

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

ხელნაწერის უფლებით

გიორგი ბურჯალიანი

სითხისა და მასის ცვლის პროცესების
გამოკვლევა გაწიბოვებულ-ზედაპირიან
თბომცვლელ აპარატებში

დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოასპოვებლად
წარდგენილი დისერტაციის

ა ვ ტ ო რ ე ფ ე რ ა ტ ი

თბილისი
2012 წ.

სამუშაო შესრულებულია საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის
სამშენებლო ფაკულტეტზე

სამეცნიერო ხელმძღვანელი: სრ. პროფესორი ო. ფურცელაძე

რეცენზენტები: სრ. პროფ. ი. შეყრილაძე
ასოც. პროფ. გ. გიგინეიშვილი

დაცვა შედგება 2012 წლის

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სამშენებლო ფაკულტეტის
სადისერტაციო საბჭოს სხდომაზე, კორპუსი I, აუდიტორია №507ა
მისამართი: თბილისი 0175, კოსტავას 72

დისერტაციის გაცნობა შეიძლება სტუ-ს
ბიბლიოთეკასა და სტუ-ს ვებ-გვერდზე

სადისერტაციო საბჭოს

სწავლული მდივანი:

სრ. პროფესორი მ. კუბლაშვილი

ნაშრომის საერთო დახასიათება

თემის აქტუალობა. ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების ტექნიკის განვითარების მთავარ ამოცანას წამოადგენს ენერჯის მოხმარების, მეტალისშემცველობის შემცირება, მათი მუშაობის საიმედოობის და ეფექტურობის ამაღლება. ამ რთული ამოცანის გადაწყვეტას განსაკუთრებული მნიშვნელობა ენიჭება ამჟამად, როცა ძალზედ ძვირია როგორც სათბობი და შესაბამისად ენერჯია, ასევე მეტალური ნაწარმი. პრობლემის აქტუალობა განპირობებულია იმით, რომ ენერჯის მოხმარების მხრივ თბომომარაგების, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების ტექნიკას ერთ - ერთი პირველი ადგილი უჭირავს სახალხო მეურნეობის ენერგომომხმარებელ დარგებს შორის. ცნობილია, რომ ნორმალურ პირობებში თბომომარაგების, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემების მუშაობისთვის იხარჯება ქვეყანაში მოპოვებული სათბობის დაახლოებით 35%. მაღალია აგრეთვე აღნიშნულ სისტემებში მეტალის, ხშირ შემთხვევაში ძვირადღირებული ფერადი ლითონების ხარჯი. ამჟამად, ჩვენთან გრძელდება გაუმართლებლად ბევრი სათბობის, ელექტროენერჯის, მეტალის და სხვა რესურსების ხარჯვა ნაციონალური შემოსავლის ერთეულზე გაანგარიშებით. ამასთან დაკავშირებით აუცილებელია თბომომარაგების, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემების მუშაობაზე დახარჯული ენერჯის და მეტალის მაქსიმალურად შესაძლო შემცირება გახდეს ერთ - ერთ მთავარ ამოცანად ამ სისტემების პროექტირებისა და ექსპლუატაციის დროს.

ზემოთ აღნიშნულიდან გამომდინარე, ნაშრომის მიზანია, გამოვავლინოთ რიგი ტექნიკური წინადადებების მიზანშეწონილობა, რომლებიც საშუალებას მოგვცემენ შევამციროთ თბური თუ ელექტროენერჯის, მეტალის ხარჯი ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში. ამ ამოცანის გადაჭრის ძირითადი პირობაა ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემების ძირითადი სითბომასათამცვლელი მოწყობილობების შემდგომი სრულყოფა.

აღნიშნული მიზნის მისაღწევად ნაშრომში გადაჭრილია შემდეგი ამოცანები:

გაწიბოვნებულზედაპირიანი თბომცვლელი აპარატების თბოტექნიკური გაანგარიშების თეორიული საფუძვლების დამუშავება სითბოსა და მასათა ცვლის პროცესებზე სხვადასხვა ფაქტორების ზემოქმედების გათვალისწინებით.

მშრალი და მოსარწყავი წიბოების ტემპერატურული ველის და ეფექტურობის კოეფიციენტის თეორიული ფორმულების მიღება თბოცვლის კოეფიციენტისა და ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გათვალისწინებით. სწორი წიბოს ეფექტურობის

კოეფიციენტის გამოსათვლელი ფორმულა სითხის ორგანიზებული ნაკადის სხვადასხვა მიმართულების, ხარჯისა და საწყისი პარამეტრების შემთხვევაში.

ექსპერიმენტალური გამოკვლევების მეთოდის დამუშავება და მათი განხორციელება.

დისერტაციის მიზანია, გამოვავლინოთ რიგი ტექნიკური წინადადებების მიზანშეწონილობა, რომელიც საშუალებას მოგვცემს შევამციროთ თბური თუ ელექტროენერჯის, მეტალის ხარჯი ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში. ამ ამოცანის გადაჭრის ძირითადი პირობაა ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემების ძირითადი სითბომასათამცვლელი მოწყობილობების შემდგომი სრულყოფა.

ნაშრომის სამეცნიერო სიახლე მდგომარეობს შემდეგში:

გაწიბოვნებულზედაპირიანი თბომცვლელი აპარატების გაანგარიშებისას დიდი მნიშვნელობა ენიჭება წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის სწორ განსაზღვრას. წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი ჩვეულებრივ გამოითვლება თბოგამტარობის დიფერენციალური განტოლებიდან მიღებული ფორმულებით, დაშვებით, რომ წიბოს შემომვლები ჰაერის ტემპერატურა მუდმივია. ასეთი დაშვება გამართლებულია მცირე ტემპერატურული დაწნევების და დაბალი წიბოების დროს. პრაქტიკაში ხშირად გვხვდება მაღალი ტემპერატურული დაწნევები, მაგალითად ღუმელებიდან გამომავალი აირებიდან სითბოს ართმევის დროს. ასევე ხშირია მაღალი წიბოებით აღჭურვილი თბომცვლელი აპარატები. ასეთ შემთხვევაში საჭირო ხდება წიბოს შემომვლები ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გათვალისწინება. გასათვალისწინებელია აგრეთვე ჰაერის ან სითხის ნაკადისა და წიბოს სისქეში სითბოს კონდუქციური ნაკადის ურთიერთმიმართულება.

მოსარწყავზედაპირიან თბომცვლელ აპარატებში გაწიბოვნებული ზედაპირის ტემპერატურული ველის და მათი ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსათვლელი