაკ. II-13. კონდენსატის აფსკი ვერტიკალური კედლის ზედაპირზე.

$$q = \alpha (t_8 - t_3),$$

სადაც t_8 არის გაელენთილი ორთქლის ტემპერატურა;

t_3 — კედლის ტემპერატურა.

დამყარებული თბური რეჟიმისთვის, თბური ნაკადის გამოსათვლელი ორ უქანასქნელ განტოლებიდან შეიძლება დაიწეროს:

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta} \quad . \quad (II-58)$$

მაშასადამე, ორ თქლის აფსკოვანი კონდენსაციის დროს, თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობის გამოთვლა დაიყვანება კონდენსატის აფსკის შრის δ სისქის განსაზღვრაზე.

განისაზღვრა რა შემდგომში მათემატიკური გზით კონდენსატის აფსკის სისქე, ნუსელტის მიერ რეკომენდებულ იქნა თბოგაცემის კოეფიციენტის გამოსათვლელი ფორმულები:

ა) ვერტიკალური კედლისათვის ან მილისათვის

$$\alpha_{\text{ვაკ}} = 0,943 \sqrt[4]{\frac{\lambda \cdot \gamma^2 \cdot r \cdot 3600}{\mu (t_8 - t_3) \cdot H}} = \frac{A}{\sqrt[4]{H (t_8 - t_3)}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი გრად,} \quad . \quad (II-59)$$

ბ) ჰორიზონტალური მილებისათვის

$$\alpha_{\text{ჰორიზონტ}} = 0,724 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \gamma^2 \cdot r \cdot 3600}{\mu (t_8 - t_3) \cdot d}} =$$

$$= \frac{0,77 \cdot A}{\sqrt[4]{d (t_8 - t_3)}} \quad . \quad (II-60)$$

უკანასკნელ ფორმულებში A კოეფიციენტის სიდიდე დამოკიდებულია აფსკის საშუალო ტემპერატურაზე, $t_{\text{აფსკის}} = \frac{t_8 + t_3}{2}$.

A კოეფიციენტის სიდიდის განსაზღვრა ხდება შემდეგი განტოლებით:

$$A = 5500 + 65 \cdot t_{\text{აფსკ}} - 0,2 \cdot t_{\text{აფსკ}}^2 \quad . \quad (II-61)$$

A კოეფიციენტის გამოსათვლელი ფორმულა მართებულია წყლის ორთქლისათვის 25 ატმოსფერულ წნევამდე.

აღსანიშნავია, რომ (II-59) და (II-60) ფორმულები დამაკმაყოფილებლად დასტურდება ჩატარებული ცდებით, მაგრამ ს. ს. ქუთათელაძისა და სხვათა მონაცემებით ვერტიკალურ კედელზე ორთქლის აფსკოვანი კონდენსირების შემთხვევაში, მიღებულია α თბოგაცემის კოეფიციენტის დაახლოებით 15 ÷ 20%-ით გადიდებული მნიშვნელობა. აღნიშნული ემთხვევა აკადემიკოს პ. ლ. კაპიცას მიერ ჩატარებული ექსპერიმენტული ცდების შედეგებს.

წყლის ორთქლის კონდენსირების დროს შემთბობებსა და კონდენსატორებში თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა მიიღება $\alpha = 4000 \div 15000$ კკალ/მ² საათი გრად.

α თბოგაცემის კოეფიციენტის მკვეთრი ზრდა ხდება ორთქლის წვეთოვანი კონდენსაციის დროს და იცვლება ფარგლებში $\alpha = 5000 \div 120000$ კკალ/მ² საათი გრად.

გადახურებული ორთქლის კონდენსირების დროს კონდენსატის აფსკს ერთდროულად გადაეცემა ორთქლის როგორც გადახურების სითბო, ისე კონდენსაციის შედეგად გამოთავისუფლებული სითბო.

დ. თბოგაცემა სითხის დუღილის დროს

სითხის დუღილის პროცესი უშუალოდ დაკავშირებულია ორთქლის ბუშტულების წარმოქმნასთან გახურებულ ზედაპირზე ე. ი. იქ, სადაც სითხის გადახურება ყველაზე მეტია და ისიც მხო-

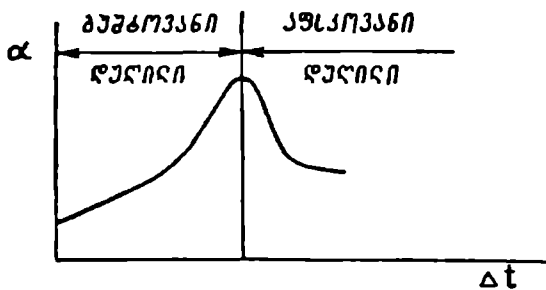
ლოდ ამ ზედაპირის ზოგიერთ წერტილში. აღნიშნულ წერტილებს. ორთქლადქცევის ცენტრები ეწოდებათ. დიდ მოცულობაში სითხის დუღილის დროს თბოგაცემის ინტენსივობა ძირითადად ისაზღვრება ორთქლადქცევის ცენტრების რაოდენობით და გაბნურებული ზედაპირიდან მათი მოწყვეტის სისწირით, რომელიც თავის მხრივ დამოკიდებულია ტემპერატურათა სხვაობაზე:

$$\Delta I = I_2 - I_1,$$

სადაც I_2 არის კედლის ზედაპირის ტემპერატურა;

I_1 — გაფლენილი ორთქლის ტემპერატურა, ე. ი. სითხის დუღილის ტემპერატურა შესაბამისი წნევის დროს.

(ნაკ. II -14)-ზე ნოცემულია α თბოგაცემის კოეფიციენტის დამოკიდებულება Δt ტემპერატურათა სხვაობაზე [$\alpha = f(\Delta t)$].



ნაკ. II-14. $\alpha = f(\Delta t)$ დამოკიდებულების მრუდი.

თბური დატვირთვის გადიდებისას წარმოქმნილი ორთქლის ბუშტოვების რაოდენობის ზრდა იწვევს α თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობის მკვეთრ გადიდებას. მაგალითად, წყლისათვის გლუვზედაპირიანი დაუეანგავი მილებში დაწყებული $\Delta t = 5^\circ C$ და $q = 5000$ კკალ/მ² საათი-დან მიღებულია α თბოგაცემის კოეფიციენტსა და q თბურ ნაკადს შორის დამოკიდებულება შემდეგი სახით:

$$\alpha = C \cdot q^{0.7}, \quad . (II-62)$$

სადაც C არის კოეფიციენტი, რომლის სიდიდე დამოკიდებულია წნევისა და შესაბამის დუღილის ტემპერატურაზე.

ს. ს. ქუთათელაძის მიერ ჩატარებული ექსპერიმენტებით, წყლისათვის 10 ატმოსფერულ წნევაზე, დადგენილია (II-62) გან-
5. შ. ლომინაძე.

ტოლებაში შემავალი C კოეფიციენტის მნიშვნელობის განმსაზღვრელი განტოლება:

$$C = 2,6 \cdot p^{0,4}; \quad (II-63)$$

p წნევის ზრდის შემთხვევაში 10 ატმოსფერული წნევის ზევით α თბოგაცემის კოეფიციენტის შემდგომი გადიდება შენელებულია.

ამაორთქლებლების მიღებში წყლის დუღილისას α თბოგაცემის კოეფიციენტების უფრო გადილებული მნიშვნელობები გვხვდება. მაგალითად, ატმოსფერული წნევისა და ბუნებრივი ცირკულაციის დროს საშუალოდ შეიძლება მივიღოთ, რომ

$$\alpha = 3,25 \cdot p^{0,7}. \quad (II-64)$$

საორენტაციო გაანგარიშებისას, დიდი მოცულობის ჭურჭელში სითხის დუღილის დროს, რეკომენდებულია გ. ნ. კრუეილინის ემპირიული ფორმულა.

$$\alpha = 22 \cdot p_0^{0,88} \cdot \Delta t^{0,33} \quad (II-65)$$

მაგალითი 1. მილგაყვანილობაში, რომლის შიგა დიამეტრი $d = 0,4$ მ, მოძრაობს ჰაერი $w = 6$ მ/წმ სიჩქარით. ჰაერის ტემპერატურა $t_1 = 100$ °C და წნევა $p = 1$ ატა. განვსაზღვროთ ჰაერის ნაკადის მოძრაობისათვის Re , Pr და Fr კრიტერიუმების მნიშვნელობები.

(II-4) ფორმულის მიხედვით რეინოლდსის კრიტერიუმი:

$$Re = \frac{\gamma \cdot w \cdot d}{\mu \cdot g}$$

ჰაერის γ ხვედრითი წონის სიდიდეს ვსაზღვრავთ 1 კგ იდეალური აირის დამახასიათებელი განტოლებიდან $p \cdot v = RT$, საიდანაც

$$v = \frac{RT}{p}$$

ხოლო

$$\gamma = \frac{p}{R \cdot T} = \frac{1 \cdot 10^4}{29,27 \cdot (273 + 100)} = \frac{10^4}{29,27 \cdot 373} = 0,915 \text{ კგ/მ}^3.$$

ჰაერის დინამიკური სიბლანტის μ კოეფიციენტის მნიშვნელობა უნდა შეირჩეს (II-1) ცხრილიდან, საიდანაც $\mu = 2,23 \cdot 10^{-6}$ კგწმ/მ².

მაშასადამე,

$$Re = \frac{0,915 \cdot 6 \cdot 0,4 \cdot 10^4}{2,23 \cdot 9,81} = 101000.$$

(II—28) ფორმულის მიხედვით პეკლეს კრიტერიუმში მრგვალი კვეთის მილისათვის:

$$Pe = \frac{w \cdot d \cdot c_p \cdot \tau}{\lambda}$$

ენიანიდან თბოგამტარობის λ კოეფიციენტის განზომილება არის კკალ/მ საათი გრად, ხოლო ჰაერის ნაკადის w სიჩქარის განზომილება არის მ/წმ, პეკლეს კრიტერიუმის ფორმულა მიიღებს სახეს:

$$Pe = \frac{3600 \cdot w \cdot d \cdot c_p \cdot \tau}{\lambda}$$

სადაც c_p არის ნამდვილი წონითი თბოტევადობა მუდმივი წნევის დროს. c_p -ს სიდიდე განისაზღვრება განტოლებით:

$$c_p = 0,2373 + 0,00002221 \cdot t_3 = 0,2373 + 0,00002221 \cdot 100 = 0,24 \text{ კკალ/კგ გრად.}$$

ჰაერის ნაკადის λ თბოგამტარობის კოეფიციენტის მნიშვნელობა, როდესაც $t_3 = 100^\circ C$ (II—1) ცხრილის მიხედვით იქნება:

$$\lambda = 0,0268 \text{ კკალ/მ საათი გრად.}$$

მაშინ

$$Pe = \frac{3600 \cdot 6 \cdot 0,4 \cdot 0,24 \cdot 0,915}{0,0268} = 72500.$$

(II—30) განტოლების მიხედვით პრანდტლის კრიტერიუმის ფორმულა შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{c_p \cdot \mu \cdot g}{\lambda} = \frac{Pe}{Re}$$

იმისათვის, რომ λ და μ სიდიდეები აღებულ იქნეს მიღებული განზომილებებით, სახელდობრ, კკალ/მ საათი გრად და კგ წმ/მ²-ით, (II—30) 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

$$Pr = \frac{Pe}{Re} = \frac{72500}{101000} = 0,718.$$

მაგალითი 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 თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა.

არხის კვეთის ეკვივალენტური დიამეტრი

$$d_{\text{კვ}} = \frac{4 \cdot F}{U} = \frac{4 \cdot 0,1 \cdot 0,2}{0,6} = 0,133 \text{ მ.}$$

α თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა გამოითვლება (II—39) ფორმულით:

$$\alpha = 0,0209 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\mu \cdot g} \right)^{0,18} \left(\frac{c_p \cdot \mu \cdot g \cdot 3600}{\lambda} \right)^{0,16}$$

100 °C საშუალო ტემპერატურის მქონე ჰაერის ფიზიკურ მუდმივებს ვსაზღვრავთ (II—1) ცხრილის მიხედვით:

$$\lambda = 0,0268 \text{ კკალ/მ საათი გრად.}$$

$$\mu = 2,23 \cdot 10^{-6} \text{ კგ წმ/მ}^2.$$

ჰაერის c_p თბოტევადობა გამოითვლება განტოლებით:

$$c_p = 0,2378 + 0,0000221 \cdot 100 = 0,24 \text{ კკალ/კგ გრად.}$$

ჰაერის ხვედრითი წონა

$$\gamma = \frac{p}{RT} = \frac{1 \cdot 10^4}{29,27 (273 + 100)} = 0,915 \text{ კგ/მ}^3.$$

თუ (II—39) ფორმულაში შევიტანთ სათანადო მნიშვნელობებს მივიღებთ:

$$\alpha = 0,0209 \frac{0,0268}{0,133} \left(\frac{10 \cdot 0,133 \cdot 0,915}{2,23 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81} \right)^{0,18}$$

$$\cdot \left(\frac{0,24 \cdot 2,23 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81 \cdot 3600}{0,0268} \right)^{0,16} = 25,4 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი გრად.}$$

1. მაგალითი 8. 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-37) ფორმულით:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

ვიცით, რომ

$$Re = \frac{\gamma \cdot w \cdot d}{\mu \cdot g} \quad \text{და} \quad Pr = \frac{c_p \cdot \mu \cdot g}{\lambda}$$

როდესაც წყლის საშუალო ტემპერატურა $t_{\text{ს}} = 60$ C, მაშინ (II-2) ცხრილის მიხედვით:

$$\lambda = 0,567 \text{ კკალ/მ საათი გრად,}$$

$$\mu = 48,0 \cdot 10^{-6} \text{ კგ. წმ/მ}^2.$$

სათანადო ცხრილების მონაცემებით 60-იანი წყლისათვის $c_p = 1,004$ კკალ/კგ გრად და $\gamma = 983,2$ კგ/მ³.

ჩვენოლდსის კრიტერიუმის ფორმულაში სათანადო მნიშვნელობების ჩასმით გვექნება:

$$Re = \frac{983,2 \cdot 1 \cdot 0,1 \cdot 10^3}{48,0 \cdot 9,81} = 208800.$$

პრანდტლის კრიტერიუმი გამოითვლება ფორმულით:

$$Pr = \frac{3600 \cdot c_p \cdot \mu \cdot g}{\lambda} = \frac{3600 \cdot 1,004 \cdot 48,0 \cdot 9,81}{10^3 \cdot 0,567} = 2,988.$$

$$Re^{0,8} = 208800^{0,8} = 17800, \quad \text{ხოლო} \quad Pr^{0,4} = 2,988^{0,4} = 1,55.$$

ამ მნიშვნელობების (II-37) ფორმულაში ჩასმით მივიღებთ:

$$Nu = 0,023 \cdot 17800 \cdot 1,55 = 633,7,$$

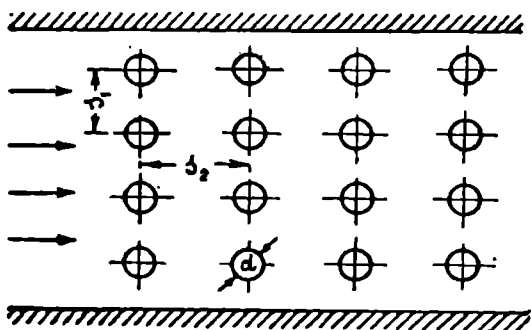
საიდანაც

$$\alpha = Nu \cdot \frac{\lambda}{d} = 633,7 \cdot \frac{0,567}{0,1} = 3577,6 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი გრად.}$$

ჩადგან ალებულ შემთხვევაში $\frac{l}{d} = 55$, მილის სიგრძის გავლენის ვასათვალისწინებელი შემასწორებელი კოეფიციენტი $\epsilon_0 = 1$.

მაგალითი 4. განვსაზღვროთ α თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა 4 რიგისაგან შემდგარი გლუვმილებიანი 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—15). კვამლის აირების ნაკადის საშუალო ტემპერატურა $t_s=800$ °C. აირების ნაკადის მოძრაობის სიჩქარე $w=10$ მ/წმ, ხოლო ნაკადის შეტევის კუთხე $\psi=50$ °.

მაგალითის პირობების თანახმად გვექნება: $\frac{s_1}{d}=1,8$ და $\frac{s_2}{d}=3$.



ნაკ. II—15. მე-4 მაგალითისათვის.

მილთა კონის α თბოგაცემის კოეფიციენტის გასაანგარიშებლად გამოვიყენოთ (II—46) ფორმულა

$$Nu = C \cdot \varepsilon \cdot Re^n,$$

რომლის გათვალისწინებით α თბოგაცემის კოეფიციენტისათვის მივიღებთ:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{d} = C \cdot \varepsilon \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot Re^n.$$

მილთა კონის პირველი რიგის მილებისათვის თბოგაცემის კოეფიციენტის ფორმულას გამოვიყენებთ შემდეგი სახით:

$$\alpha_1 = C_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot Re^{n_1},$$

მეორე რიგის მილებისათვის

$$\alpha_2 = C_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot Re^{n_2}.$$

800 °C ტემპერატურის მქონე კვამლის აირების მულდმივების მნიშვნელობებს ვსაზღვრავთ (II—1) ცხრილის მიხედვით:

$$\mu = 4,42 \cdot 10^{-6} \text{ კგ წმ}^2/\text{მ}^2 \text{ და } \lambda = 0,0651 \text{ კკალ/მ საათი გრად.}$$

კვამლის აირთა ნარევის მოჩვენებითი ($\mu_{\text{ნარ}}$) მოლეკულური წონის განსაზღვრა ხდება ცნობილი შედგენილობის აირთა ნარევისათვის არსებული სპეციალური ფორმულებით, რომელთა საფუძველზე მოცემული მაგალითისათვის მივიღებთ, რომ $\mu_{\text{ნარ}} = 29$.

ნორმალურ პირობებისათვის აირთა ნარევის ხვედრითი წონა

$$\gamma_6 = \frac{\mu_{\text{ნარ}}}{22,4} = 1,293 \text{ კგ/მ}^3.$$

როდესაც აირის ნარევის ტემპერატურა $t_{\text{ნარ}} = 800$ °C, მაშინ

$$\gamma = \gamma_6 \cdot \frac{T_6}{T_{\text{ნარ}}} = 1,293 \cdot \frac{273}{1073} = 0,33 \text{ კგ/მ}^3.$$

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 მულდმივების მნიშვნელობები მიღთა კონის პირველი რიგისათვის შევირჩიოთ (II—6) ცხრილიდან:

$$n_1 = 0,6, \quad \varepsilon_1 = 0,15 \text{ და } C_1 = 1 - 0,1 \cdot \frac{f_1}{d} = 1 - 0,1 \cdot 1,8 = 1,18.$$

იმავე ცხრილიდან ვსაზღვრავთ მეორე და მომდევნო მიღთა რიგებისათვის მულდმივებს:

$$n_2 = 0,65, \quad \varepsilon_2 = 0,138 \text{ და } C_2 = 1 - 0,1 \cdot \frac{f_2}{d} = 1 - 1 \cdot 1,8 = 1,18.$$

თბოგაცემის კოეფიციენტი პირველი რიგისათვის:

$$\alpha_1 = 1,18 \cdot 0,15 \cdot \frac{0,0651}{0,1} \cdot 7650^{0,6},$$

$$\alpha_1 = 24,7 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი გრად.}$$

ა თბოგაცემის კოეფიციენტი მეორე და ყველა დანარჩენი რიგისათვის:

$$\alpha_2 = 1,18 \cdot 0,138 \frac{0,0651}{0,1} \cdot 7650^{0,5},$$

$$\alpha_2 = 35 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი გრად.}$$

თუ შეტევის კუთხეს ავიღებთ $\psi = 90^\circ$, მაშინ კვამლის აირებიდან მილთა კონის კედლებზე α თბოგაცემის საშუალო კოეფიციენტის მნიშვნელობა გამოითვლება შემდეგი ფორმულით:

$$\alpha_{\text{კონის}} = \frac{\alpha_1 + 3\alpha_2}{4} = \frac{24,7 + 3 \cdot 35}{4} = 32,4 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი გრად.}$$

დასასრულს საჭიროა შევიტანოთ შეტევის კუთხის სიდიდის შესწორება. (II-7) ცხრილის მონაცემებით, როდესაც შეტევის კუთხე $\psi = 50^\circ$, შესწორების კოეფიციენტი $\epsilon_{\psi} = 0,88$. მაშასადამე, შეტევის კუთხის გავლენის მხედველობაში მიღებისას საბოლოოდ გვექნება:

$$\alpha_{\text{კონის}} = 32,4 \cdot 0,88 = 28,5 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი გრად.}$$

მაგალითი 5. განვსაზღვროთ α თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა ვერტიკალური 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 გაყენითილი ორთქლის ცხრილებიდან წნევის მიხედვით ებოულობთ $t_3 = 132,9^\circ \text{C}$ და ორთქლადქცევის სითბოს $r = 517,6$ კკალ/კგ.

კედლის ზედაპირზე აფსკის ($t_{\text{აფსკის}}$) საშუალო ტემპერატურა განვსაზღვროთ ტოლობით:

$$t_{\text{აფსკის}} = \frac{t_3 + t_6}{2} = \frac{60 + 132,9}{2} = 96,45^\circ \text{C.}$$

λ და μ-ს სიდიდეებს მე (II-2) ცხრილიდან ვიღებთ 100°C ტემპერატურის მქონე კონდენსატის აფსკის შემთხვევისათვის:

$$\lambda = 0,587 \text{ კკალ/მ საათი გრად და } \mu = 28,8 \cdot 10^{-6} \text{ კგ წმ/მ}^2.$$

წყლის ტენიანი გაყენითილი ორთქლის ცხრილებიდან ხვედრითი წონა ცხელი წყლისათვის (კონდენსატისათვის) $\gamma = 958$ კგ/მ³.

ა თბოგაცემის კოეფიციენტის სიდიდის გამოთვლას ვახდენთ (II—59) ფორმულით:

$$\alpha_{\text{კაბ}} = 0,943 \sqrt{\frac{\lambda^3 \cdot \gamma^3 \cdot \rho \cdot 3600}{\mu (t_6 - t_3) \cdot H}}$$

თუ (II—59) ფორმულაში შევიტანთ მასში შემავალი სიდიდეების მნიშვნელობებს, მივიღებთ:

$$\alpha_{\text{კაბ}} = 0,943 \sqrt{\frac{0,587^3 \cdot 958^3 \cdot 517,6 \cdot 3600}{28,8 \cdot 10^{-6} (132,9 - 60) \cdot 0,5}}$$

$$\alpha_{\text{კაბ}} = 4000 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი გრად.}$$

თბური გამოსხივება

I. ზოგადი სხელანი და განსაზღვრანი

ყველა სახის სხეული ნებისმიერი ტემპერატურის დროს განუწყვეტლივ ასხივებს ამა თუ იმ რაოდენობის სხივად ენერგიას. სხივადი ენერგიის მიმღებ სხეულში შეიძლება ნაწილობრივად ხდებოდეს თბურ ენერგიად მისი უკუგადასვლა. ამა თუ იმ სხეულზე დაცემისას სხივადი ენერგიის ნაწილი შთაინთქმება, ნაწილი აირეკლება, ხოლო ნაწილი სხეულის მასაში გაივლის. რადგან თბური 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 გავრცელებისათვის დადგენილი კანონები აგრეთვე მართებული იქნება აბური სხივებისათვისაც.

სხივადი ენერგიის საზომ ერთეულად მიღებულია ამ ენერგიის ისეთი რაოდენობა, რომელიც ერთი დიდი კალორიის ეკვივალენტურია.

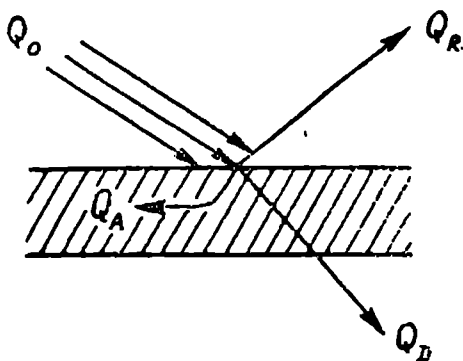
სხეულის ზედაპირის ერთეულის მიერ დროის ერთეულში გამოსხივებული ენერგიის რაოდენობას სხეულის გამოსხივების ანუ სხივფენის უნარი ეწოდება

$$E = \frac{Q_0}{F} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი.} \quad . (III-1)$$

ზოგად შემთხვევაში სხეულზე ერთ საათში მოხვედრილი Q_0 სითბოს რაოდენობა იყოფა სამ ნაწილად: Q_R არეკვლილი,

Q_A შთანთქმული და Q_D გატარებული (ნაკ. III—1). ასე რომ თბური ბალანსისათვის შეიძლება დაიწეროს ტოლობა:

$$Q_0 = Q_R + Q_A + Q_D. \quad (III-2)$$



ნაკ. III—1. სხეულის ზედაპირზე დაცემული სხივადი ენერჯიის განაწილება.

(III—2) ტოლობის Q_0 -ზე გაყოფით, მივიღებთ

$$1 = \frac{Q_R}{Q_0} + \frac{Q_A}{Q_0} + \frac{Q_D}{Q_0}. \quad (ა)$$

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 —შთანთქმის კოეფიციენტი;

D —შელწევალობის კოეფიციენტი.

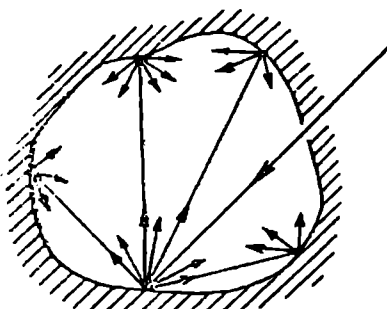
(III—3) განტოლებაში შემავალ R , A და D უგანზომილებო კოეფიციენტებს სხვანაირად სხეულის არეკვლის, შთანთქმი-

სა 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 სწორიარეკელის შემთხვევაში სხეულის ზედაპირს ეწოდება აბსოლუტურად სარკოვანი, დიფუზიური არეკელის შემთხვევაში აბსოლუტურად თეთრი.

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 უბრალოდ, შავ სხეულებს უწოდებენ. აბსოლუტურად შავი სხეულის თვისება ახასიათებს ღრუ სხეულის კედელში მოთავსებულ ხვრეტს (ნაკ. III-2). ამ ხვრეტისათვის $A=1$, რადგან ის სხივადი ენერ-

გია, რომელიც ხვრეტის საშუალებით სხეულის სიღრუენი მოხედება, შეიძლება ითქვას, რომ ღრუ სხეულის შიგნით მთლიანად შთაინთქმება.



ნაკ. III-2. აბსოლუტურად შავი სხეულის განხორციელება.

თუ $D=1$, $R=0$ და $A=0$, მაშინ ზედაპირზე მოხვედრილი სხივადი ენერგია სხეულში მთლიანად გაივლის. ასეთ სხეულებს აბსოლუტურად შელწევადს ანუ გამჭვირვალეს (დიათერმულს) უწოდებენ.

თბური სხივებისათვის მყარი სხეულები და სითხეები თითქმის გაუმჭვირვალე არიან, ხოლო ორატომიანი აირები კი თბური და სინათლის სხივებისათვის გამჭვირვალე არიან.

2. სტეფან-ბოლცმანის კანონი

ტემპერატურის გადიდებასთან ერთად სხეულის გამოსხივების ანუ სხივფენის უნარიანობა იზრდება. აბსოლუტურად შავი სხეულისათვის ტემპერატურასა და გამოსხივების ენერგიას შორის დამოკიდებულება დადგენილია სტეფან-ბოლცმანის კანონით, რომლის მათემატიკური გამოსახულება შემდეგია:

$$E_0 = \sigma_0 \cdot T^4 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი,} \quad (\text{III-4})$$

სადაც $\sigma_0 = 4,96 \cdot 10^8$ კკალ/მ² საათი °K⁴ არის აბსოლუტურად შავი სხეულის გამოსხივების მუდმივა. ტემპიკურ გაანგარიშებათა ჩისატარებლად (III-4) ფორმულას შემდეგ სახეს აძლევენ:

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი,} \quad . \text{ (III-5)}$$

სადაც $C_0 = \sigma_0 \cdot 10^8 = 4,96$ კკალ/მ² საათი °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

თბური გამოსხივების ძირითადი კანონების დასადგენად საჭირო იყო ცოდნა, თუ როგორია განაწილებული გამოსხივების ენერგია ტალღების სიგრძეთა მიხედვით სხვადასხვა ტემპერატურის პირობებში.

მაშასადამე, საჭირო შეიქმნა

$$J_{\lambda} = \frac{dE_{\lambda}}{d\lambda} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი } \mu \quad . \text{ (ა)}$$

სიდიდის ცვალებადობის შესწავლა სხვადასხვა ტემპერატურის დროს ტალღების სიგრძეთა მიხედვით.

J_{λ} სიდიდე იძლევა წარმოდგენას, თუ რა რაოდენობის გამოსხივების ენერგია მოდის ალებული სხივების ტალღის სიგრძის ერთეულზე და მას უწოდებენ გამოსხივების ინტენსივობას.

როგორც ცდებმა გვიჩვენებს გამოსხივების ენერგია არათანაბრადია განაწილებული ტალღების სიგრძეთა მიხედვით.

განაწილების ეს კანონი 1902 წელს დადგენილი იქნა პლანკის მიერ და გრაფიკულად წარმოდგენილია (ნაკ. III-3)-ზე. აბსოლუტურად შავი სხეულის გამოსხივებისათვის პლანკის მონაცემებით:

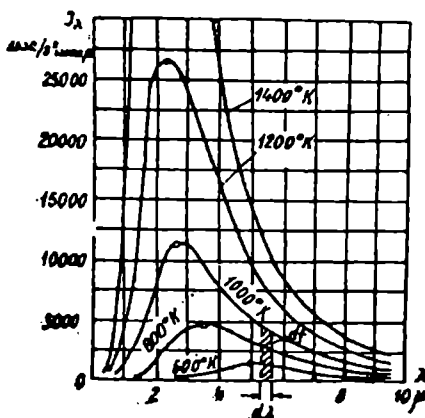
$$J_{\lambda_0} = c_1 \cdot \lambda^{-5} \cdot \left(\frac{c_2}{\lambda \cdot T} - 1 \right)^{-1} \quad . \text{ (ბ)}$$

სადაც $c=2,718$ არის ნატურალური ლოგარითმის ფუნქცია;

c_1 და c_2 —მუდმივი სიდიდეები.

სხივების ტალღის მეტრობით გაზომვისას:

$$c_1 = 3,22 \cdot 10^{-16} \text{ და } c_2 = 1,44 \cdot 10^{-2}.$$



ნაკ. III—3. ტალღის სიგრძეზე აბსოლუტურად შავი სხეულის გამოსხივების ინტენსივობის დამოკიდებულება

ვანის კანონის მიხედვით სხეულის T ტემპერატურასა და გამოსხივების მაქსიმალური ინტენსივობის ტალღის λ_m სიგრძეს შორის დამოკიდებულება გამოისახება მარტივი ფორმულით:

$$\lambda_m \cdot T = 2,9 \text{ მმ გრად.} \quad (8)$$

4. ნაცრისფერი სხეულების გამოსხივება

ცნობილია, რომ რეალური სხეულები აბსოლუტურად შავ სხეულებთან შედარებით გამოსხივების ნაკლები ენერგიით ხასიათდებიან. პრაქტიკულ გაანგარიშებათა გამარტივებისათვის შემოღებულია ცნება ეგრეთ წოდებულ ნაცრისფერ 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 ინტენსივობა რამდენიმეჯერ ნაკლებია. რეალური მასა-

ლები, რომლებიც ტექნიკაში გვხვდებიან, შეიძლება ნაცრისფერ სხეულებად ჩაითვალოს.

ნაცრისფერი სხეულებისათვის გამოსხივების ენერჯიის გასაანგარიშებელ (III—5) ფორმულას ეძლევა შემდეგი სახე:

$$E = C \left(\frac{T}{100} \right)^4 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი,} \quad . \text{ (III - 6)}$$

სადაც C კკალ/მ² საათი °K⁴ 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.

ცხრილი (III—1)

C გამოსხივების კოეფიციენტის მნიშვნელობები ზოგიერთი სხეულისათვის

სხეულის შასალოს დასახელება	ზედაპირის მდგომარეობა	ტემპერა- ტურა °C	C კკალ/მ ² საათი °K ⁴
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

ფარლობა

$$\frac{E}{E_0} = \frac{C}{C_0} = \epsilon, \quad . \text{ (III—7)}$$

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—2)

ზოგიერთი სხეულის ε სიშავის ხარისხის მნიშვნელობები

სხეულის მასალის დასახელება	ხედაპირის მდგომარეობა	ტემპერატურა °C	$\varepsilon = \frac{C}{C_0}$
ოქრო	კარგად გაპრიალებული	225 ÷ 635	0,018 ÷ 0,035
ვერცხლი	სუფთა, გაპრიალებული	225 ÷ 625	0,0198 ÷ 0,0324
სპილენძი	კარგად გაპრიალებული, ელექტროლიზური	80 ÷ 115	0,018 ÷ 0,023
სპილენძი	დაქანებული 600°C-ის დროს	200 ÷ 600	0,57; 0,87
ნიკელი	მავთული	185 ÷ 1000	0,096 ÷ 0,186
რკინა	გაპრიალებული	425 ÷ 1020	0,144 ÷ 0,377
წითელი აგური	მცირე სიმჭისის 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
ჯლუჯხდაპირიანი მინა	—	22	0,937

ნაცრისფერი სხეულის E გამოსხივების ენერგია აგრეთვე შეიძლება განისაზღვროს შემდეგი ფორმულით:

$$E = \varepsilon \cdot C_0 \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი.} \quad . \text{ (III—8)}$$

5. ქირსკოვის კანონი

სხივების უნარის შეფარდება შთანთქმის უნართან ყველა სხეულისათვის ერთნაირია და დამოკიდებულია მხოლოდ ტემპერატურაზე.

რატურაზე; იგი უდრის აბსოლუტურად შავი სხეულის სხივების უნარს იმავე ტემპერატურის დროს:

$$\frac{E}{A} = \frac{E_0}{A_0} \quad \text{რ. } E_0 = f(T) , \quad . (III-9)$$

სადაც E_0 და $A_0 = 1$ ეხება აბსოლუტურად შავ სხეულს.
(III-9) ფორმულიდან

აქედან
$$A = \frac{E}{E_0} , \quad . (III-10)$$

$$E = A \cdot E_0 .$$

გამოსხივების ენერჯიასა და შთანთქმის კოეფიციენტს შორის აღნიშნულ დამოკიდებულებას კირხოფის კანონი ეწოდება.

(III-7) ფორმულის თანახმად

$$\frac{E}{E_0} = \varepsilon ,$$

მაშასადამე,

$$A = \varepsilon , \quad . (III-11)$$

ე. ი. ნებისმიერი სხეულის შთანთქმის კოეფიციენტი მისი სიშავის ბარისხის ტოლია.

(III-7) ტოლობიდან

$$\frac{E}{E_0} = \frac{C}{C_0} , \quad (III-12)$$

ხოლო (III-9) ტოლობიდან

$$\frac{E}{E_0} = \frac{A}{A_0} . \quad . (III-13)$$

(III-12) და (III-13) ტოლობების საფუძველზე შეიძლება დაიწეროს:

$$\frac{C}{A} = \frac{C_0}{A_0} , \quad . (III-14)$$

ე. ი. სხეულის C გამოსხივების კოეფიციენტი A შთანთქმის კოეფიციენტის პირდაპირ პროპორციულია.

(III-11) ტოლობის თანახმად $A = \varepsilon$, აბსოლუტურად შავი სხეულებისათვის $A_0 = 1$. მაშასადამე, (III-14) ტოლობიდან შეიძლება დაიწეროს:

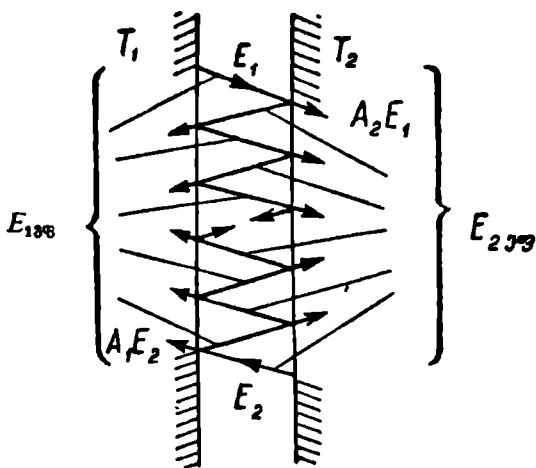
$$C = A \cdot C_0 = \varepsilon \cdot C_0 , \quad (III-15)$$

სადაც $C_{11} = 4,96$ კკალ/მ²საათი^oK⁴ არის აბსოლუტურად შავი სხეულის გამოსხივების კოეფიციენტი.

6. სხივადი სითბოს ურთიერთგადასხივება სხივებს შორის

განვიხილოთ ორი ბრტყელი ფირფიტის ზედაპირებს შორის სხივადი სითბოს ურთიერთგადაცემის შემთხვევა (ნაკ. III-4).

ამ ფირფიტების ზედაპირების ტემპერატურები, გამოსხივებისა და შთანთქმის უნარიანობანი სათანადოდ ავლნიშნოთ: T_1, E_1, A_1 და T_2, E_2, A_2 -თი.



ნაკ. III-4. ორი ფირფიტას შორის ურთიერთგამოსხივების სქემა.

მარცხენა ფირფიტის ეფექტური ანუ ფაქტობრივი გამოსხივება ავლნიშნოთ E_1 ან, იოლო მარჯვენა ფირფიტის E_2 ან. დავუშვებთ რა, რომ ფირფიტების შეღწევალობის კოეფიციენტი $D = 0$, შეიძლება განისაზღვროს ფირფიტების მიერ შთანთქმული სხივად თბურ ენერჯიათა სიდიდე.

პირველი ფირფიტის ეფექტური გამოსხივება შეიძლება განისაზღვროს ტოლობით:

$$E_{1\text{ ან}} = E_1 + (1 - A_1) \cdot E_2 \quad \text{ა.} \quad (ა)$$

ანალოგიურად მეორე ფირფიტისათვის:

$$E_{2\text{ ან}} = E_2 + (1 - A_2) \cdot E_{1\text{ ან}} \quad (ბ)$$

(ა) და (ბ) განტოლებების გადაწყვეტა $E_{1\text{ ან}}$ და $E_{2\text{ ან}}$ უცნობების მნიშვნელობების განსაზღვრის საშუალებას იძლევა. სათანადო გარდაქმნათა შედეგად მივიღებთ:

$$E_{1\text{ ან}} = \frac{E_1 + E_2 - A_1 \cdot E_2}{A_1 + A_2 - A_1 \cdot A_2} \quad (ბ)$$

ანალოგიური გარდაქმნებით მივიღებთ:

$$E_{2აფ} = \frac{E_1 + E_2 - A_2 \cdot E_1}{A_1 + A_2 - A_1 \cdot A_2} . . \quad (დ)$$

(გ) და (დ) განტოლებების გამოყენებით შეგვიძლია განვსაზღვროთ პირველი ფირფიტისათვის თბური ბალანსის განტოლება:

$$q_{1,2} = E_{1აფ} - E_{2აფ} = \frac{A_2 E_1 - A_1 E_2}{A_1 + A_2 - A_1 \cdot A_2} . \quad (ე)$$

გამოვიყენებთ რა აღებული ფირფიტებისათვის ნაცრისფერი სხეულების მიმართ გამოყენებულ მეოთხე ხარისხების კანონს, შეგვიძლია დაწვიროთ:

$$E_1 = C_1 \cdot \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 = A_1 \cdot C_0 \left(\frac{T_1}{100} \right)^4,$$

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:

$$q_{1,2} = \frac{A_1 \cdot A_2 \cdot C_0}{A_1 + A_2 - A_1 \cdot A_2} \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] =$$

$$= A_{ფაყ} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{კკალ/მ}^2 \text{საათი} . . \quad (\text{III}-16)$$

ან სხვანაირად,

$$q_{1,2} = C_{ფაყ} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{კკალ/მ}^2 \text{საათი} . . \quad (\text{III}-17)$$

(III-16) ფორმულაში $A_{ფაყ}$ -ით აღნიშნულია შთანთქმის დაყვანილი კოეფიციენტი მოცემულ სხეულთა სისტემისათვის:

$$A_{ფაყ} = \frac{A_1 \cdot A_2}{A_1 + A_2 - A_1 \cdot A_2}, \quad . \quad (\text{III}-18)$$

ან, უფრო მარტივად,

$$\frac{1}{A_{\text{დაყ}}} = \frac{1}{A_2} + \frac{1}{A_1} - 1. \quad . \text{ (III—19)}$$

(III—11) ფორმულის საფუძველზე, (III—19) ფორმულა შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$\frac{1}{\varepsilon_{\text{დაყ}}} = \frac{1}{\varepsilon_2} + \frac{1}{\varepsilon_1} - 1, \quad . \text{ (III—19a)}$$

ან, სხვანაირად

$$\varepsilon_{\text{დაყ}} = \frac{\varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2}{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2}. \quad . \text{ (III—19b)}$$

(III 17) ფორმულაში $C_{\text{დაყ}}$ აღნიშნულია ამ სისტემის გამოსხივების დაყვანილი კოეფიციენტი:

$$C_{\text{დაყ}} = A_{\text{დაყ}} \cdot C_0.$$

თუ უქანასკნელ ტოლობაში (III — 18) ფორმულიდან შევიტანთ $A_{\text{დაყ}}$ მნიშვნელობას მივიღებთ:

$$C_{\text{დაყ}} = \frac{A_1 \cdot A_2 \cdot C_0}{A_1 + A_2 - A_1 \cdot A_2}. \quad . \text{ (III—20)}$$

(III—20) ფორმულა შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$\frac{1}{C_{\text{დაყ}}} = \frac{1}{A_{\text{დაყ}} C_0} = \frac{1}{A_2 C_0} + \frac{1}{A_1 C_0} - \frac{1}{C_0}, \quad . \text{ (III—20a)}$$

ან სხვანაირად

$$\frac{1}{C_{\text{დაყ}}} = \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_1} - \frac{1}{C_0}. \quad . \text{ (III—20b)}$$

(III—16) და (III—17) ფორმულები სათანადო ჩასმებისა და გარდაქმნების შედეგად შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$q_{1,2} = \varepsilon_{\text{დაყ}} \cdot \sigma_0 \cdot (T_1^4 - T_2^4) \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი}, \quad . \text{ (III—16a)}$$

$$\text{და} \quad q_{1,2} = \sigma_{\text{დაყ}} \cdot (T_1^4 - T_2^4) \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი}, \quad . \text{ (III—17a)}$$

სადაც $\sigma_{\text{დაყ}} = \varepsilon_{\text{დაყ}} \cdot \sigma_0$ 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 $F_1 = F_2 = F$):

$$Q_{1,2} = q_{1,2} \cdot F = C_{\text{ფაყ}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot F =$$

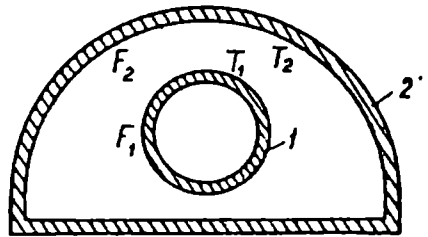
$$= C_0 \cdot \varepsilon_{\text{ფაყ}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot F \text{ კკალ/საათი} \quad . \quad . \quad (III-21)$$

(III-21) ფორმულა, (III-16ა) და (III-17ა) ფორმულების მხედველობაში მიღებით შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$Q_{1,2} = \varepsilon_{\text{ფაყ}} \cdot C_0 \cdot (T_1^4 - T_2^4) \cdot F = \varepsilon_{\text{ფაყ}} (T_1^4 - T_2^4) \cdot F \text{ კკალ/საათი} \quad (III-22)$$

რეალურ პროცესებში გამომასხივებელი სხეულების კონფიგურაცია და ურთიერთგაადგილება შეიძლება იყოს უსასრულოდ სხვადასხვანაირი. მარტივი შემთხვევებიდან შეიძლება განვიხილოთ სხეულსა და მის გარემომცველ შეკრულ ზედაპირს შორის ურთიერთგამოსხივება (ნაქ. III-5).

F_1 -ით აღვნიშნოთ პირველი სხეულის (ორთქლსადენის) გარე ზედაპირის ფართობი, ხოლო F_2 -თი მეორე შეკრული ზედაპირის მქონე (ბეტონის არხი) სხეულის შიგა ზედაპირის ფართობი. F_1 არ უდრის F_2 -ს. მაშინ (III-21) ფორმულა დაიწერება შემდეგი სახით:



ნაქ. III-5 სხეულებს შორის სხივადი ენერგიის ურთიერთგაადაცემის სქემა შეკრული სივრცის შემთხვევაში.

$$Q_{1,2} = \varepsilon_{\text{ფაყ}} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot F_1 =$$

$$= C_{\text{ფაყ}} \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot F_1 \text{ კკალ/საათი} \quad . \quad . \quad (III-21a)$$

სადაც

$$\varepsilon_{\text{ფაყ}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}, \quad \text{. (III-21ბ)}$$

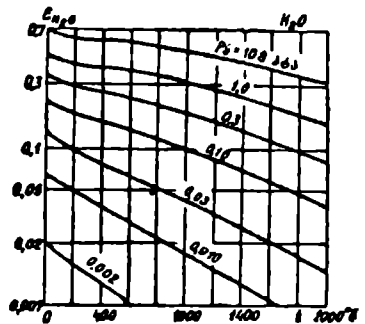
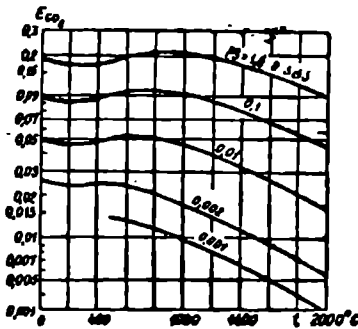
და

$$C_{\text{ფაყ}} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \cdot \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0} \right)}, \quad \text{. (III-21გ)}$$

7. სამატომიანი აირების გამოსხივება

საცეცხლეში სათბობის წვის შედეგად მიღებულ აირთან ნაწარმში შემავალ (CO_2 , H_2O და SO_2) სამატომიან აირებს აქვთ სხივადი ენერჯიის შთანთქმის უნარი. ორატომიანი აირები კი პრაქტიკულად თბოგამქვირვალე ანუ დიათერმული არიან, სხივად ენერჯიას არც შთანთქამენ და არც გამოასხივებენ.

სამატომიანი აირების მიერ სხივადი ენერჯიის შთანთქმა ხდება სხივის მიმართულების გასწვრივ, ე. ი. აირის მთელ მოცულობაში. ყოველი აირი შთანთქამს მხოლოდ მისთვის დამახასიათებელი ტალღების სიგრძეების ზოგიერთ სხივს.



ნაკ. III-6. ზ-სა და p.s-ის მიხედვით CO_2 -სა და H_2O -ს სიზავის ხარისხის ნომოგრაფები.

ამ აირების მიერ გამოსხივების გაანგარიშება ხდება (III-8) ფორმულის მიხედვით:

$$E = z \cdot C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \text{ კჯალ/მ}^2 \text{ საათი.}$$

მაგრამ აირებისათვის ε სიშავის ხარისხის ან მისი ტოლი A შთან-
თქმის კოეფიციენტის სიდიდე დამოკიდებულია T ტემპერატურასა
და $p \cdot s$ ნაშრავლზე, სადაც p არის ნარევეში შემაველი კონკრე-
ტული აირის პარციული წნევა, ხოლო s — აირის სისქე. ნაკ.
(III—6)-ზე მოცემულია ნომოგრამები, რომლებიც t ტემპერატურისა
და $p \cdot s$ ნაშრავლის მიხედვით $C(O_2)$ -სა და H_2O -ს ε სიშავის
ხარისხის განსაზღვრის საშუალებას იძლევიან.

8. მწება სასაყხლავი სხივანიტ სითბოს გაპრცალავის გაანბაროშავის შისახებ

თბური ენერჯიის მისაღებად საცეცხლებში მიმდინარეობს
სხვადასხვა სახის სათბობების დაწვის აროცესი. სათბობის წვის
შედგად მიღებული თბური ენერჯიის განსაზღვრული ნაწილი
ორთქლის ქვების ხურების ზედაპირს სხივადი თბური ენერჯიის
საით გადაეცემა. ორთქლის ქვებისა და საერთოდ თბრგადამ-
ცემი აპარატების ხურების ზედაპირის იმ ნაწილს, რომელიც სით-
ბოს ღებულობს სხივადი ენერჯიის სახით, რადიაციული ხურების
ზედაპირი ეწოდება და აღინიშნება H_A -ით.

თანამედროვე წყალმილებიანი და პირდაპირი დინების მალა-
ლი წნევის ქვების ხურების ზედაპირები გარედან გასაცხლებელი
მილებისაგან შედგებიან, ამიტომ ასეთი ქვების ხურების რადიაციული
ზედაპირიც აღნიშნული მილებით იქნება. ასეთი ორთქლის
ქვების საცეცხლებში თბოგადაცემის ძირითად სახედ შეიძლება
მიღებულ იქნეს სხივფენით სითბოს გაკრცელება. რადგან შესაძლე-
ბელია სხვა სახის სითბოს გაკრცელების უგულებელყოფა მათი
შეუღარებლად სიმციროს გამო.

საცეცხლეს კამერაში თბოგადაცემის ვანგაროშების რამდენიმე
მეთოდი არსებობს. მაგალითად, სრულიად საკავშირო თბოტექ-
ნიკური ინსტიტუტის მეთოდი ეყრდნობა თბური ბალანსისა და
თბოგადაცემის განტოლებებს.

საცეცხლეს აირებით ერთი საათის განმავლობაში სხივადი
ენერჯიის მიმღებ H_A ზედაპირზე გადაცემული სითბოს რაოდენობა
განისაზღვრება განტოლებით:

$$Q_A = \varepsilon_3 \cdot \alpha_f \cdot C_v \cdot H_A \left[\left(\frac{\bar{T}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right] \text{ კკალ/საათი, (III—23)}$$

სადაც ε_3 არის სხივადი თბური ენერჯიის მიმღები ზედაპირის სი-
შავის ხარისხი;

ε_f საცეცხლე არეს სიშავის ხარისხი;

H_A — სხივადი თბური ენერჯიის 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:

$$\bar{T} = \varepsilon \sqrt{T_1 \cdot T_2} \quad . (a)$$

სადაც T_1 არის სათბობის წვის თეორიული ტემპერატურა;

T_2 — აირების ტემპერატურა საცეცხლედან გამოსასვლელ კვეთში;

ε — ცდების შედეგად მიღებული კოეფიციენტი.

(ა) ფორმულა ემპირიულია და ყოველთვის არ იძლევა დამაკმაყოფილებელ შედეგს. (III—23) ფორმულაში საცეცხლე არეს ε_f სიშავის ხარისხი ისაზღვრება, როგორც CO_2 და H_2O -ს სიშავის ხარისხების ჯამი, რაც ხშირად არ ემთხვევა უშუალოდ ცდებით მიღებულს. საცეცხლეში თბოგადაცემის გაანგარიშების ცენტრალური ქვაბტურბინის ინსტიტუტის მეთოდი ეყრდნობა ემპირიულ ფორმულას:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{B_0^{0.6}}{1 + B_0^{0.6}} \quad . (III-24)$$

სადაც $B_0 = \frac{B \cdot V_{\text{აირ}} \cdot \bar{C}_p}{\varepsilon' \cdot \sigma_0 \cdot T_1^3 \cdot H_A}$ არის ბოლცმანის კრიტერიუმი;

B კგ/საათი—სათბობის საათური ხარჯი;

$V_{\text{აირ}}$ ნმ³/კგ— i კგ სათბობის წვის შედეგად მიღებული საცეცხლე აირების მოცულობა;

\bar{C}_p —საცეცხლე აირების საშუალო მოცულობითი თბოტევადობა;

ε' —საცეცხლე არეს პირობითი სიშავის ხარისხი.

საცეცხლეში სხივადი სითბოს გავრცელების გასაანგარიშებლად შეიძლება გამოვიყენოთ (III—21) და (III—22) ორი ურთიერთპარალელური ფირფიტისათვის დაწერილი ფორმულები:

$$Q_{1,2} = C_{\text{დავ}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot F \quad \text{კკალ/საათი,}$$

და

$$Q_{1,2} = \varepsilon_{\text{დავ}} (T_1^4 - T_2^4) \cdot F \quad \text{კკალ/საათი.}$$

საცეცხლეში სხივურით სითბოს გავრცელების გაანგარიშებისათვის უქანასკნელ ფორმულებში უნდა შეიცვალოს ზოგიერთი აღნიშვნა:

$Q_{1, 2}$ -ის ნაცვლად უნდა შევიტანოთ $Q_{\text{სხ}}$ (ერთ საათში გადაცემული სხივადი სითბოს რაოდენობა);

F -ის ნაცვლად უნდა შევიტანოთ $H_{\text{საე}}$;

T_1 -ის ნაცვლად \bar{T} (საცეცხლეს სივრცის საშუალო ტემპერატურა);

$\epsilon_{\text{საე}}$ -ის ნაცვლად შევიტანოთ $\epsilon_{\text{საე}}$ (საცეცხლეს გამოსხივების მულტიპლიკაციური კოეფიციენტი);

T_2 -ს ნაცვლად შევიტანოთ T_3 .

ამ აღნიშვნების მხედველობაში მიღებით (III-22) ფორმულა დაიყვანება შემდეგ სახემდე:

$$Q_{\text{სხ}} = \epsilon_{\text{საე}} \cdot (\bar{T} - T_3) \cdot H_{\text{საე}} \text{ კვად/საათი,}$$

აქედან

$$H_{\text{საე}} = \frac{Q_{\text{სხ}}}{\epsilon_{\text{საე}} \cdot (\bar{T} - T_3)} \text{ მ}^2. \quad (\text{III}-25)$$

ორთქლის ქვაბების საცეცხლეს გაანგარიშებისათვის შეიძლება გამოიყენებულ იქნეს სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური ინსტიტუტის მიერ რეკომენდებული გამარტივებული ფორმულა:

$$H_{\text{საე}} = \frac{Q_{\text{სხ}}}{\epsilon \cdot \epsilon_{\text{საე}} \cdot \bar{T}^3}. \quad (\text{III}-25a)$$

უქანასკნელ ფორმულაში მიღებულია, რომ $T_{\text{საე}} = 0$, მაგრამ ფორმულაში შეყვანილია შემასწორებელი მამრავლი $\epsilon < 1$.

თუ მოცემულია კვამლის აირების ტემპერატურა საცეცხლედან გამოსასული კვეთში, პრაქტიკული გაანგარიშებისას თბური სხივების მიმღები რადიაციული ხურების ზედაპირის ფართობი, სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვაბტურბინის ინსტიტუტების მიერ უქანასკნელ დროს გამოქვეყნებული საქვაბე აგრეგატების თბური გაანგარიშების ნორმატიული მეთოდის მიხედვით, გაინგარიშება ფორმულით:

$$H_6 = 0,79 \cdot 10^6 \cdot \frac{B_6 \cdot Q_{\text{სხ}}}{\zeta \cdot a_m \cdot T_m'' \cdot T_a^3} \sqrt{\left(\frac{T_a}{T_m''} - 1\right)^3} \text{ მ}^2. \quad (\text{III}-26)$$

თუ მოცემულია H_6 თბური სხივების მიმღები რადიაციული ხურების ზედაპირის ფართობი, მაშინ იმავე მონაცემებით კვამლის

აირების ტემპერატურა საცეცხლედან გამოსასვლელ კვეთში გაიანგარიშება ფორმულით:

$$i_m'' = \frac{T_a}{\left(\frac{1,27 \cdot 10^{-8} \cdot \zeta \cdot H_k \cdot a_m \cdot T_a^3}{\varphi \cdot B_g \cdot V_{C_{საგ}}} \right)^{0,6} + 1} - 273^\circ C. \quad (III-27)$$

(III—26) და (III—27) ფორმულებში შილებულია შემდეგი აღნიშვნები:

B_g არის მექანიკური არასრული წვის მხედველობაში მიღებით გაანგარიშებული სათბობის საათური ხარჯი, კგ/საათი;

$Q_{სს}$ —საცეცხლეში სხივფენით გადაცემული სითბო, მოსული 1 კგ სათბობზე, კკალ/კგ;

ζ — რადიაციული ხურების ზედაპირის გაქუჩყიანების პირობითი კოეფიციენტი;

$V_{C_{საგ}}$ —ერთი კილოგრამი სათბობის წვის შედეგად მიღებული წვის ნაწარმის საშუალო ჯამური მოცულობით თბოტევადობა ($i_m'' - i_a$) ტემპერატურათა ინტერვალში, კკალ/კგ გრად;

a_m —საცეცხლეს სიშავის ხარისხი;

T_m'' —საცეცხლედან გამოსასვლელ კვეთში კვამლის აირების ტემპერატურა, °K;

T_a —სათბობის წვის თეორიული აბსოლუტური ტემპერატურა, პირობით იღება იმ ტემპერატურის ტოლი, რომელიც მიიღებოდა ადიაბატური წვის პროცესის დროს, K;

φ —სითბოს შენარჩუნების კოეფიციენტი, რომელიც ისახლვრება ფორმულით $\varphi = 1 - \frac{q_3}{100}$, სადაც q_3 არის საცეცხლეს მიერ

სითბოს დანაკარგი გარემოში.

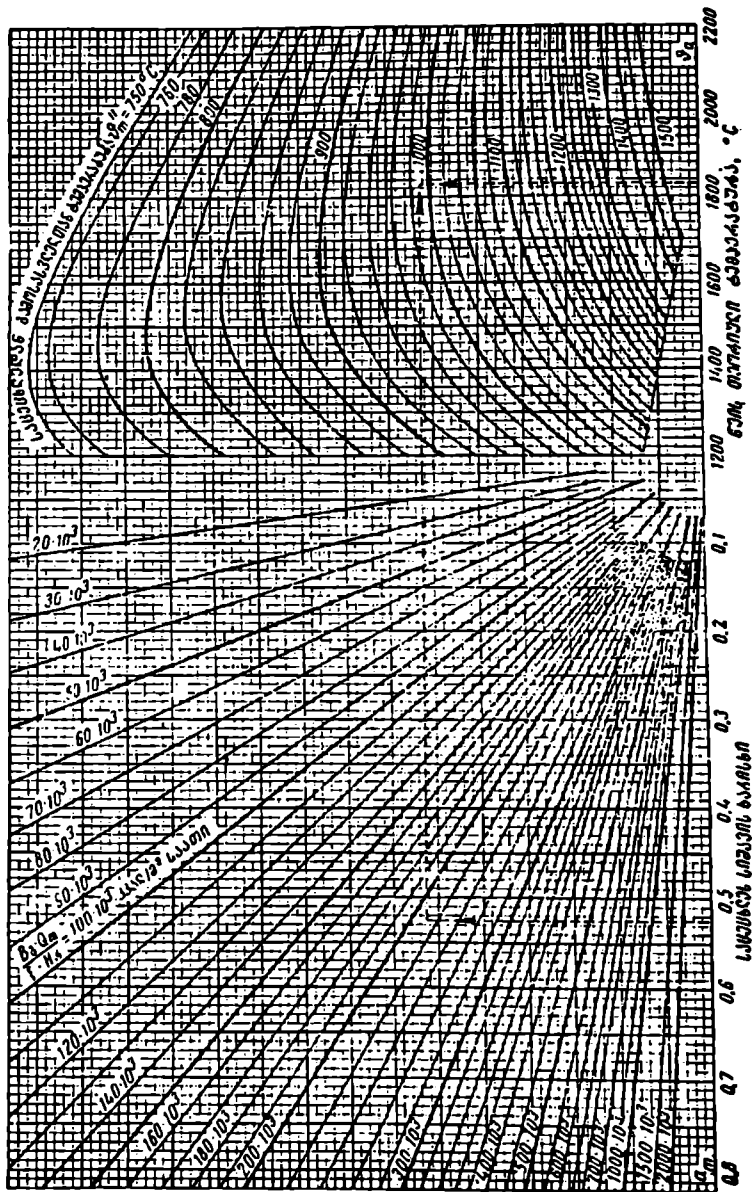
შერშნევის პნევმატიკური საცეცხლეს და ანთრაციტის ფენითი წვისათვის საცეცხლეს გაანგარიშებისას რიცხობრივი კოეფიციენტების მნიშვნელობები იღება (III—26) ფორმულაში $0,60 \cdot 10^8$ და (III—27) ფორმულაში $1,70 \cdot 10^{-8}$.

ყველა სახის საცეცხლესათვის, რომელთა გაანგარიშება ხდება (III—26) და (III—27) ფორმულებში შემავალი კოეფიციენტების უცვლელად გამოყენებით, i_m'' და H_k სიდიდეები შეიძლება განსაზღვრულ იქნეს (III—1) ნომოგრამის მიხედვით.

i_a °C, წვის თეორიული ტემპერატურა ისახლვრება საცეცხლეში 1 კგ სათბობის წვის შედეგად გამოყოფილი სასარგებლო Q_m სითბოს მიხედვით.

საიტებლემო თბოვალტემის გაანვარიშება

ნომოგრამა (II-1)



მაგალითი 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:

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \text{ კკლ/მ}^2 \text{ საათი.}$$

მაგალითის პირობის თანახმად სხეულის ტემპერატურა

$$T = 800 + 273 = 1073^\circ\text{K.}$$

აბსოლუტურად შავი სხეულის გამოსხივების კოეფიციენტი $C_0 = 4,96$ კკალ/მ² საათი $^\circ\text{K}^4$.

(III—5) ფორმულაში სათანადო მნიშვნელობების შეტანის შემდეგ მივიღებთ:

$$E_0 = 4,96 \left(\frac{1073}{100} \right)^4 = 4,96 \cdot 10,73^4 = 6550 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი.}$$

მაგალითი 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 საათი $^\circ\text{K}^4$. უკანასკნელ ტოლობაში სათანადო მნიშვნელობების შეტანის შემდეგ მივიღებთ:

$$C = 0,0324 \cdot 4,96 = 0,16 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი } ^\circ\text{K}^4.$$

მაგალითი 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 ურთი-
ერთგადაცემის დროს პირველი ფირფიტიდან მეორე ფირფიტაზე
გამოსხივებით გადაცემული სითბოს რაოდენობა განისაზღვრება
(III—21) ფორმულით:

$$Q_{1,2} = C_{\text{ფაყ}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot F \text{ კკალ/საათი.}$$

(III—19 ბ) ფორმულის თანახმად:

$$\varepsilon_{\text{ფაყ}} = \frac{\varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2}{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2} = \frac{0,8 \cdot 0,018}{0,8 + 0,018 - 0,8 \cdot 0,018} = 0,018.$$

(III—21) ფორმულაში სათანადო მნიშვნელობების შეტანის შემდეგ
მივიღებთ:

$$Q_{1,2} = 4,96 \cdot 0,018 \left[\left(\frac{1073}{100} \right)^4 - \left(\frac{353}{100} \right)^4 \right] \cdot 2 = 2330 \text{ კკალ/საათი.}$$

მაგალითი 4. სათავსოში დგას ფოლადის თბოგადამცემი,
რომლის გეომეტრიული ფორმა არის კუბი, ერთი გვერდით თბო-
გადამცემი დგას საძირკველზე, ე. ი. თბოგადამცემი სათავსოს სიერ-
ცეში გამოსხივებას აწარმოებს მისი 5 გვერდის საშუალებით. თბო-
გადამცემის ერთი გვერდის ფართობი არის 1 მ², ე. ი. მისი გამო-
მასხივებელი გვერდების ფართობი $F_1 = 5 \cdot 1 = 5 \text{ მ}^2$.

სათავსოს ზომები ეთქვათ არის $l = 10 \text{ მ}$, $b = 8 \text{ მ}$ და სიმაღ-
ლე $h = 6 \text{ მ}$, ე. ი. $F_2 = 376 \text{ მ}^2$. თბომცვლელის კედლების ტემპე-
რატურა $t_1 = 100^\circ \text{C}$, ხოლო სათავსოს კედლების ტემპერატურა
 $t_2 = 25^\circ \text{C}$.

განესაზღვროთ ერთი საათის განმავლობაში თბოგადამცემი
აპარატისა და სათავსოს კედლებს შორის თბოგადაცემა გამოსხივე-
ბით.

თბოგადამცემის კედლებიდან სათავსოს კედლებზე გამოსხი-
ვებით გადაცემული სითბოს რაოდენობა ერთი საათის განმავლო-
ბაში, გაიანგარიშება (III—21ა) ფორმულით:

$$Q_{1,2} = C_{\text{ფაყ}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot F_1 \text{ კკალ/საათი.}$$

$C_{\text{ფაყ}}$ სიდიდე განისაზღვრება (III—21გ) ფორმულით:

$$C_{\text{ფაყ}} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0} \right)}$$

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:

$$C_{\text{ფაყ}} = \frac{1}{\frac{1}{4,32} + 0,0133 \left(\frac{1}{4,6} - \frac{1}{4,96} \right)} = 4,32.$$

(III—21ა) ფორმულაში სათანადო მნიშვნელობების შეტანის შემდეგ მივიღებთ:

$$Q_{1,2} = 4,32 \left[\left(\frac{373}{100} \right)^4 - \left(\frac{298}{100} \right)^4 \right] \cdot 5 = 2480 \text{ კკალ/საათი.}$$

რთული თბოგაცემა და თბოგაღაცემა

1. ძირითადი სწავლებანი რთულ 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 ნივთიერებას 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 უგულებელყოფენ. თუ სითხის ან აირის ნაკადის ტემპერატურას აღვნიშნავთ t_6 -ით, ხოლო სითხის მიწლები კედლის ტემპერატურას t_3 -ით, მაშინ თბური ნაკადი სითხის ან აირის ნაკადიდან კედლის ზედაპირზე თბოგაცემის საშუალებით განისაზღვრება ფორმულით:

$$q_{კონვ} = \alpha_{კონვ} (t_6 - t_3) \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი.} \quad . (ა)$$

თბური ნაკადი სითხიდან ან აირიდან კედლის ზედაპირზე თბური გამოსხივების¹ შემთხვევაში განისაზღვრება ფორმულით;

$$q_{გამოსხ} = \varepsilon \cdot C_0 \left[\left(\frac{T_6}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right] \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი.} \quad . (ბ)$$

სრული თბური ნაკადის სიდიდე განისაზღვრება ტოლობით:

$$q_{სრ} = (q_{კონვ} + q_{გამოსხ}) \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი,} \quad . (გ)$$

$$q_{სრ} = \alpha_{კონვ} (t_6 - t_3) + \varepsilon C_o \left[\left(\frac{T_6}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right]. \quad (დ)$$

ვინაიდან $t_6 - t_3 = T_6 - T_3$, ამიტომ თუ (დ) განტოლების მარჯვენა მხარიდან $(t_6 - t_3)$ სიდიდეს ფრჩხილებს გარეთ გამოვიტანთ, მივიღებთ:

$$q_{სრ} = \left\{ \alpha_{კონვ} + \varepsilon C_o \left[\frac{\left(\frac{T_6}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4}{T_6 - T_3} \right] \right\} (t_6 - t_3), \quad (ე)$$

$$q_{სრ} = (\alpha_{კონვ} + \alpha_{გამოსხ}) (t_6 - t_3) = \alpha_{სრ} \cdot (t_6 - t_3), \quad (IV-1)$$

- სადაც $\alpha_{კონვ}$ არის კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი;
- $\alpha_{გამოსხ}$ — თბური გამოსხივებით თბოგაცემის კოეფიციენტი;
- $\alpha_{სრ}$ — თბოგაცემის სრული კოეფიციენტი.

ზემოაღნიშნულის მიუხედავად ცალკეულ შემთხვევაში პირველხარისბოვნად იხილავენ გამოსხივებით სითბოს გაცემას, ხოლო კონვექციას — მეორეხარისბოვნად.

სითბოს გავრცელების პროცესი ძლიერ რთულდება, თუ განვიხილავთ სითბოს გადაცემას ცხელ არედან ცივ არეზე მყარი კედლის საშუალებით. ასეთ მოვლენას აქვს ადგილი ორთქლის ქვაბებში; სითბო ცხელი აირებიდან კონვექციით და გამოსხივებით სადღული 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 საათი °C კოეფიციენტი.

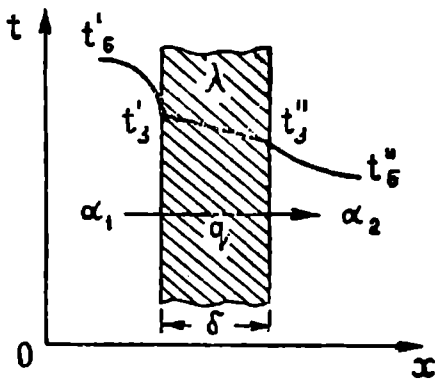
2. თბოგადაცემა სხელ არედან ცივ არეზე ბრტყელი კედლის საშუალებით

განვიხილოთ პირველ რიგში თბოგადაცემა ცხელ არედან ცივ არეზე ერთშრიანი ერთგვაროვანი ბრტყელი კედლის საშუალებით (ნაკ. 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 თბური ნაკადისათვის განტოლებანი:



ნაკ. IV—1. თბოგაცემა ერთშრიანი ბრტყელი კედლის საშუალებით.

$$q = \frac{t_6^I - t_3^I}{\frac{1}{\alpha_1}}$$

$$q = \frac{t_3^I - t_3^{II}}{\frac{\delta}{\lambda}}$$

$$q = \frac{t_3^{II} - t_6^{II}}{\frac{1}{\alpha_2}}$$

(ა)

(ა) განტოლებათა სისტემიდან განვსაზღვროთ ცალ-ცალკე ტემპერატურათა სხვაობები:

$$\left. \begin{aligned} t_6^I - t_3^I &= q \cdot \frac{1}{\alpha_1}, \\ t_3^I - t_3^{II} &= q \cdot \frac{\delta}{\lambda}, \\ t_3^{II} - t_6^{II} &= q \cdot \frac{1}{\alpha_2}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

უკანასკნელი სამი განტოლების მარცხენა და მარჯვენა მხარეების ცალ-ცალკე შეჯამებით მივიღებთ:

$$t_6^I - t_6^{II} = q \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right), \quad (3)$$

უკანასკნელ ტოლობიდან q თბური ნაკადის სიდიდე იქნება:

$$q = \frac{t_6^I - t_6^{II}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \text{კკალ/მ}^2 \text{ საათი} \quad (IV-2)$$

k თბოგადაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა აღებულ შემთხვევისათვის გამოითვლება ტოლობით:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \text{კკალ/მ}^2 \text{ საათი } ^\circ\text{C}. \quad (IV-3)$$

მაშასადამე, (IV-2) განტოლება შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$q = k \cdot (t_6^I - t_6^{II}) \quad \text{კკალ/მ}^2 \text{ საათი}. \quad (IV-4)$$

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 თბური ნაკადის სიდიდე, როდესაც ადგილი აქვს თბოგადაცემას ცხელიდან ცივ არეზე მრავალშრიანი არაერთგვაროვანი ბრტყელი კედლის საშუალებით გაიანგარიშება ფორმულით:

$$q = \frac{t_6^I - t_6^{II}}{\frac{1}{a_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{a_2}} \quad . \quad (IV-6)$$

ამ შემთხვევაში საერთო თერმული წინაღობა ტოლი იქნება:

$$\left(\frac{1}{a_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{a_2} \right)$$

თუ ბრტყელი კედლის ზედაპირის ფართობს აღვნიშნავთ F მ²-ით, მაშინ ერთი საათის განმავლობაში გადაცემული სითბოს საერთო რაოდენობა განისაზღვრება ტოლობით:

$$Q = q \cdot F = \frac{(t_6^I - t_6^{II}) \cdot F}{\frac{1}{a_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{a_2}} \quad \text{კკალ/საათი,} \quad . \quad (IV-7)$$

ან სხვა სახით:

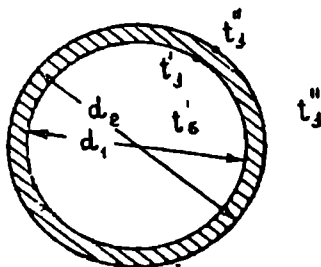
$$Q = k \cdot F \cdot (t_6^I - t_6^{II}) \quad \text{კკალ/საათი.} \quad . \quad (IV-8)$$

უკანასკნელ განტოლებაში k თბოგადაცემის კოეფიციენტის სიდიდე ისაზღვრება ტოლობით:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{a_2}} \quad \text{კკალ/მ² საათი } ^\circ\text{C.} \quad . \quad (IV-9)$$

3. თბოგადაცემა ცხელ არედან ცილინდრული კედლის საშუალებით

განვიხილოთ პირველ რიგში თბოგადაცემა ცხელ არედან ცივ არეზე ერთშრიანი ერთგვაროვანი ცილინდრული კედლის საშუალებით (ნაკ. IV—2).



ნაკ. IV—2. თბოგადაცემა ერთშრიანი ცილინდრული კედლის საშუალებით.

დამყარებული თბური რეეიმის 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 თბური ნაკადისათვის შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახის სამი ტოლობა:

$$q = \frac{t_6^I - t_3^I}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot \pi \cdot d_1}}$$

$$q = \frac{t_3^I - t_3^{II}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}}$$

$$q = \frac{t_3^{II} - t_6^{II}}{\frac{1}{\alpha_2 \cdot \pi \cdot d_2}}$$

- 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:

$$\left. \begin{aligned} t_6^I - t_3^I &= q \cdot \frac{1}{\alpha_1 \cdot \pi \cdot d_1}, \\ t_3^I - t_3^{II} &= q \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}, \\ t_3^{II} - t_6^{II} &= q \cdot \frac{1}{\alpha_2 \cdot \pi \cdot d_2}. \end{aligned} \right\} \quad . (b)$$

უკანასკნელი სამი განტოლების მარცხენა და მარჯვენა მხარეების ცალ-ცალკე შეჯამებით მივიღებთ:

$$t_6^I - t_6^{II} = \frac{q}{\pi} \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2} \right). \quad . (b)$$

უკანასკნელ განტოლებიდან თბური ნაკადის სიდიდე იქნება:

$$\begin{aligned} q &= \frac{\pi \cdot (t_6^I - t_6^{II})}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} = \\ &= k \cdot \pi \cdot (t_6^I - t_6^{II}) \text{ კკალ/მ საათი.} \quad . (IV-10) \end{aligned}$$

ამ განტოლებაში თბოგადაცემის ხაზობრივი კოეფიციენტი მილის ერთ გრძივ მეტრზე ისაზღვრება ტოლობით:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} \text{ კკალ/მ საათი } ^\circ\text{C}. \quad (IV-11)$$

თუ ცხელ და ცივ არეთა გამყოფი ცილინდრული კედელი მრავალშრიანია, მაშინ ამ შრეების საერთო თერმული წინაღობა აქნება:

$$\sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2 \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}. \quad . (d)$$

ცხელ არედან ცივ არეზე მრავალშრიანი არაერთგვაროვანი

ცილინდრული კედლის საშუალებით გადაცემული თბური ნაკადი განისაზღვრება შემდეგი ფორმულით:

$$q = \frac{\pi (t_6^I - t_6^{II})}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{n+1}}}, \quad (IV-12)$$

ან

$$q = k \pi (t_6^I - t_6^{II}) \text{ კკალ/მ საათი.} \quad (IV-12a)$$

უქანასკნელ განტოლებაში თბოგადაცემის კოეფიციენტი ისაზღვრება ტოლობით:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2 \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{n+1}}}. \quad (b)$$

4. თბოგადაცემა სხელ არქან სივ არქა წიბოვბიანი: სილინდრული კედლის საშუალებით

ტექნიკაში დიდი გამოყენება აქვს წიბოვბიან ზედაპირს. ზედაპირების გაწიბოვება განსაკუთრებით ეფექტურია, მაშინ როდესაც კედლის ერთი მხარის არეს α თბოგაცემის კოეფიციენტის სიდიდით მეორე მხარის არეს [თბოგაცემის კოეფიციენტის სიდიდით] საგრძნობლად მეტია, ასეთ შემთხვევაში გაწიბოვებით მიღწეულია კედლის მეორე მხარის ზედაპირის სათანადო გადიდება.

განვიხილოთ ცილინდრული მილი, რომლის კედლის გარე ზედაპირი წიბოვბიანია (ნაკ. IV-3).

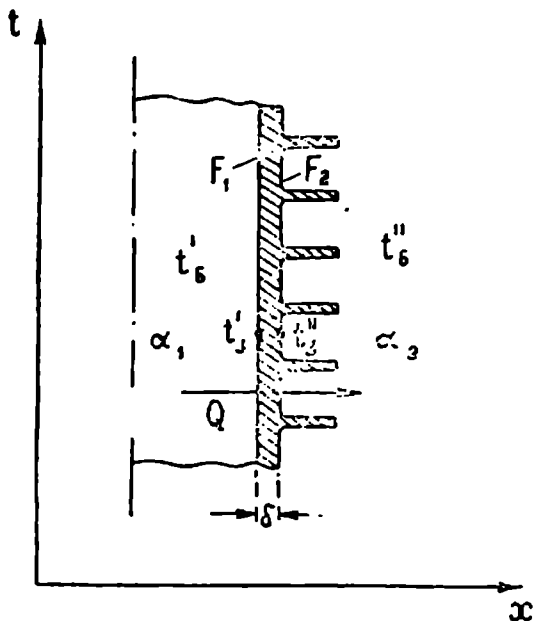
ცილინდრული კედლის შიგა და გარე ზედაპირების ტემპერატურები სათანადოდ აღვნიშნოთ t_3^I და t_3^{II} .

ცილინდრული მილის კედელი და მისი წიბოები ერთვით დამზადებულია ერთი და იგივე მასალისაგან და მათი თბოგამტარობის კოეფიციენტი არის λ .

ცილინდრული მილის კედლის შიგა გლუვი ზედაპირის ფართობი აღვნიშნოთ F_1 -ით, ხოლო გარე წიბოვბიანი ზედაპირის ფართობი F_2 -ით.

ცილინდრულ მილში t_6^I ტემპერატურის მქონე მოძრავი ცხელი არეს ნაკადიდან ცილინდრული კედლის შიგა გლუვ ზედაპირზე სითბოს გაცემისას, თბოგაცემის კოეფიციენტი აღვნიშნოთ α_1 -ით, ხოლო კედლის გარე გაწიბოვებული ზედაპირიდან t_6^{II} ტემპერა-

ტურის მქონე ცივ არეზე თბოგაცემის კოეფიციენტი α_2 -თი.



ნაკ. IV—3. თბოგაცემა წიბოებიანი ცილინდრული კედლის საშუალებით.

დამყარებული თბური რეჟიმის დროს გადაცემული Q სითბოს რაოდენობა შეიძლება გამოვსახოთ სამი სახის განტოლებით:

$$\left. \begin{aligned}
 Q &= \frac{t_6^I - t_3^I}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot F_1}}, \\
 Q &= \frac{t_3^I - t_3^{II}}{\frac{\delta}{\lambda \cdot F_1}}, \\
 Q &= \frac{t_3^{II} - t_6^{II}}{\frac{1}{\alpha_2 \cdot F_2}}.
 \end{aligned} \right\} \cdot (a)$$

რეალურ პირობებში გამოყენებული წიბოებიანი ცილინდრული კედ-

ლებისათვის $\frac{d_1}{d_2} < 1,5$ -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:

$$\left. \begin{aligned} t_6^I - t_3^I &= Q \cdot \frac{1}{\alpha_1 \cdot F_1}, \\ t_3^I - t_3^{II} &= Q \cdot \frac{\delta}{\lambda \cdot F_1}, \\ t_3^{II} - t_6^{II} &= Q \cdot \frac{1}{\alpha_2 \cdot F_2}. \end{aligned} \right\} \quad (b)$$

(ბ) სისტემაში შემავალ განტოლებათა შეკრებით მივიღებთ ტემპერატურათა სხვაობას ცხელ და ცივ არეებს შორის:

$$t_6^I - t_6^{II} = Q \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot F_1} + \frac{\delta}{\lambda \cdot F_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot F_2} \right) \text{ } ^\circ\text{C} . \quad (g)$$

უქანასკნელ განტოლებიდან განვსაზღვროთ გადაცემული Q სითბოს სიდიდე:

$$\begin{aligned} Q &= \frac{t_6^I - t_6^{II}}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot F_1} + \frac{\delta}{\lambda \cdot F_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot F_2}} = \\ &= k \cdot (t_6^I - t_6^{II}) \cdot F_1 \text{ კვალ/საათი}. \end{aligned} \quad (IV-13)$$

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 გაწიბოვნებული ზედაპირის F_2 ფართობის შეფარდებას შიგა გლუვი ზედაპირის F_1 ფართობთან $\left(\frac{F_2}{F_1} \right)$ გაწიბოვნების 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 მესამე განტოლება და (IV—14) ფორმულა სათანადოდ უნდა დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$t_3^{\text{II}} - t_6^{\text{II}} = Q \frac{1}{\alpha_2 \cdot \xi \cdot F_2},$$

და

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \xi \cdot \frac{F_2}{F_1}}}. \quad (\text{IV—14a})$$

მაგრამ რეალურ პირობებში, პრაქტიკაში უმეტესად გამოიყენება მოკლე წიბოები, რომელთათვის კოეფიციენტი $\xi \approx 1$.

(IV—14) ფორმულის ანალიზის შედეგად შეიძლება აღინიშნოს, რომ ზედაპირის გაწიბოვნება მიზანშეწონილია, როდესაც α_2 თბოგაცემის კოეფიციენტი (ციე არეზე სითბოს გადაცემისას) შესამჩნევად მცირეა α_1 თბოგაცემის კოეფიციენტზე (ცხელ არედან ცილინდრული კედლის შიგა გლუვ ზედაპირზე სითბოს გადაცემისას).

გაწიბოვნების კოეფიციენტის $\left(\frac{F_2}{F_1}\right)$ გადიდება ძლიერ ზრდის

k თბოგადაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობას, და მასთან ერთად Q სითბოს სიდიდეს, რის გამო მთელ რიგ შემთხვევებში, როგორცაა მსუბუქი ტიპის შიგაწვეს ძრავები, გათბობის სისტემის რადიატორები და სხვ. გამოიყენება წიბოებიანი ზედაპირები.

უნდა გავითვალისწინოთ ის მდგომარეობა, რომ კედლის ზედაპირის გაწიბოვნება გავლენას ახდენს ცივი არეს აეროდინამიკაზე და მასთან ერთად α თბოგაცემის კოეფიციენტის სიდიდეზე.

5. თბოგადაცემა შიგანვის ძრავებში

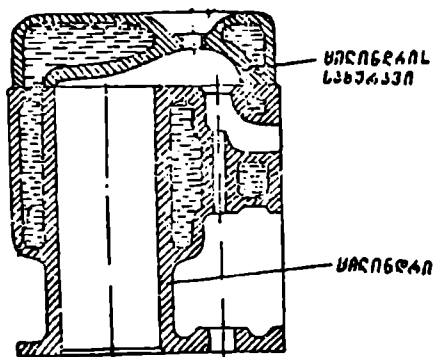
შიგაწვეს ძრავების ცილინდრებში საწვავის წვის შედეგად, გამოიყოფა სითბოს გარკვეული რაოდენობა. გამოყოფილი სითბოს მნიშვნელოვანი ნაწილი გადაეცემა ძრავას ნაწილებს. ამიტომ ძრავას მუშაობის პროცესში აუცილებელ პირობას წარმოადგენს ამ

ნაწილების გაგრილების უზრუნველყოფა გამაგრილებელი წყლის ან ჰაერის საშუალებით.

ნაკ. (IV—4)-ზე მოცემულია გამაგრილებელი წყლით ძრავას ცილინდრის და მისი სახურავის გაგრილების სქემა, ხოლო ნაკ. (IV—5)-ზე მოცემულია ძრავას ცილინდრის ჰაერით გაგრილების სქემა.

ძრავას გაგრილების სისტემის დანიშნულებაა, ძრავას ნაწილების დაცვა გადამეტებული გაცხელებისაგან.

წყლით გაგრილების შემთხვევაში, როგორც ეს ნაკ. IV—4-ზე ჩანს, ძრავას ცილინდრებისა და მათი სახურავების გარშემო მოწყობილია პერანგი, რომელშიაც მოძრაობს გამაგრილებელი წყალი.



ნაკ. IV—4. წყლით ძრავას ცილინდრის გაგრილების სქემა.

ვინაიდან ცხელი აიროვანი წვის ნაწარმიდან ცილინდრის კედლის შიგა ზედაპირზე თბოგაცემის კოეფიციენტი ბევრად მეტია, ვიდრე თბოგაცემის კოეფიციენტი ცილინდრის კედლის გარე ზედაპირიდან გარშემომდინარებულ ჰაერზე, ჰაერით გაგრილების შემთხვევებში აწყობენ გარე ზედაპირის გაწიბოვნებას, როგორც ეს ნაკ. IV—5-ზე.

ძრავების გაანგარიშებისათვის დიდი მნიშვნელობა აქვს ძრავებში თბოგაცემის პროცესის შესწავლას.

შიგაწვის ძრავებში თბოგაცემის კანონი 1923 წელს დამყარებულ იქნა ნუსელტის მიერ. ამ კანონის თანახმად ძრავებში თბოგაცემის გასაანგარიშებელ ფორმულას აქვს შემდეგი სახე:

$$\Delta Q = 0,362 \left[\left(\frac{T_{\text{თბ}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{გგ}}}{100} \right)^4 \right] \cdot F \cdot \Delta \tau +$$

$$+ 0,99 \sqrt[3]{p^2 \cdot T_{\text{აირ}} \cdot (1 + 1,24 \cdot \omega) \cdot (T_{\text{აირ}} - T_{\text{კე}}) \cdot F \cdot \Delta\tau, \quad (\text{IV}-15)$$

სადაც $T_{\text{აირ}}$ აირის ცილინდრში აირების ტემპერატურა;

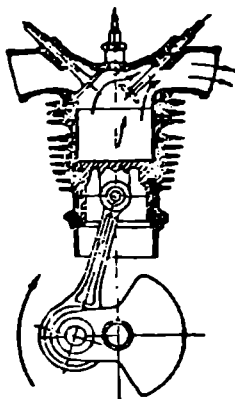
$T_{\text{კე}}$ —ცილინდრის კედლის ტემპერატურა;

F —აღებულ მომენტში აირებით გარშემომდინარეებულ ფართობი;

p —ცილინდრში აირების წნევა;

ω —დგუშის საშუალო სიჩქარე;

$\Delta\tau$ —დროის ელემენტარული მონაკვეთი.



ნაკ. IV—5. პავრით ძრავას ცილინდრის გავრილების სქემა.

ნ. რ. ბრილინგის შიერ, ნუსელტის თეორიული დასკვნების საფუძველზე, ექსპერიმენტების შედეგად შიგაწვის ძრავებში თბოგადაცემის გასაანგარიშებლად $\Delta\tau$ დროის მონაკვეთისათვის მიღებულ იქნა შემდეგი ფორმულა:

$$Q = 0,362 \left[\left(\frac{T_{\text{აირ}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{კე}}}{100} \right)^4 \right] \cdot F +$$

$$+ 0,99 \sqrt[3]{p^2 \cdot T_{\text{აირ}} (1 + 1,45 + 0,185 \cdot \omega) \cdot (T_{\text{აირ}} - T_{\text{კე}}) \cdot F. \quad (\text{IV}-16)$$

უკანასკნელ ფორმულაში 1,45 კოეფიციენტი ახასიათებს თბოგადაცემის პროცესს გრივალური დინების დროს, რომელსაც ადგილი აქვს თვითაალებით მომუშავე დიზელის ძრავების ცილინდრებში თხევადი სათბობის შეფრქვევის დროს.

კარბურატორიანი და აირის ძრავების ცილინდრებში შეიწოვება გამზადებული მუშა აიროვანი ნარევი და გრივალური დინების უთანაობის გამო (IV—16) ფორმულა გაძოყენებული უნდა იქნეს 1,45 კოეფიციენტის გარეშე, შემდეგი სახით:

$$Q = 0,362 \left[\left(\frac{T_{\text{აბ}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{აგ}}}{100} \right)^4 \right] \cdot F +$$

$$0,99 \sqrt[3]{p^2 \cdot T_{\text{აბ}} (1 + 0,185 \cdot \omega) \cdot (T_{\text{აბ}} - T_{\text{აგ}}) \cdot F} \dots \quad (IV-17)$$

თვითაალებით მომუშავე დიზელის ძრავებში თბოგადაცემის ვასანგარიშებელი ფორმულის საბოლოო სახე იქნება:

$$Q = 0,362 \left[\left(\frac{T_{\text{აბ}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{აგ}}}{100} \right)^4 \right] \cdot F +$$

$$- 0,99 \sqrt[3]{p^2 \cdot T_{\text{აბ}} (2,45 + 0,185 \cdot \omega) \cdot (T_{\text{აბ}} - T_{\text{აგ}}) \cdot F} \quad (IV-18)$$

აღსანიშნავია, რომ ძრავას ცილინდრების კედლის გარე ზედაპირების გამაგრილებელ წყალს სითბო გადაეცემა არა მარტო ცილინდრში არსებული ცხელი აიროვანი წვის ნაწარმიდან, არამედ აგრეთვე ხახუნის შედეგად გამოყოფილი განსაზღვრული სითბოს რაოდენობაც.

შიგაწვის ძრავებში თბოგადაცემის პროცესის უფრო დეტალურად შეწავლისათვის უნდა გავეცნოთ წინამდებარე სახელმძღვანელოს ბოლოში მოთავსებულ დანართში ამ საკითხზე მოხსენიებულ სპეციალურ ლიტერატურას.

6. თბოგადაცემა კვალსათბურებში ცხელი წყლით ან წყლის ორთქლით გრუნვის შემოვლისას

ამ პარაგრაფში განზრახულია თბოგადაცემის ზოგიერთი იმ საკითხის განხილვა, რომელიც დაკავშირებულია სათბურებისა და კვალსათბურების გათბობის სისტემასთან. საერთოდ რომელიმე ნაგებობის მიერ და მათ შორის კვალსათბურისა და სათბურის ნაგებობის მიერ ერთი საათის განმავლობაში გარემომცველ ატმოსფერულ ჰაერზე გადაცემული სითბოს ანუ სითბოს საათური დანაკარგი, შეიძლება გაანგარიშებულ იქნეს (IV-8) ფორმულის ანალოგიური ფორმულით:

$$Q = k \cdot (t_1 - t_2 \text{ ა. ს.}) \cdot F \text{ კვალ/საათი} \quad (IV-19)$$

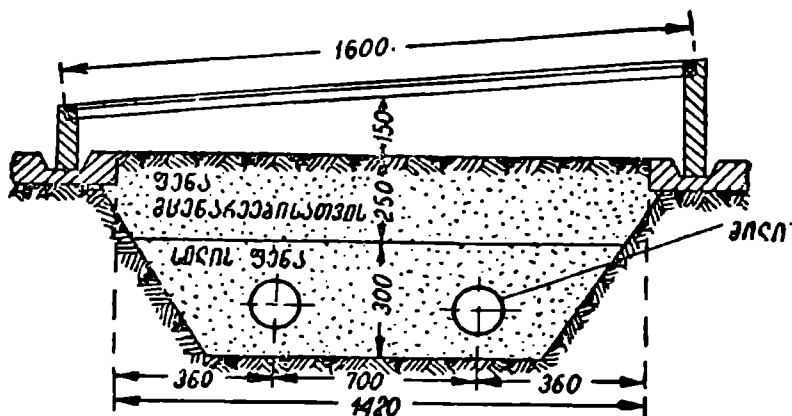
სადაც k არის თბოგადაცემის კოეფიციენტი;

t_1 — ჰაერის ტემპერატურა სათბურში ან კვალსათბურში;

$t_2 \text{ ა. ს.}$ — გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა.

გარკვეულ ინტერესს წარმოადგენს თბოგადაცემის პროცესის გაანგარიშება იმ შემთხვევისათვის, როდესაც კვალსათბურების გრუნტი უნდა შევათბოთ გრუნტში გარკვეულ სიმაღლეზე ჩაწყობილი მრგვალი კვეთის შემთბობ მილებში ცხელი წყლის ან წყლის ორთქლის მიწოდებით.

გრუნტის შეთბობისათვის ზედაპირიდან გარკვეულ სიღრმეზე აწყობენ კერამიკის, აზბესტ-ცემენტის ან ფოლადის მილებს. მილებში სითბოსმტარებლად იყენებენ როგორც ცხელ წყალს, ისე წყლის ორთქლს. q თბური ნაკადის სიდიდე, რომელიც გადაეცემა ერთი გრძივი მეტრი შემთბობი მილის მიერ (ნაკ. IV—6; გრუნტს, შეიძლება გაანგარიშებულ იქნეს შემდეგი ფორმულით:



ნაკ. IV—6. კვლსათბურის განივი კრილი.

$$q = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{გრ} (t_{გ.ს.} - t_{გ.ა.})}{2 \cdot \pi \frac{h}{b} + \pi \frac{b}{\pi \cdot d_{გ}}} \text{ კვალ/მ საათი } ^\circ C, \quad (IV-20)$$

სადაც $\lambda_{გრ}$ არის გრუნტის თბოგამტარობის კოეფიციენტი (იღებენ $\lambda_{გრ} = 1,25$);

$t_{გ.ს.}$ —ცხელი წყლის ან ორთქლის ნაკადის საშუალო ტემპერატურა;

$t_{გ.ა.}$ —გრუნტის ბუნებრივი საშუალო ტემპერატურა შემთბობი მილების ირგვლივ ზაფხულის პერიოდში;

h —გრუნტში მილების ჩაწყობის სიმაღლე მ-ით;

$d_{გ}$ —მილების გარე დიამეტრი მ-ით;

b —მანძილი მილების ღერძებს შორის მ-ით.

მილების ღერძებს ზემოთ გრუნტის ზედაპირის $t_{გ.ა.}$ ზე. მაქსიმალური ტემპერატურა შეიძლება გაანგარიშებულ იქნეს შემდეგი ფორმულით:

$$n_{\text{გ. ბე.}} = t_1 + \frac{q}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{გ}} h} \ln \left(1 + \frac{2}{h} \cdot \frac{\lambda_{\text{გ}}}{\alpha_1} \right) +$$

$$+ \frac{q}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{გ}} h} \ln \sqrt{1 + \frac{4 \cdot \lambda_{\text{გ}}}{\alpha_1} \left(\frac{h + \frac{\lambda_{\text{გ}}}{\alpha_1}}{h^2 + b^2} \right)}, \quad (\text{IV-21})$$

სადაც α_1 არის თბოგაცემის კოეფიციენტი გრუნტის ზედაპირიდან გარემომცველ ჰაერზე სითბოს გადაცემის დროს ($\alpha_1 = 10$), ხოლო t_1 — ჰაერის ტემპერატურა.

აღსანიშნავია, რომ ამ გასაანგარიშებელი ფორმულების შედგენისას გამამართლებელი დაშვებების შედეგად, ფორმულაში არ შედის მთელი რიგი ფაქტორებისა (გრუნტის ტენიანობა, გარე ჰაერის ტემპერატურის ცვალებადობა, მზის გამოსხივება და სხვ.), რომლებიც გავლენას ახდენენ თბოგადაცემის პროცესზე. ამიტომ აღნიშული ფორმულები მიღებული უნდა იქნეს, როგორც საორიენტაციო. შედარებით დამაკმაყოფილებელ შედეგებს იძლევიან ამ ფორმულებით გაანგარიშებანი სათბურებისა და კვალსათბურების შიგნით გრუნტის შეთბობისას, რადგან სათბურებსა და კვალსათბურებს შიგნით ჰაერის ტემპერატურა მიუხედავად გარე ჰაერის ტემპერატურის ცვალებადობისა მუდმივი უნდა იყოს.

მაგალითი 1. განვსაზღვროთ k თბოგადაცემის კოეფიციენტისა და q 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} აღვნიშნოთ. მივიღოთ, რომ $t_6^I = 90^\circ \text{C}$ და $t_6^{II} = 50^\circ \text{C}$. კედლის სისქე $\delta_3 = 10$ მმ. ფოლადის თბოგამტარობის კოეფიციენტი ($I-1$) ცხრილის თანახმად მივიღოთ $\lambda_3 = 50$. დავუშვათ, რომ $\alpha_1 = 2000$ კკალ/მ²საათი $^\circ\text{C}$ და $\alpha_2 = 1200$ კკალ/მ² საათი $^\circ\text{C}$.

k თბოგადაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა განისაზღვრება (IV-3) ფორმულით:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{2000} + \frac{0,010}{50} + \frac{1}{1200}} =$$

$$= 652,3 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი } ^\circ\text{C}.$$

თბური ნაკადის მნიშვნელობა განესაზღვროთ (IV—4) ფორმულის საშუალებით:

$$q = k (t_6^I - t_6^{II}) = 652,3 \cdot (90 - 50) = 26092 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი.}$$

მაგალითი 2. განესაზღვროთ (1) მაგალითის პირობისათვის k თბოგადაცემის კოეფიციენტისა და თბური ნაკადის მნიშვნელობა, თუ ფოლადის ბრტყელი კედლის ორივე მხარის ზედაპირზე დაკრულია მინადული სისქით 1 მმ. მინადულის თბოგამტარობის კოეფიციენტი (I—1) ცხრილის მიხედვით მივიღოთ $\lambda_3 = 0,5$ კკალ/მ საათი $^{\circ}\text{C}$.

k თბოგადაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა განესაზღვროთ შემდეგი ფორმულით:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{2000} + \frac{0,001}{0,5} + \frac{0,01}{50} + \frac{0,001}{0,5} + \frac{1}{1200}} =$$

$$= 180,8 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი } ^{\circ}\text{C}.$$

თბური ნაკადის სიდიდის მნიშვნელობა განესაზღვროთ ფორმულით:

$$q = k \cdot (t_6^I - t_6^{II}) = 180,8 (90 - 50) = 7232 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი.}$$

თუ შევადარებთ ერთიმეორეს თბური ნაკადის სიდიდის მნიშვნელობებს, რომლებიც მიღებული გვაქვს ფოლადის ბრტყელი კედლის ზედაპირზე მინადულის უთანაობისას და მინადულის არსებობისას, მაშინ შეგვიძლია გამოვიტანოთ დასკვნა, რომ მინადულის არსებობისას თბური ნაკადის სიდიდის მნიშვნელობა 3,6 ჯერ შემცირდა.

მაგალითი 3. ორთქლსადენის სიგრძე, რომელიც აერთებს დაქვებებს სამანქანო დარბაზთან არის $l = 80$ მეტრი. ორთქლსადენში მიედინება გადახურებული ორთქლი, რომლის ტემპერატურა $t_6^I = 300$ $^{\circ}\text{C}$. ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურა $t_6^{II} = 20$ $^{\circ}\text{C}$. ორთქლსადენი წარმოადგენს რკინის მილს, რომლის შიგა დიამეტრი $d_1 = 300$ მმ, ხოლო გარე დიამეტრი $d_2 = 320$ მმ. ატმოსფერულ ჰაერში სითბოს დანაკარგების შესამცირებლად ორთქლსა-

დენზე 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. თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა გადახურებულ ორთქლიდან მილის კედლის შიგა ზედაპირზე მივიღოთ $\alpha_1 = 500$ კკალ/მ² საათი °C, ხოლო მილის გარე ზედაპირიდან ჰაერზე სითბოს გადასვლისა მივიღოთ $\alpha_2 = 10$ კკალ/მ² საათი °C.

(I—1) ცხრილის მიხედვით მივიღოთ: თბოგამტარობის კოეფიციენტი რკინისათვის $\lambda_{\text{რკინისათვის}} = 40$, აზბესტისათვის $\lambda_{\text{აზბესტისათვის}} = 0,16$ და კორპისათვის $\lambda_{\text{კორპისათვის}} = 0,06$ კკალ/მ საათი °C. თბური ნაკადის სიდიდის მნიშვნელობა განისაზღვრება (IV—12) ფორმულის მიხედვით:

$$q = \frac{t_{\text{I}} - t_{\text{II}}}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot \pi \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot d_{\text{გ}} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{აზბესტისათვის}} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2}} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{კორპისათვის}} \cdot \ln \frac{d_4}{d_3}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \pi \cdot d_4}}$$

$$= \frac{300 - 20}{\frac{1}{500 \cdot \pi \cdot 14 \cdot 0,8} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 14 \cdot 40 \cdot \ln \frac{80}{14}} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0,16 \cdot \ln \frac{470}{80}} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0,06 \cdot \ln \frac{580}{470}} + \frac{1}{10 \cdot \pi \cdot 14 \cdot 60}}$$

$$= 364 \text{ კკალ/მ საათი.}$$

სითბოს საერთო დანაკარგი:

$$Q = q \cdot l = 364 \cdot 80 = 29120 \text{ კკალ/საათი.}$$

სითბოს გავრცელება თბოგადაცემა აპარატებში

1. ძირითადი დახულებანი

თბოგადაცემი აპარატები განკუთვნილია ერთ უფრო ცხელ არედან მეორე უფრო ცივ არეზე სითბოს გადაცემისათვის. მოქმედების პრინციპის მიხედვით თბოგადაცემი აპარატები იყოფა რეკუპერაციულ, რეგენერაციულ და შემრევ 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 არეზე რეგენერაციულ აპარატებს მიეკუთვნებიან ჰაერშემთბობები და სხვ.

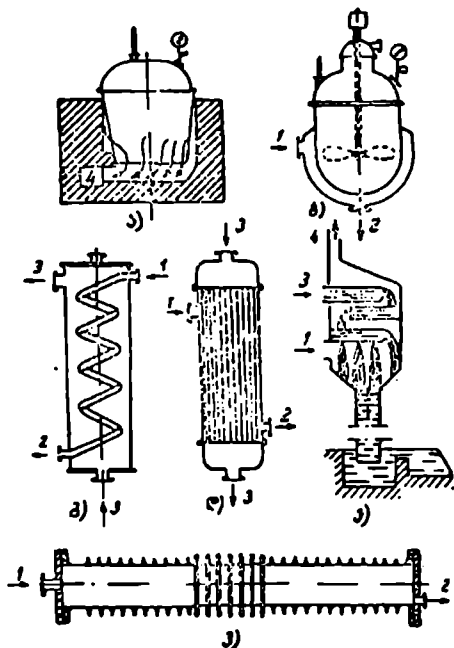
შემრევ აპარატებში ადგილი აქვს ცხელი და ცივი არეების უშუალო შერევას. როგორც ამას ადგილი აქვს ინჟექციურ და მრავალქავლიან ექვტორულ კონდენსატორებში და სხვ.

თბოგადაცემი აპარატების კონსტრუქციული ფორმები სახალხო მეურნეობის სხვადასხვა დარგის ტექნოლოგიის განვითარებასთან ერთად უმჯობესდებოდა და იცვლებოდა. ნაკ. V—1-ზე მოცემულია თბოგადაცემი აპარატების განვითარების სქემა.

ნაკ. (V—1)-ზე მიღებულია შემდეგი ძალნიშვნები: 1—ორთქლის მიწოდება; 2—კონდენსატის განრინება; 3—სითბის (წყლის და სხვ.) მიწოდება და განრინება; 4—კვამლის (საცეცხლე) აირების განრინება.

საწარმოო პროცესებისდა მიხედვით თბოგადაცემებში იყენებენ სხვადასხვა სახის თბომტარებლებს. თბოგადაცემ აპარატებში უმეტესად იყენებენ კვამლის აირებს, ცხელ წყალს, წყლის ტენიან გაყენთილ და გადახურებულ ორთქლს. თბოგადაცემის მუშაობასა

და თბურ გაანგარიშებაზე დიდ გავლენას ახდენს მისი ხურების ზედაპირის გასწვრივ სითხეთა ან აირთა მოძრაობის მიმართულება და სასიათი. თბოგადამცემ აპარატებში სითხეთა (ან აირთა) მოძ-



ნაკ. V-1. თბოგადამცემი აპარატების განვითარების სქემა.

- ა—სახარში ქვაბი; ბ—ორბჯლის პერანგიანი ავტოკლავი სარეველათი;
 გ—კლანკილაშილიანი თბოგადაცემი; დ—თბოგადაცემი სწორი მილებით;
 ე—შემრევი კონფენსატორი; ე—ნიბოუხიანი თუვის მილი

რაობის სქემები მოცემულია ნაკ. (V-2)-ზე, სადაც მიღებულია შემდეგი აღნიშვნები: ა—ერთმხრივი დინება; ბ—შემხველრი დინება; გ—ჯვარედინი დინება; დ—ერთდროულად განხორციელებული ერთმხრივი და შემხველრი დინება; ე, ვ, და ზ—მრავალჯვარედი დინება.

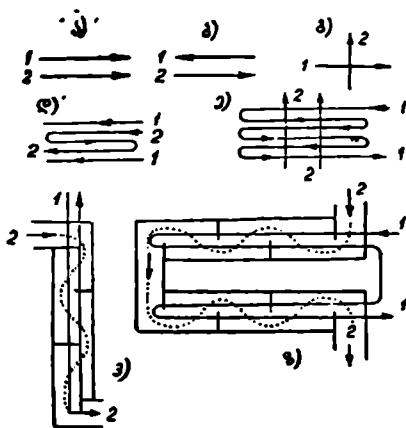
თბოგადამცემი აპარატების გაანგარიშების მიზანს წარმოადგენს მათი F ხურების ზედაპირის ფართობის განსაზღვრა. როდესაც თბოგადამცემი აპარატის ხურების ზედაპირის ფართობი ცნობილია, მაშინ გაანგარიშების მიზანს წარმოადგენს მუშა არეების საბოლოო ტემპერატურების განსაზღვრა.

თბოგადამცემი აპარატების თბოგაანგარიშების ძირითად ფორმულებს წარმოადგენენ:

თბოგადაცემის ფორმულა

$$Q = k \cdot (t_1 - t_2) \cdot F \text{ კკალ/საათი, .} \quad (V-1)$$

- სადაც t_1 და t_2 არის ცხელი და ცივი არეების ტემპერატურები;
 F მ²—თბოგადამცემი აპარატის ხურების ზედაპირის ფართობი;
 k კკალ/მ² საათი °C—თბოგადამცემის კოეფიციენტი;



ნაკ. V-2. სითხეთა (ან აირთა) მოძრაობის სქემები თბოგადამცემ აპარატებში.

თბური ბალანსის განტოლება

$$Q = w_1 \cdot f_1 \cdot \gamma_1 \cdot c_{p1} (t_1' - t_1'') = w_2 \cdot f_2 \cdot \gamma_2 \cdot c_{p2} (t_2'' - t_2'), \text{ .} \quad (V-2)$$

- 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/საათი;
 γ_1 და γ_2 —ცხელი და ცივი არეების ხვედრითი წონეები კგ/მ³;
 c_{p1} და c_{p2} —ცხელი და ცივი არეების თბოტევადობები კკალ/კგ °C.

როგორც (V—1) და (V—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.

საჭიროა წარმოდგენა ვიქონიოთ თბოგადამცემ აპარატებში მუშა არეების W წყლის ეკვივალენტზე. თბომცვლელ აპარატში მუშა არეს წყლის ეკვივალენტის W ტერმინით მხედველობაში გვაქვს წყლის ის რაოდენობა, რომელიც თავის თბოშემცველობით განხილული არეს თბოშემცველობის ეკვივალენტურია.

რომელიმე მუშა არეს წყლის ეკვივალენტისათვის შეიძლება დაიწეროს ზოგადი სახის განტოლებები:

$$\left. \begin{aligned} W &= w \cdot f \cdot \gamma \cdot c \text{ კკალ/საათი } ^\circ C, \\ W &= V \cdot \gamma \cdot c \text{ კკალ/საათი } ^\circ C, \\ W &= G \cdot c \text{ კკალ/საათი } ^\circ C. \end{aligned} \right\} \quad (V-3)$$

უკანასკნელ განტოლებებში:

V მ³/საათი არის ერთ საათში გამავალი მუშა არეს მოცულობა;
 G კგ/საათი—ერთ საათში გამავალი მუშა არეს წონა.

თუ თბური ბალანსის (V—2) განტოლებაში შევიტანთ წყლის ეკვივალენტის W -ს მნიშვნელობას (V—3) განტოლებიდან, მაშინ მივიღებთ:

$$W_1 \cdot (t_1' - t_1'') = W_2 \cdot (t_2'' - t_2')$$

უკანასკნელ ტოლობიდან:

$$\frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{W_2}{W_1} \quad (V-4)$$

(V—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 (V—4) განტოლება შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$\frac{dI_1}{dt_2} = \frac{W_2}{W_1}, \quad . (V-5)$$

სადაც dI_1 და dI_2 არიან თბოგადამცემ აპარატში მუშა არეების ტემპერატურათა ცვლილებანი ხურების ზედაპირის dF ელემენტზე.

თბოგადამცემი აპარატების თბური გაანგარიშებისათვის საჭირო ძირითად დებულებათა ჩამოყალიბების შემდეგ გადავიდეთ (V-4) განტოლებაში შემავალ ცხელ და ცივ არეების ($t_1' - t_1''$) და ($t_2'' - t_2'$) ტემპერატურათა სხვაობების დაწვრილებით შესწავლაზე.

2. გემპერატურული დანევა (სხვაობა)

ზემოთ თბოგადაცემის საკითხების განხილვისა და საანგარიშო ფორმულების გამოყვანის დროს დაშვებული იყო, რომ თბოგადამცემი აპარატის F ხურების ზედაპირის ყოველ წერტილში მუშა არეთა ტემპერატურა უცვლელი იყო. რეალურ პირობებში ეს პირობა დაცულია მხოლოდ სითხის დუდილისა და ორთქლის კონდენსირების დროს. სხვა შემთხვევებისათვის 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 თბოგადაცემის განტოლება $Q = k \cdot (t_1 - t_2) \cdot F$, შეიძლება გამოვიყენოთ მხოლოდ დიფერენციალური ფორმით თბოგადამცემი აპარატის ხურების ზედაპირის dF ელემენტისათვის, სახელდობრ:

$$dQ = k \cdot \Delta t \cdot dF \text{ კკალ/საათი.}$$

თბოგადამცემი აპარატის მთელი ხურების F ზედაპირის საშუალებით გადაცემული სითბოს რაოდენობა იქნება:

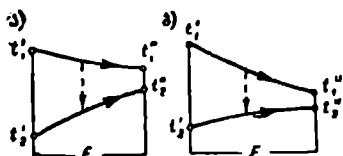
$$Q = \int_0^F k \cdot \Delta t \cdot dF = k \cdot \Delta t_m \cdot F \text{ კკალ/საათი,} \quad . (V-6)$$

სადაც Δt_m °C არის ტემპერატურული დაწვევის საშუალო მნიშვნელობა F ხურების მთელი ზედაპირისათვის.

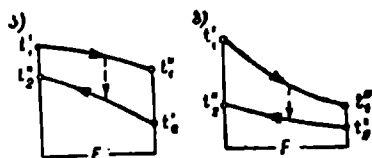
საშუალო ტემპერატურული დაწვევის (სხვაობის) სიდიდე დამოკიდებულია ცივი და ცხელი არეების მოძრაობის სქემაზე. აღნიშნულის გარდა ტემპერატურათა განაწილება აგრეთვე დამოკიდე-

ბულია იმაზე W_1 წყლის ეკვივალენტი მეტია თუ ნაკლები W_2 წყლის ეკვივალენტზე; ამასთან დაკავშირებით თბოგადამცემ აპარატებისათვის ხურების ზედაპირის გასწვრივ ვიხილავთ ტემპერატურათა ცვლილებების ოთხ წყვილ მრუდს, რომლებიც ნაკ. V—3-ზე და V—4-ზეა წარმოდგენილი.

ნაკ. V—3 ა და ბ-ზე მოცემულია პირდაპირი დინებისათვის თბოგადამცემის ხურების ზედაპირის გასწვრივ ტემპერატურათა ცვლილების მრუდები.



ნაკ. V—3. ტემპერატურული მრუდები პირდაპირი დინებისათვის.



ნაკ. V—4. ტემპერატურული მრუდები მოპირდაპირე დინებისათვის.

პირდაპირი დინებისათვის საშუალო ლოგარითმული ტემპერატურული დაწნევა განისაზღვრება ფორმულით:

$$\Delta t_m = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{\ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''}}. \quad (V-7)$$

ნაკ. V—4 ა და ბ-ზე მოცემულია მოპირდაპირე დინებისათვის თბოგადამცემის ხურების ზედაპირის გასწვრივ ტემპერატურათა ცვლილების მრუდები.

მოპირდაპირე დინებისათვის საშუალო ლოგარითმული ტემპერატურული დაწნევა განისაზღვრება ფორმულით:

$$\Delta t_m = \frac{(t_1'' - t_2') - (t_1' - t_2'')}{\ln \frac{t_1'' - t_2'}{t_1' - t_2''}} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}}. \quad (V-8)$$

როდესაც ცნობილი იქნება საშუალო ლოგარითმული ტემპერატურული სხვაობა Δt_m , მაშინ თბოგადამცემი აპარატის ხურების ზედაპირის ფართობი გაიანგარიშება ფორმულით:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_m} \text{ მ}^2. \quad (V-9)$$

3. რაქუპარასიული (ზელაქირული) თბოგადაცემა აპარატის შემოქმედული თბური გაანგარიშება

თბოგადაცემა აპარატების თბური გაანგარიშებისას პრაქტიკაში გვხვდება ორი შემთხვევა:

1. როდესაც მოცემულია აპარატის თბომწარმოებლობა, თბომტარებლები თავისი საწყისი და საბოლოო პარამეტრებით და საჭიროა განისაზღვროს ხურების ზედაპირის \mathcal{F} ფართობი და აპარატის კონსტრუქციული ზომები.

2. როდესაც მოცემულია თბოგადაცემი, აპარატის კონსტრუქცია და მისი ზომები, თბომტარებლები და მათი საწყისი პარამეტრები და საჭიროა განისაზღვროს თბომტარებლების საბოლოო პარამეტრები და აპარატის თბომწარმოებლობა. ამის შესაბამისად თბური გაანგარიშების ორ შემთხვევას ეწოდება კონსტრუქციული და შესამოწმებელი. წინამდებარე სახელმძღვანელოში განხილული იქნება მხოლოდ კონსტრუქციული თბური გაანგარიშება.

თბოგადაცემა აპარატების ჰიდრაულიკური და მექანიკური გაანგარიშებანი მოყვანილია სპეციალურ სახელმძღვანელოებში. ამასთან ერთად აღვნიშნავთ, რომ 0,7 ატკ-ზე მეტი წნევის ქვეშ მომუშავე თბოგადაცემი აპარატების კონსტრუქციული შესრულება უნდა შესაბამებოდეს ქვაბთზედამხედველობის მიერ დადგენილ წესებს.

თბოგადაცემა ზედაპირული აპარატის კონსტრუქციული გაანგარიშება

განვიხილოთ შემთხვევა, როდესაც თბოგადაცემ აპარატში არ იცვლება თბომტარებლების აგრეგატული მდგომარეობა თბოგადაცემის პროცესის დროს. ასეთ შემთხვევაში თბოგადაცემა აპარატისათვის შეიძლება დაიწეროს თბური ბალანსის განტოლება შემდეგი სახით:

$$Q = G_1 \cdot c_1 \cdot (t_1' - t_1'') \cdot \tau_{\text{განგ.}} = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_2'' - t_2') \quad \text{კკალ/საათი.} \quad (V-10)$$

უკანასკნელ განტოლებაში:

G_1 და G_2 არის ცხელი და ცივი თბომტარებლების საათური ხარჯი, კგ/საათი;

c_1 და c_2 —თბომტარებლების საშუალო თბოტევადობები მუდმივი წნევის დროს, კკალ/კგ °C;

t_1', t_1'' და t_2' და t_2'' —თბომტარებლების საწყისი და საბოლოო ტემპერატურები, °C;

$\eta_{\text{გაგა}}$ —კოეფიციენტი, რომელიც აღრიცხავს თბოგადამცემი აპარატის მიერ სითბოს დანაკარგს გარემოში.

თბოგადამცემ აპარატში ცხელი და ცივი თბომტარებლების ხარჯი შეიძლება განისაზღვროს (V—10) განტოლებიდან:

ცხელი თბომტარებლის საათური ხარჯი

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 \cdot (t_1' - t_1'') \cdot \eta_{\text{გაგა}}} \text{ კგ/საათი,} \quad . (V-11)$$

ცივი თბომტარებლის საათური ხარჯი

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 \cdot (t_2'' - t_2')} \text{ კგ/საათი.} \quad . (V-12)$$

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/საათი არის ერთი საათის განმავლობაში ცხელი თბომტარებლიდან ცივ თბომტარებელზე გადაცემული სითბოს რაოდენობა;

k კკალ/მ² საათი °C— თბოგადამცემის კოეფიციენტი;

Δt —თბომტარებლებს შორის საშუალო ტემპერატურული სხვაობა, °C.

სწორმილებიანი თბოგადამცემი აპარატისათვის (ნაკ. V—1) შეიძლება დაიწეროს ტოლობა:

$$F = \pi \cdot d_{\text{გაგა}} \cdot h \cdot n \cdot z \text{ მ}^2, \quad . (V-13)$$

სადაც $d_{\text{გაგა}}$ არის მილების საშუალო დიამეტრი მ-ით;

h —მილების სიგრძე მ-ით;

n —მილთა რაოდენობა;

z —საერთოდ სვლათა რაოდენობა, რომელიც კონკრეტულ შემთხვევაში შეიძლება უდრიდეს ერთს.

ფირფიტებიანი თბოგადამცემი აპარატებისათვის, როგორცაა ფირფიტებიანი ჰაერშემთბობი (ნაკ. V—5), შეიძლება დაიწეროს ტოლობა

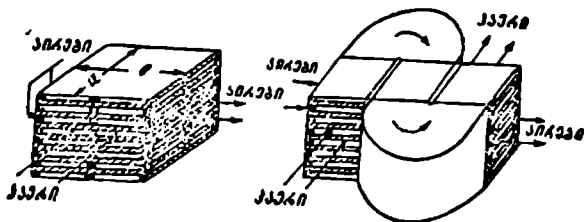
$$F = a \cdot b \cdot n, \quad . (V-14)$$

სადაც F მ² არის თბოგადამცემის ყველა ფირფიტის ფართობი ერთი მხრით;

a —ფირფიტების სიგრძე (მ);

b —ფირფიტების სიგანე (მ);

n —ფირფიტების რაოდენობა.



ნაკ. V—5. ფირფიტებიანი ჰაერშემთბობის პრინციპული სქემა.

(V—9) ფორმულიდან ჩანს, რომ თბოგადამცემი აპარატის F ხურების ზედაპირის ფართობის გაანგარიშებისას, წინასწარ გამოთვლილი უნდა იქნეს k თბოგადამცემის კოეფიციენტის და ცხელ და ცივ არეთა შორის Δt საშუალო ტემპერატურული სხვაობის მნიშვნელობა.

k თბოგადამცემის კოეფიციენტის სიდიდის გასაანგარიშებელ ფორმულაში შემავალ α_1 და α_2 თბოგადამცემის კოეფიციენტების გამოსათვლელად შერჩეული უნდა იქნეს თბომტარებლების w მ/წმ სიჩქარეები, უმეტეს შემთხვევებში თბოგადამცემ აპარატებში თბომტარებლის მოძრაობა ხორციელდება ტუნზობებით და ვენტილატორებით. ჩვეულებრივად სითხის მოძრაობის სიჩქარეს მილებში იღებენ ზღვრებში 0,5—3 მ/წმ, ხოლო აირების მოძრაობის სიჩქარეს 5—12 მ/წმ.

განისაზღვრება რა სწორმილებიანი თბოგადამცემი აპარატისათვის თბომტარებლის საათური ხარჯი G კგ/საათი და მისი მოძრაობის სიჩქარე w მ/წმ, მილების d_1 შიგა დიამეტრის შერჩევის შემდეგ გაინგარიშება მილთა საჭირო რაოდენობა:

$$n = \frac{G}{900 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot w \cdot \gamma}, \quad (V-15)$$

სადაც γ არის ამ თბომტარებლის ხვედრითი წონა კგ/მ³;

d_1 —მილის შიგა დიამეტრი (მ).

ამის შემდეგ საჭიროა მილების გაადგილება თბოგადამცემი აპარატის კვეთში. მილების ცხაფას ზომები ისაზღვრება შემდეგი მოსაზრებებიდან: მილების კედლების სისქე ჩვეულებრივ იღება

$\delta = 0,5 \div 2,5$ მმ. მიღების ($d_1 = d_{2იგა}$) შიგა დიამეტრი, რათა არ გაძნელდეს მათი შიგნიდან გაწმენდა მინადულისაგან, არ უნდა იქნეს ალებული 12 მმ-ზე ნაკლები, ხოლო გარე დიამეტრი რეკომენდებული არაა ალებულ იქნეს 38 \div 57 მმ-ზე მეტი.

4. რეგენერაციული აპარატის შემოკლებული თბური გაანგარიშება

რეგენერაციულ თბოგადამცემ აპარატებში ერთი და იგივე მყარი ზედაპირი (აკუმულაციური ზედაპირი—წყობური) პერიოდულად განიცდის ცხელ და ცივ არეთა გარშემომდინარეობას—შეხებას. აღნიშნულიდან გამომდინარეობს, რომ ასეთ აპარატებში სითბოს გადაცემის პროცესი არასტაციონარულია. პირველ პერიოდში ცხელი არე სითბოს გადასცემს სააკუმულაციო ზედაპირს—წყობურს, ხოლო მეორე პერიოდში ეს უკანასკნელი სითბოს გადაცემს ცივ არეს.

რეგენერაციულ თბოგადამცემში ცხელ არედან ცივ არეზე სითბოს გადაცემა ხორციელდება 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:

$$Q_0 = k_0 \cdot \Delta t \cdot F, \quad (V-16)$$

სადაც Q_0 კკალ/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—საკუმულაციო წყობურის ზედაპირის ფართობი;

k_u — განსახილველი ციკლისათვის თბოგადაცემის კოეფიციენტი, რომლის მნიშვნელობა ისაზღვრება ტოლობით:

$$k_u = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot \tau_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \tau_2}} \cdot z \text{ კკალ/მ}^2 \text{ ციკლი } ^\circ\text{C}, \quad (V-17)$$

სადაც α_1 არის თბოგაცემის ჯამური კოეფიციენტი ცხელი არეს საშუალებით სააკუმულაციო წყობურის გაცხელებისას (ითვალისწინებს აირების თბურ გამოსხივებას);

α_2 — თბოგაცემის კოეფიციენტი, ცივ არეს საშუალებით სააკუმულაციო წყობურის გაცივებისას;

τ_1 და τ_2 — წყობურის გაცხელებისა და გაცივების პერიოდების ხანგრძლიობა;

z — შესწორების კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს რეგენერაციულ თბოგადამცემში თბოგადაცემის განსხვავებას რეკუპერაციულ თბოგადამცემისაგან.

თუ დაცული იქნება პირობა $\tau_1 = \tau_2$ და შესწორების კოეფიციენტი $z = 1$, საქმე გვექნება იდეალურ რეგენერაციულ თბოგადამცემთან. რეალური რეგენერაციული თბოგადამცემისათვის შესწორების კოეფიციენტის მნიშვნელობას იღებენ $z = 0,8$. როდესაც რეგენერატორებში სააკუმულაციო წყობურად გამოყენებულია შამოტის ან სილიკატის აგური, მათი წყობა თბოგადამცემში სხვადასხვაგვარია. ზოგჯერ აგურებს აწყობენ ისე, რომ იქმნება მალიანი სწორხაზოვანი სადენები (კაუპერის სააკუმულაციო წყობური), სხვა შემთხვევაში ანხორციელებენ შუალედებიან კორიდორულ სადენებს (სიმენსის სააკუმულაციო მარტივი წყობური).

პრაქტიკული გაანგარიშებისას რეგენერაციულ თბოგადამცემებში k_u თბოგადაცემის კოეფიციენტი ისაზღვრება ტოლობით:

$$k_u = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot \tau_1} + \frac{2}{\delta \cdot \gamma \cdot c \cdot \eta_a \cdot \varphi} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \tau_2}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ ციკლი } ^\circ\text{C}, \quad (V-18)$$

სადაც δ არის რეგენერაციული თბოგადამცემის სააკუმულაციო წყობურის სისქე მ-ობით, ფორმულაში შეტანილია

სიდიდე $\frac{\delta}{2}$;

γ კგ/მ³ — რეგენერატორის სააკუმულაციო წყობურის ხვედრითი წონა;

c კკალ/კგ გრად — სააკუმულაციო წყობურის თბოტევადობა;

φ — კოეფიციენტი, რომლის მნიშვნელობა იცვლება ზღვრებაში 2,2 ÷ 2,5;

τ_{15} — სითბოს აკუმულაციის კოეფიციენტი, რომლის მნიშვნელობა აგურის სააკუმულაციო წყობურისათვის იღება $0,5 \div 0,8$, ხოლო რკინის წყობურისათვის ერთს უახლოვდება.

გრებერის მიერ ჩატარებული თეორიული გამოკვლევების საფუძველზე გამოიკვავა, რომ სითბოს აკუმულაციის კოეფიციენტი τ_{15} დამოკიდებულია ფურიეს კრიტერიუმის მნიშვნელობაზე

$$F_0 = \frac{4 \cdot a \cdot \tau_1}{\delta^2},$$

სადაც $a = \frac{\lambda}{c \cdot \gamma}$ მ²/საათი არის ტემპერატურის გამტარობის კოეფიციენტი;

τ_1 — წყობურის გაცხელების პერიოდი საათობით;

δ — წყობურის ე. ი. აგურის სისქე მეტრობით.

(V—1) ცხრილში მოცემულია τ_{15} სითბოს აკუმულაციის კოეფიციენტის მნიშვნელობები ფურიეს კრიტერიუმის სიდიდეზე დამოკიდებულებით.

ცხრილი (V—1)

$F_0 = \frac{4 \cdot a \cdot \tau_1}{\delta^2}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0
τ_{15}	0,18	0,25	0,31	0,37	0,42	0,54	0,64	0,78	0,86	0,9

თბოგადამცემის სიმენსის წყობურაში წვის აიროვანი ნაწარმისა და ჰაერის მოძრაობის შემთხვევისათვის α_3 თბოგადამცემის კოეფიციენტი შეიძლება განისაზღვროს შემდეგი ფორმულით:

$$\alpha_3 = k \frac{w_0^{0,8}}{d^{0,33}}, \quad (V—19)$$

სადაც k არის კოეფიციენტი, რომლის მნიშვნელობა იღება წყობურის განლაგების წესის მიხედვით, მაგალითად, სიმენსის წყობურისთვის იღებენ $k = 7,5$;

w_0 — აირის ან ჰაერის სიჩქარე ნორმალურ პირობებისათვის ($0^\circ C$ და 760 მმ ვერცხ. წყ. სვ.);

d — აირსადენის დიამეტრი მ-ობით.

თბოგადამცემის რეგენერაციული პრინციპი გამოყენებულია იუნგსტრემის ჰაერშემთბობში (ნაკ. V—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 ბრუნთა რიცხვი საერთოდ მცირეა და ჩვეულებრივ იღება $3 \div 4$ ბრ/წუთი.

წყობურის რკინის ფურცლების სისქე იღება $\delta = 0.5 \div 1$ მმ.

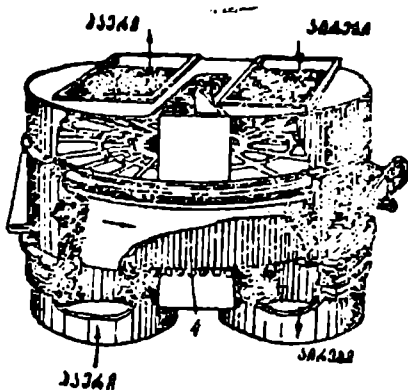
α თბოგაცემის კოეფიციენტის განსასაზღვრად შეიძლება გამოვიყენოთ იუნგსტრემის ფორმის მიერ რეკომენდებული ფორმულა:

$$\alpha = 6,13 \cdot \omega^{0,78} \div 4,6 e^{-0,18\omega} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი, } (\text{V}-20)$$

სადაც ω მ/წმ არის კვამლის აირების სიჩქარე;

e — ნატურალური ლოგარიტმის ფუნქცია.

არსებულ როგორც რეკუპერაციულ, ისე რეგენერაციულ ჰაერშემთბობების ანალიზმა გვიჩვენა, რომ ყველაზე უფრო კომპაქტური არის იუნგსტრემის ჰაერშემთბობი, მაგრამ მისი თბური მახასიათებლები დაბალია, ხოლო k თბოგადაცემის კოეფიციენტი არ აღემატება $8 \div 12$ კკალ/მ² საათი °C. ამის გამო მცირე გაბარიტიანი და მალალი თბოგადაცემის კოეფიციენტის მქონე ჰაერშემთბობის შექმნა წარმოადგენს საბჭოთა



ნაკ. V-6. იუნგსტრემის რეგენერაციული ჰაერშემთბობის სქემა.

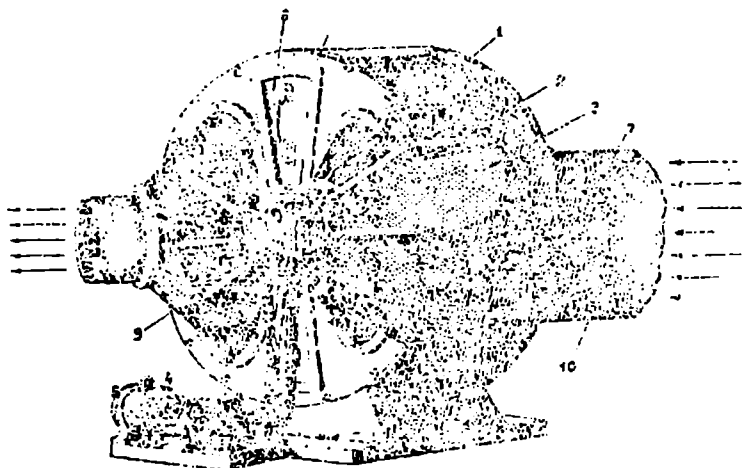
კონსტრუქტორების უაბლოგს ამოცანას. ამ მხრივ აღსანიშნავია დოკ. ნ. ე. ნინუას მიერ შექმნილი რეგენერაციული ჰაერშემთბობი მბრუნავი ბურთულეებიანი სააკუმულაციო წყობურით (ნაკ. V-7).

დოკ. ნინუას მიერ, თბოგადაცემის ინტენსივობის გადიდების მიზნით, გოფირებული ფირფიტების ნაცვლად მუშა ზედაპირად გამოყენებულ იქნა ლითონის ბურთულეების წყობური. რეგენერაციული ჰაერშემთბობის მბრუნავ როტორს აქვს 12 სექტორი, თითოეულ სექტორში ჩადგმულია ორ-ორი კასეტი, კასეტებში კი მოთავსებულია $d = 3 \div 10$ მმ დიამეტრის ლითონის ბურთულეები; ბურთულეების ასეთი მცირე დიამეტრებით მიღწეულია სააკუმულაციო წყობურის მოცულობის ერთეულში დიდი ხურების. ფართობის მიღება

150 :- 500 მ²/მ³. ასეთი ჰაერშემთბობის განზოგადოებულ თბოგადაცემის გასანგარიშებელ ფორმულას აქვს შემდეგი სახე:

$$Nu = 0,075 \cdot Re \left(\frac{h}{d_m} \right)^{0,68} H_p^{-0,25} Pr^{0,33}, \quad (V-21)$$

სადაც h არის ბურთულების წყობურის სიმაღლე მეტრობით;
 d_m — ბურთულების დიამეტრი მეტრობით;
 H_p — ჰომოქოლობის კრიტერიუმი;
 Pr — პრანდტლის კრიტერიუმი.



ნაქ. V—7. რეგენერაციული ჰაერშემთბობი მბრუნავი ბურთულებიანი აკუმულაციური წყობურით.

დოქ. ნ. ე. ნინუას მონაცემებით აღნიშნული რეგენერაციული ჰაერშემთბობის ბურთულებიანი მბრუნავი სააკუმულაციო წყობურის a თბოგადაცემის კოეფიციენტი 200 :- 1000 კკალ/მ² საათი °C ზღვრებში იცვლება, ხოლო თბოგადაცემის კოეფიციენტი — $k = 40 :- 50$ კკალ/მ² საათი °C.

5. შებენი თბოგადაცემა აპარატის შემოკლებული თბური განგარევა

შემრეე თბოგადამცემ აპარატებში აღგილი აქვს ცხელი და ცივი არეების უშუალოდ შერევის და მათ შორის თბოგადაცემა ხორციელდება სითბოს გადამცემი კედლის გარეშე.

კონსტრუქციული ნიშნების მიხედვით იხილავენ შემრევ თბო-
გადამცემი აპარატების შემდეგ სახეებს:

1. ფრქვევანიანი კამერები, რომლებშიაც აირის ან ჰაერის მა-
საში წყლის შესხურება ფრქვევანებით ხდება.

2. სააკუმულაციო წყობურიანი კამერები, რომლებშიაც აირის
ან ჰაერის და წყლის შეაება ხდება სააკუმულაციო წყობურის დასვე-
ლებულ ზედაპირზე (საკუმულაციო წყობური შეიძლება შედგებოდეს
რაშიგის რგოლებისაგან, კოქსის ნატეხებისაგან, ბის ფიცრებისა
და ლარტყებისაგან და სხვ., რომელთა საშუალებით უზრუნველ-
ყოფილია მათ ზედაპირზე წარმოშობილი სითბის აფსკით სითბოს
გავრცელება).

3. კასკადური შემრევი თბომცვლელი აპარატი, რომელშიაც
გასაცივებელი წყალი ზემოდან თანდათან გადმოდინდება ერთ
თაროდან მეორეზე და ა. შ.

4. ქველური შემრევი აპარატები, რომლებშიაც ადგილი აქვს
წყლის გათბობას ინტექციურებული ან ეფექციურებული ორ-
თქლით.

5. აფსკოვანი შემრევი აპარატები, რომლებშიაც წყალი ურთი-
ერთმოქმედებაშია აირთან ან ორთქლთან და კედელზე ჩადინდება
აფსკის სახით.

მრეწველობაში გამოყენებულ თბოგადამცემ აპარატებს, რომ-
ლებშიაც ადგილი აქვს სითბისა და აიროვან ნივთიერებათა ურთი-
ერთმოქმედებას, უწოდებენ სკრუბერებს, ხოლო თბოძალოვანი და-
ნადგარების შემთხვევაში—საშხეფურებს.

სკრუბერების გარდა მრეწველობაში იყენებენ ორთქლითა და
წყლით შემთბობებს და შემრევ კონდენსატორებს.

შემრევი აპარატების თბოგადაცემის ზედაპირის ფართობის
განსაზღვრის სირთულის გამო ზოგიერთ შემთხვევაში იყენებენ
 k_{Σ} მოცულობითი თბოგადაცემის კოეფიციენტის ცნებას. ასეთ
შემთხვევაში თბოგადაცემის განტოლება იღებს სახეს:

$$Q = k_{\Sigma} \cdot V \cdot \Delta t, \quad (V-20)$$

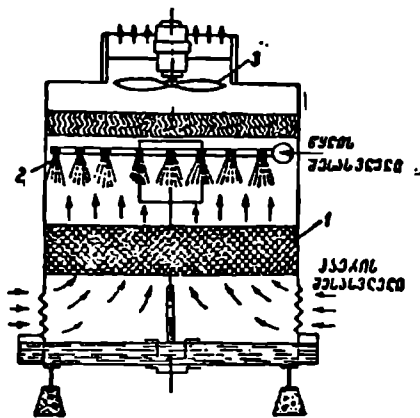
სადაც k_{Σ} კვლ/მ² საათი °C არის აპარატის 1 მ³ აქტიური მო-
ცულობის მოცულობითი თბოგადაცემის კოეფიციენტი;
 V მ³—შემრევი კამერის სასარგებლო ანუ აქტიური მოცუ-
ლობა;

Δt °C—ცხელ და ცივ არეების ტემპერატურათა საშუალო
სხვაობა.

ზუსტ გაანგარიშებათა შემთხვევაში თბოგადაცემის გაანგა-

რიშება უმჯობესია ჩატარდეს α თბოგაცემის კოეფიციენტის გამოთვლის საშუალებით.

სააკუმულაციო წყობურიანი. შემრევი თბოგადამცემის — სკრუბერის სქემა ჰაერის იძულებითი მოძრაობით ნაჩვენებია ნაკ. (V—8)-ზე.



ნაკ. V—8. სააკუმულაციო წყობურიანი შემრევი თბოგადამცემი—სკრუბერი ჰაერის იძულებითი მოძრაობით.

ასეთი კონსტრუქციის თბოგადამცემში—სკრუბერში k თბოგადამცემის კოეფიციენტის გასაანგარიშებლად შეიძლება გამოყენებულ იქნეს ნ. მ. ეავორონკოვისა და ნ. ე. ფურმერის ფორმულა:

$$K_i = 0,01 \cdot Re_{აირ}^{0,7} \cdot Re_{სითხ}^{0,7} \cdot Pr_{აირ}^{0,33} \quad . (V-23)$$

სადაც $K_i = \frac{k \cdot d_{ავ}}{\lambda_{აირ}}$ არის კირპიჩევის კრიტერიუმი, რომელიც ასა-

სიათებს აირსა და სითხეს შორის სითბოსა და მასის ცვლას;

k კკალ/მ² საათი გრად.—თბოგადამცემის კოეფიციენტი;

$$d_{ავ} = \frac{4 \cdot V_{თავისუფ}}{S} \text{ — სააკუმულაციო წყობურის ეკვივალენტი}$$

ტური დიამეტრი, სადაც $V_{თავისუფ}$ მ³/მ³ — არის სააკუმულაციო წყობურის თავისუფალი მოცულობა;

$S \text{ მ}^2/\text{მ}^2$ —სააკუმულაციო წყობურის ერთეული მოცულობის ზედაპირის ფართობი;

$$Re_{\text{აირ}} = \frac{d \cdot \omega_{\text{აირ}}}{\nu_{\text{აირ}} \cdot \delta} \text{ — რეინოლდსის კრიტერიუმი, აირებისათვის;}$$

$\omega_0 \text{ მ/წმ}$ —აირის საშუალო ოპტიმალური სიჩქარე წყობურის წინ სკრუბერის თავისუფალ განივკვეთში;

$\nu_{\text{აირ}} \text{ მ}^2/\text{წმ}$ —აირის კინემატიკური სიბლანტე მისი საშუალო ტემპერატურის დროს;

$$Re_{\text{სითხე}} = \frac{H_w \cdot d_{\text{კავ}}}{3600 \cdot \nu_{\text{სითხე}}} \text{ — რეინოლდსის კრიტერიუმი სითხისათვის,}$$

სადაც $H_w \text{ მ}^3/\text{მ}^2$ საათი—წვეთების ვარდნის ინტენსივობა;

$\nu_{\text{სითხე}} \text{ მ}^2/\text{წმ}$ —სითხის (წყლის) კინემატიკური სიბლანტე მისი საშუალო ტემპერატურის დროს;

$$Pr_{\text{აირ}} = \frac{\gamma_{\text{აირ}}}{\alpha_{\text{აირ}}} \text{ — პრანდტლის კრიტერიუმი აირებისათვის.}$$

მაგალითი: წყლის გლუმეზებიან ეკონომიზერში $G = 10000 \text{ კგ/საათი}$ წყალი $t_2' = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ -დან $t_2'' = 140 \text{ }^\circ\text{C}$ -მდე ცხელდება. მასთან კვამლის აირების ტემპერატურა $t_1' = 350 \text{ }^\circ\text{C}$ -დან $t_1'' = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ -მდე ეცემა. განვსაზღვროთ წყლის ეკონომიზერის ბურების ზედაპირის ფართობი როგორც პირდაპირი, ისე მოპირდაპირე დინებისათვის. k თბოგადაცემის კოეფიციენტის სიდიდეს წყლის ეკონომიზერისთვის ვიღებთ $k = 14 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი }^\circ\text{C}$. სითბოს საერთო რაოდენობა, რომელსაც მიიღებს $G \text{ კგ}$ წყალი ეკონომიზერში ერთი საათის განმავლობაში იქნება:

$$Q = G \cdot c \cdot (t_2'' - t_2') = 10000 \cdot 1 \cdot (140 - 40) = 10^6 \text{ კკალ/საათი.}$$

მიღებულია, რომ წყლის წონითი საშუალო თბოტევადობა $c \approx 1 \text{ კკალ/კგ }^\circ\text{C}$.

ტემპერატურათა საშუალო ლოგარითმული სხვაობა პირდაპირი დინებისათვის (V--7) ფორმულის შიხედვით იქნება:

$$\Delta t = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{\ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''}} = \frac{(350 - 40) - (150 - 140)}{\ln \frac{350 - 40}{150 - 140}},$$

$$\Delta t = \frac{310 - 10}{\ln \frac{310}{10}} = \frac{300}{\ln 31} = 107,1 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

წყლის ეკონომიზერის ხურების ზედაპირის ფართობი (V-9) ფორმულის თანახმად

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{10^6}{14 \cdot 107,1} = 666,9 \text{ მ}^2.$$

ტემპერატურათა საშუალო ლოგარითმული სხვაობა მოპირდაპირე ღინებისათვის (V-8) ფორმულის მიხედვით იქნება:

$$\Delta t = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} = \frac{(350 - 140) - (150 - 40)}{\ln \frac{350 - 140}{150 - 40}} =$$

$$\Delta t = \frac{210 - 110}{\ln \frac{210}{110}} = \frac{100}{\ln 1,909} = 156,2 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

წყლის ეკონომიზერის ხურების ზედაპირის ფართობი მოპირდაპირე ღინებისათვის

$$F' = \frac{10^6}{14 \cdot 156,2} = 460 \text{ მ}^2.$$

მაშასადამე, წყლის ეკონომიზერის ხურების ზედაპირის ფართობი მოპირდაპირე ღინებისას პირდაპირი ღინების შემთხვევასთან შედარებით დაახლოებით 1,45-ჯერ ნაკლები შიილება.

ძირითადი გასაანგარიშებელი ფორმულები

ფორმულის № ტექსტის მიხედვით	გასაანგარიშებელი ფორმულები და კრიტერიუმები	გვერდი
(I—8)	<p>სითბოს საერთო რაოდენობა ბრტყელ კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას</p> $Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_3^I - t_3^{II}) \cdot F \cdot \tau \text{ კკალ.}$	13
(I—9)	<p>თბური ნაკადი ბრტყელ კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას</p> $q = \frac{t_3^I - t_3^{II}}{\frac{\delta}{\lambda}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი.}$	14
(I—17)	<p>თბური ნაკადი ცილინდრულ კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას</p> $q = \frac{\pi (t_3^I - t_3^{II})}{\frac{1}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} \text{ კკალ/მ საათი.}$	19
(I—23)	<p>სითბოს საერთო რაოდენობა სფერულ კედელში თბოგამტარობით სითბოს გავრცელებისას</p> $Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}} \cdot (t_3^I - t_3^{II}) \text{ კკალ/საათი.}$	23
(II—1) და (II—4)	<p>კინემატიკური მსგავსების ანუ ო. რეინოლდსის ჰიდროდინამიკური კრიტერიუმები</p> $Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{\rho \cdot w \cdot d}{\mu} = \frac{\gamma \cdot w \cdot d}{\mu \cdot g}$	29 და 31
(II—5)	<p>სითბოს საერთო რაოდენობა კონვექციით სითბოს გავრცელებისას</p> $Q = \alpha (t_6 - t_3) \cdot F \cdot \tau \text{ კკალ.}$	31

ფორმულის № ტექსტის მიხედვით	გასაანგარიშებელი ფორმულები და კრიტერიუმები	გვერდი
(II-6)	თბური ნაკადი კონვექციით სითბოს გავრცელებისას $q = \frac{(t_6 - t_3)}{\frac{1}{\alpha}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი.}$	32
(II-17) და (II-17ა)	ნიუტონის დინამიკური მსგავსების კრიტერიუმი $Ne = \frac{P \cdot \tau}{m \cdot \omega} = \frac{P \cdot l}{m \cdot \omega^2}.$	38
(II-20)	ჰიდროდინამიკური ჰომოქრონობის კრიტერიუმი $Ho = \frac{\omega \cdot \tau}{l}.$	39
(II-21)	ფრუდის გრავიტაციული მსგავსების კრიტერიუმი $Fr = \frac{g \cdot l}{\omega^2}.$	39
(II-22)	ვილერის კრიტერიუმი $Fu = \frac{\rho}{\rho \cdot \omega^2}.$	39
(II-24)	თავისუფალი დინების ველების გალილეის კრიტერიუმი $Ga = Fr \cdot Re^2 = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2}.$	39
(II-25)	არქიმედის კრიტერიუმი $Ar = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho - \rho_0}{\rho_0}.$	39
(II-26)	გრასჰოფის კრიტერიუმი $Gr = \beta \cdot \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \Delta t.$	40

ფორმულის № ტიქსტის ნიხედვით	გასაანგარიშებელი ფორმულები და კრიტერიუმები	გვერდი
(II—27)	თბური ჰომოქრონობის ფურიეს კრიტერიუმი $Fo = \frac{a \cdot \tau}{l^2}$	40
(II—28)	თბური მსგავსების პეკლეს კრიტერიუმი $Pe = \frac{w \cdot l}{a} = \frac{w \cdot l \cdot c_p \cdot \gamma}{\lambda}$	40
(II—29)	ნუსელტის კრიტერიუმი $Nu = \frac{a \cdot l}{\lambda}$	40
(II—30)	პრანდტლის კრიტერიუმი $Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{Pe}{Re}$	40
(II—35) და (II—36)	მილში სითხის ან აირის იძულებითი ლამინარული მოძრაობისას კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი $\alpha = B \frac{(\gamma \cdot w)^{0.12}}{d^{0.16}} \cdot \Delta t^{0.1},$ სადაც $B = 8,63 \cdot \lambda^{0.12} \cdot \gamma^{0.12} \cdot c_p^{0.12} \cdot \left(\frac{\nu}{\mu}\right)^{0.1}$	42
(II—37)	მილში სითხის ან აირის იძულებითი ტურბულენტური მოძრაობისას კონვექციით თბოგაცემის განგარიშებისათვის კრიტერიუმებს შორის დამოკიდებულების განტოლება $Nu_6 = 0,023 \cdot Re_6^{0.8} \cdot Pr_6^{0.4}$	42
(II—38)	მილში სითხის ან აირის იძულებითი ტურბულენტური მოძრაობისას კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი	

ფორმულის № ტექსტის მიხედვით	გასაანგარიშებელი ფორმულები და კრიტერიუმები	გვერდი
-----------------------------	--	--------

$$\alpha = B \cdot \frac{(\gamma \cdot \omega)^{0,18}}{d^{0,2}} = B \frac{(\gamma \cdot \omega \cdot d)^{0,18}}{d}$$

სადაც

$$B = 0,023 (3600)^{0,14} \frac{i \cdot 6^{0,16} \cdot c_p^{0,14}}{(\mu \cdot g)^{0,14}}$$

42

(II-39)

მილებში სითხის ან აირის ტურბულენტური მოძრაობისას, მილის კედლის შიგა ზედაპირიდან ნაკადზე თბოგაცემის კოეფიციენტი

$$\alpha = 0,0209 \cdot \frac{\lambda}{d} \left(\frac{\omega \cdot d \cdot \gamma}{\mu \cdot g} \right)^{0,18} \left(\frac{c_p \cdot \mu \cdot g \cdot 3600}{\lambda} \right)^{0,45}$$

44

(II-38a)

სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვაბტურბინის ინსტიტუტების საქვაბო აგრეგატების თბური გაანგარიშების ნორმატიული მეთოდის მიხედვით, ხურების ზედაპირის გრძივი გარშემომდინარეობისას, კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი

$$\alpha_3 = 0,023 \frac{i}{d_{ავ}} \left(\frac{\omega \cdot d_{ავ}}{\nu} \right)^{0,18} \cdot Pr^{0,14} \cdot C_f \cdot C_l$$

44

ნომოგრამა (II-1)

(II-38a) ფორმულის მიხედვით ჰაერისა და კვამლის აირებით გრძივი გარშემომდინარეობისას კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტის განმსაზღვრელი ნომოგრამა

46 და 47

ნომოგრამა (II-2)

(II-38a) ფორმულის მიხედვით გადახურებული ორთქლით გრძივი გარშემომდინარეობისას თბოგაცემის კოეფიციენტის განმსაზღვრელი ნომოგრამა.

48

ნომოგრამა (II-3)

(II-38a) ფორმულის მიხედვით აუდუღებელი ცხელი წყლით გრძივი გარშემომდინარეობისას თბოგაცემის კოეფიციენტის განმსაზღვრელი ნომოგრამა

49

(II-41)

მოხრილ მილში თბოგაცემის კოეფიციენტი

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

50

(II-42)

აკვივალენტური დიამეტრი

$$d_{ავ} = \frac{4 \cdot F}{U}$$

50

სადაც F არის აირსადენის განივკვეთის ფართობი;
U—განივკვეთის პერიმეტრი.

ფორმულის № ტექსტის მიხედვით	გასაანგარიშებელი ფორმულები და კრიტერიუმები	გვერდი
(II-49)	<p>სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვაბტურბინის ინსტიტუტების საქვაბო აგრეგატების თბური გაანგარიშების ნორმატიული მეთოდის მიხედვით, მიღების კორიდორული კონის განივი გარშემომდინარეობისას, კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი</p> $\alpha_3 = 0,177 \cdot C_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,64}$	55
ნომოგრამა (II-4)	<p>(II-49) ფორმულის მიხედვით გლუვმილებიანი კორიდორული კონის განივი გარშემომდინარეობისას კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტის განმსახლველი ნომოგრამა</p>	56
(II-50)	<p>სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვაბტურბინის ინსტიტუტების საქვაბო აგრეგატების თბური გაანგარიშების ნორმატიული მეთოდის მიხედვით, მიღების კადრაკული კონის განივი გარშემომდინარეობისას, კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი</p> $\alpha_3 = 0,270 \cdot C_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,6}$	57
ნომოგრამა (II-5)	<p>(II-50) ფორმულის მიხედვით, გლუვმილებიანი კადრაკული კონის განივი გარშემომდინარეობისას, კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტის განმსახლველი ნომოგრამა</p>	58
(II-54)	<p>წვეთური სითხეებით ცალკე მილის განივი გარშემომდინარეობისას თბოგაცემის კოეფიციენტი</p> $\alpha = C \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{\rho \cdot w \cdot d}{\mu} \right)^n \cdot \left(\frac{\mu \cdot c_p \cdot g \cdot 3600}{\lambda} \right)^{0,14}$	59
(II-55)	<p>სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვაბტურბინის ინსტიტუტების საქვაბო აგრეგატების თბური გაანგარიშების ნორმატიული მეთოდის მიხედვით ფირფიტოვანი ჰავრშემთბობებისათვის კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი</p> $\alpha_3 = 0,00365 \cdot \frac{\lambda}{\nu} \cdot w \cdot Pr^{0,14}$	59

ფორმულის ტექსტის მიხედვით	გასაანგარიშებელი ფორმულები და კრიტერიუმები	გვერდი
ნომოგრამა (II-6)	(II-55) ფორმულის მიხედვით ფირფიტოვანი ჰაერ შემთბობისათვის თბოგაცემის კოეფიციენტის განმსაზღვრელი ნომოგრამა.	60
(II-56)	სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვაბტურბინის ინსტიტუტების საქვაბო აგრეგატების თბური გაანგარიშების ნორმატიული მეთოდის მიხედვით მბრუნავი რეგენერაციული ჰაერ შემთბობებისათვის თბოგაცემის კოეფიციენტი	61
	$\alpha_3 = 0,0052 \cdot \omega \cdot \frac{\lambda}{\mu} \cdot Pr^{0,4}$	
ნომოგრამა (II-7)	(II-56) ფორმულის მიხედვით მბრუნავი რეგენერაციული ჰაერ შემთბობისათვის კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტის განმსაზღვრელი ნომოგრამა	62
(II-59)	ვერტიკალურ კედელზე ორთქლის კონდენსაციის დროს კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი	
	$\alpha_{\text{ვერტიკ}} = 0,943 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \gamma^2 \cdot r \cdot 3600}{\mu \cdot (t_8 - t_3) \cdot H}}$	63
(II-60)	ჰორიზონტალური მილის კედელზე ორთქლის კონდენსაციის დროს კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი	
	$\alpha_{\text{ჰორიზონტ}} = 0,724 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \gamma^2 \cdot r \cdot 3600}{\mu \cdot (t_8 - t_3) \cdot d}}$	64
(II-64)	ამაორთქლებლების მიღებში წყლის დულილისას თბოგაცემის კოეფიციენტი (ატმოსფერული წნევისა და ბუნებრივი ცირკულაციის დროს)	
	$\alpha = 3,25 \cdot p^{0,7}$	66
(II-65)	დიდი მოცულობის ტურქელში სითხის დულილისას თბოგაცემის კოეფიციენტი	
	$\alpha = 22 \cdot p_8^{0,155} \cdot \Delta t^{0,23}$	66
(III-1)	სხეულის გამოსხივების ანუ სხივურ უნარი	
	$E = \frac{Q_s}{F} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი.}$	74

ფორმულის № ტექსტის მისდევით	გასაანგარიშებელი ფორმულები და კრიტერიუმები	ჯვარი
(III—5)	<p>აბსოლუტურად შავი სხეულის გამოსხივების ენერგია ანუ სხივფენის უნარი</p> $E_o = C_o \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ საათი.}$	77
(III—16)	<p>თბური ნაკადი ორი ფირფიტის ურთიერთშორის გამოსხივებისას</p> $q_{1,2} = A_{ფყ} \cdot C_o \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$	83
(III—23)	<p>საცეცხლეს აირებით ერთი საათის განმავლობაში სხივადი ენერგიის მიმღებ H_A ზედაპირზე გადაცემული სითბოს რაოდენობა (სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური ინსტიტუტის მეთოდით)</p> $Q_A = z_3 \cdot \epsilon_f \cdot C_o \cdot H_A \cdot \left[\left(\frac{\bar{T}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_a}{100} \right)^4 \right].$	87
(III—26)	<p>სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვაბტურბინის ინსტიტუტების საქვაბე აგრეგატების თბური გაანგარიშების ნორმატიული მეთოდის მიხედვით თბური სხივების მიმღები რადიაციული ხურების ზედაპირი</p> $H_A = 0,79 \cdot 10^8 \frac{B_\delta \cdot Q_{სა}}{\zeta \cdot a_m \cdot T_m'' \cdot T_a^3} \times \sqrt[3]{\left(\frac{T_a}{T_m''} - 1 \right)^2} \text{ მ}^2.$	89
(III—27)	<p>სრულიად საკავშირო თბოტექნიკური და ცენტრალური ქვაბტურბინის ინსტიტუტების საქვაბე აგრეგატების თბური გაანგარიშების ნორმატიული მეთოდის მიხედვით აირების ტემპერატურა საცეცხლედან გამოსასვლელ კვეთში</p> $t_m'' = \frac{T_a}{\left(\frac{1,27 \cdot 10^{-8} \cdot \zeta \cdot H_A \cdot a_m \cdot T_a^3}{\varphi \cdot B_\delta \cdot VC_{საა}} \right)^{0,6} + 1} - 273 \text{ } ^\circ\text{C.}$	90

ფორმულის ტექსტის მიხედვით	გასაანგარიშებელი ფორმულები და კრიტერიუმები	გვერდი
ნომოგრამა (III—1)	საცეცხლეში თბოგადაცემის გასაანგარიშებელი ნომოგრამა შედგენილი (III—26) და (III—27) ფორმულების მიხედვით	91
(IV—3)	თბოგადაცემის კოეფიციენტი ცხელიდან ცივ არეზე სითბოს გადაცემისას ერთგვაროვანი ბრტყელი კედლის საშუალებით	
	$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$ კკალ/მ ² საათი °C.	98
(IV—4)	თბური ნაკადი ცხელიდან ცივ არეზე სითბოს გადაცემისას ერთგვაროვანი ბრტყელი კედლის საშუალებით	
(IV—11)	$q = k \cdot (t_5' - t_5'')$	98
(IV—11)	თბოგადაცემის კოეფიციენტი ცხელიდან ცივ არეზე სითბოს გადაცემისას ერთშიანი ცილინდრული კედლის საშუალებით	
	$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}$	101
(IV—14)	თბოგადაცემის კოეფიციენტი ცხელიდან ცივ არეზე სითბოს გადაცემისას წიბოებიანი ცილინდრული კედლის საშუალებით	
	$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \frac{F_2}{F_1}}}$	104
(IV—17)	თბოგადაცემის გასაანგარიშებელი ფორმულა კარბურატორიანი და აირის ძრავებში	
	$Q = 0,362 \left[\left(\frac{T_{ანრ}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{კვდ}}{100} \right)^4 \right] \cdot F \cdot \left[+ 0,99 \sqrt{\rho^2 \cdot T_{ანრ}} \cdot (1 + 0,185 \cdot \omega) \cdot (T_{ანრ} - T_{კვდ}) \cdot F \right]$	108

ფორმულის № ტექსტის მიხედვით	გასაანგარიშებელი ფორმულები და კრიტერიუმები	გვერდი
(IV—18)	<p>თბოგადაცემის გასაანგარიშებელი ფორმულა თვით- აალებით მომუშავე დიზელის ძრავებში</p> $Q = 0,362 \left[\left(\frac{T_{აირ}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{კედ}}{100} \right)^4 \right] \cdot F +$ $+ 0,99 \sqrt[8]{p^3 \cdot T_{აირ}} (2,45 + 0,185 \cdot w) \cdot (T_{აირ} - T_{კედ}) \cdot F.$	108
(IV—20)	<p>თბოგადაცემის გასაანგარიშებელი ფორმულა კვალს- ბბურებში გრუნტის ტექნიკური შეთბობისას</p> $q = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{გა} (t_{გ.ს.} - t_{გ.რ.})}{2 \cdot \pi \cdot \frac{h}{b} + \ln \frac{b}{\pi \cdot d_გ}} \text{ კკალ/მ საათი } ^\circ C.$	109
(IV—21)	<p>გრუნტის ტექნიკური შეთბობისას, შემთბობი მილების ღერძებს ზემოთ გრუნტის ზედაპირის მაქსიმალური ტემპერატურა</p> $t_{გ.რ.} \text{ ხე } = t_1 + \frac{q}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{გა}} \ln \left(1 + \frac{2}{h} \cdot \frac{\lambda_{გა}}{\alpha_1} \right) +$ $+ \frac{q}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{გა}} \ln \sqrt{ 1 + \frac{4 \cdot \lambda_{გა}}{\alpha_1} \left(\frac{h + \frac{\lambda_{გა}}{\alpha_1}}{h^2 + b^2} \right) }.$	110

ფორმულის № ტექსტის მიხედვით	გასაანგარიშებელი ფორმულები და კრიტერიუმები	გვერდი
(V-2)	<p>თბური ბალანსის განტოლება თბოგადამცემი აპარატებშია თბური გაანგარიშებისათვის</p> $Q = w_1 \cdot f_1 \cdot \gamma_1 \cdot c_{p1} (t_1' - t_1'') = w_2 \cdot f_2 \cdot \gamma_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2')$	115
(V-7)	<p>თბოგადამცემ აპარატებში ცხელი და ცივი არეების ნაკადთა პირდაპირი დინებისათვის საშუალო ლოგარითმული ტემპერატურული (სხვაობა) დაწნევა</p> $\Delta t_m = \frac{(t_1' - t_2') \cdot (t_1'' - t_2'')}{\ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''}}$	118
(V-8)	<p>თბოგადამცემ აპარატებში ცხელი და ცივი არეების ნაკადთა მოპირდაპირე დინებისათვის საშუალო ლოგარითმული ტემპერატურული (სხვაობა) დაწნევა</p> $\Delta t_m = \frac{(t_1'' - t_2') - (t_1' - t_2'')}{\ln \frac{t_1'' - t_2'}{t_1' - t_2''}} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}}$	118
(V-11)	<p>თბოგადამცემ აპარატში ცხელი თბომტარებლის საათური ხარჯი</p> $G_1 = \frac{Q}{c_1 \cdot (t_1' - t_1'')} \text{ კგ/საათი.}$	120
(V-12)	<p>თბოგადამცემ აპარატში ცივი თბომტარებლის საათური ხარჯი</p> $G_2 = \frac{Q}{c_2 \cdot (t_2'' - t_2')} \text{ კგ/საათი.}$	120

ფორმულის № ტექსტის მიხედვით	გასაანგარიშებელი ფორმულები და კრიტერიუმები	პერდი
(V-16)	<p>რეგენერაციული თბოგადამცემი აპარატის თბური გაანგარიშებისათვის თბოგადაცემის განტოლება</p> $Q_G = k_G \cdot \Delta t \cdot F \text{ კკალ/ციკლი}$	122
(V-17)	<p>რეგენერაციული თბოგადამცემი აპარატის თბო- გადაცემის კოეფიციენტი</p> $k_G = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot \tau_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \tau_2}} \cdot z \text{ კკალ/მ}^2 \text{ ციკლი } ^\circ\text{C.}$	123
(V-23)	<p>შემრევი ჰაერგამცივებელში აირის ან ჰაერის წყლით გაცივებისას k თბოგადაცემის კოეფიციენტის განმსაზღვრელი ტოლობა</p> $K_i = 0,01 \cdot Re^{0,7} \cdot Re^{0,7} \cdot Pr^{0,33}$ <p>სადაც თბოგადაცემის კოეფიციენტი</p> $k = \frac{K_i \cdot \lambda_{\text{აირ}}}{d_{\text{ავ}}}$	128

1. И. Т. А л а д ь е в—Кандидатская диссертация, ЭНИН Академии наук, 1949 г.
2. В. М. А н т у ф ь е в и Г. С. Б е л е ц к и й—Теплопередача и аэродинамическое сопротивление трубчатых поверхностей в поперечном потоке, Машгиз, 1948 г.
3. Н. Р. Б р и л и н г—Двигатели внутреннего сгорания ОНТИ—НКТП—СССР—1935 г.
4. Н. Р. Б р и л и н г—Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизель, ГНТИ, 1931 г.
5. А. М. В о р о н о в—Теоретические основы теплотехники, Госэнергоиздат, 1952 г.
6. К. Д. В о с к р е с е н с к и й—Сборник задач по теплопередаче, Госэнергоиздат, 1951 г.
7. В. И. Г о м е л а у р и—Труды ЭИ Академии наук ГССР, т. IV, 1948 г.
8. А. А. Г у х м а н—Физические основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1934 г.
9. А. Г. К а с а т к и н—Основные процессы и аппараты химической технологии, Госхимиздат, 1950 г.
10. М. В. К и р п и ч е в, М. А. М и х е е в и Л. С. Э й г а н с о н—Теплопередача, Энергоиздат, Москва, 1940 г.
11. А. М. К о м а р о в и В. В. Л у к н и ц к и й—Справочник для Теплотехников электростанций, Госэнергоиздат, 1949 г.
12. П. К. К о н а к о в—Теоритические основы теплотехники, Трансжелдориздат, 1957 г.
13. Н. В. К у з н е ц о в—Известия ВТИ, № 5, 1947.
14. Н. В. К у з н е ц о в—Докторская диссертация, ВТИ, 1955 г.
15. Н. В. К у з н е ц о в, Э. С. К а р а с и н а—Формулы для коэффициента теплоотдачи в гладкотрубных пучках при поперечном обтекании. Теплоэнергетика, 1954, № 6.
16. С. С. К у т а т е л а д з е,—Теплопередача при конденсации и кипении, Машгиз, 1949 г.
17. С. С. К у т а т е л а д з е—Основы теории теплообмена, Машгиз, 1957 г.
18. П. Д. Л е б е д е в и А. А. Ш у к и н—Фабрично-заводская теплотехника. Госэнергоиздат, 1948 г.
19. А. М. Л и т в и н,—Теоретические основы теплотехники. Госэнергоиздат, 1950 г.
20. В. А. Л о к ш и н—Известия ВТИ, № 6, 1941 г.
21. Ш. П. Л о м и н а д з е—К вопросу увеличения паропроизводительности котельных—установок на действующих деревообрабатывающих предприятиях, Груз. НИТОЛес, 1954 г.

22. Ш. П. Ломинадзе,—Расчетная теоретическая формула для вычисления максимально допустимых скоростей газов в котлоагрегатах при сжигании топлива в пылевидном состоянии, издание: Груз. СХИ, 1941 г.

23. В. Мак—Адамс—Теплопередача, ОНТИ, 1936 г.

24. Г. А. Максимов и А. И. Орлов—Отопление и вентиляция (I отопление), Москва—1954 г.

25. მ. ა. მიხევევი—თბოგადაცემის საფუძვლები, ტექნიკა და შრომა, 1953 წ.

26. М. А. Михеев—Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1956 г.

27. Н. Е. Ниинуа—Теоретические и экспериментальные исследования регенеративного воздухоподогревателя с подвижной шариковой насадкой, научное сообщение № 20 ТБЧИЖТ-а, 1958 г.

28. Puschmann/Drath—Die Grundzüge der technischen Wärmelehre, Leipzig, 1957.

29. Сборник статей под общей редакцией С. С. Кугателадзе Госэнергоиздат, 1953 г.

30. Общая теплотехника, под редакцией С. Я Корницкого и Я. М. Рубинштейна, Госэнергоиздат, 1952 г.

31. ვ. მ. ტარევევი, გ. ა. მატვევევი, ს. ნ. გრიგორიევი—თბოტექნიკა, საქ. სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის გამომცემლობა, 1955 წ.

32. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) ЦКТИ и ВТИ, Госэнергоиздат, 1957 г.

33. Теплотехнический справочник, Госэнергоиздат, 1957 г.

34. Faltin Hans—Technische Wärmelehre, Halle (Saale) 1956.

35. С. Н. Шорин—Теплопередача. Государственное издательство по строительству и архитектуре, 1952 г.

ს ა რ ჩ ე ვ ი

ძირითადი აღნიშვნები .	3
წინასიტყვაობა	4
შესავალი .	6

33.

თ ა ვ ი I

თბოგამტარობა

1. თბოგამტარობის თეორიის ძირითადი ცნებანი .	9
ა) ტემპერატურული ველი	9
ბ) ტემპერატურული გრადიენტი	9
გ) თბური ნაკადი	10
2. თბოგამტარობა ბრტყელ და ცილინდრულ კედლებში .	13
ა) თბოგამტარობა ერთშრიან ბრტყელ კედელში	13
ბ) თბოგამტარობა სამშრიან ბრტყელ კედელში . . .	14
გ) თბოგამტარობა ერთშრიან ცილინდრულ კედელში	17
დ) თბოგამტარობა სამშრიან ცილინდრულ კედელში	20
3. თბოგამტარობა სფერულ კედელში	22

თ ა ვ ი II

სითბოს კონვექციური გავრცელება

1. თბოგაცემის პროცესი	28
2. სითბოს ან აირის მოძრაობის წარმოშობის ბუნება და რეჟიმი	28
3. თბოგაცემის კოეფიციენტი	31
4. კონვექციით თბოგაცემა სითბოს ან აირის ნაკადიდან კედლის ზედაპირზე და პირიქით	33
5. კონვექციით თბოგაცემა სითბოს ან აირის ნაკადიდან ცილინდრული კედლის ზედაპირზე და პირიქით	34
6. მსგავსების თეორიის საფუძვლების ზოგიერთი საკითხი . .	36
7. კონვექციით სითბოს გავრცელებისას თბოგაცემის ემპირიული ფორმულეები კრიტერიალური სახით	41
ა) სითხით ან აირით მიღების გრძივი გარშემომდინარეობა . . .	41
მილში სითბოს ან აირის იძულებითი ლამინარული მოძრაობისას კონვექციით თბოგაცემა	42
მილში სითბოს ან აირის იძულებითი ტურბულენტური მოძრაობისას კონვექციით თბოგაცემა	42
მონარჩილ მილში α თბოგაცემის კოეფიციენტი	45

ბ) სითხით ან აირით შილების განივი გარშემომდინარეობა	53
ფირფიტოვანი ჰაერშემთბობისათვის აკ კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი	59
მბრუნავი რეგენერაციული ჰაერშემთბობისათვის აკ კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი	61
გ) თბოგაცემა ორთქლის კონდენსაციის დროს .	61
დ) თბოგაცემა სითხის დუღილის დროს	64

თ ა ვ ი III

თბური გამოსხივება

1. ზოგადი ცნებანი და განსაზღვრანი	74
2. სტეფან-ბოლცმანის კანონი	76
3. პლანკის კანონი	77
4. ნაცრისფერი სხეულების გამოსხივება	78
5. კირხჰოფის კანონი	80
6. სხივადი სითბოს ურთიერთ გადაცემა სხეულებს შორის .	82
7. სამატომიანი აირების გამოსხივება	86
8. ცნება საცეცხლში სხივფენით სითბოს გავრცელების გაანგარიშების შე- სახებ	87

თ ა ვ ი IV

რთული თბოგაცემა და თბოგადაცემა

1. ძირითადი ცნებანი რთულ თბოგაცემაზე	95
2. თბოგადაცემა ცხელ არედან ცივ არეზე ბრტყელი კედლის საშუალებით .	96
3. თბოგადაცემა ცხელ არედან ცივ არეზე ცილინდრული კედლის საშუა- ლებით	100
4. თბოგადაცემა ცხელ არედან ცივ არეზე წიბოებიანი ცილინდრული კედ- ლის საშუალებით	102
5. თბოგადაცემა შიგაწვის ძრავებში	105
6. თბოგადაცემა კვალსათბურებში ცხელი წყლით ან წყლის ორთქლით გრუნ- ტის შეთბობისას	108

თ ა ვ ი V

სითბოს გავრცელება თბოგადამცემ აპარატებში

1. ძირითადი დებულებანი	113
2. ტემპერატურული დაწვევა (სხეობა)	117
3. რეგულაციული (ხედაპირული) თბოგადამცემი აპარატის შემოკლებული თბური გაანგარიშება	119
4. რეგენერაციული აპარატის შემოკლებული თბური გაანგარიშება . . .	122
5. შემრევი თბოგადამცემი აპარატის შემოკლებული თბური გაანგარიშება	126
ძირითადი გასაანგარიშებელი ფორმულები	131
გამოყენებული ლიტერატურა	142

გამომშვები ქ. კ ა შ ი ა

უფ 04001

შფ. 280

ტირაჟი 1000

გადაეცა წარმობას 4/IV-58 წ. ხელმოწერილია დასა-
ბეჭდად 1/VII-58 წ. ანაწყობას ზომა 6 X 10.
სასტამბო ფურც. რაოდ. 9,25. საავტ. ფურც. რაოდ. 7,06.
საგ.-საალ. ფურ. რაოდ. 7,19.

ფასი 5 მან. 30 კპპ.

შრომის წითელი დროშის ორდენის საქართველოს სასოფლო-
სამეურნეო ინსტიტუტის გამომცემლობის სტამბა.
თბილისი, ი. ჯავახიშვილის ქრ. № 33.

Типография Издательства Грузинского ордена Трудового
Красного Знамени Сельскохозяйственного Института.
Тбилиси, просп. И. Чавчавадзе № 33.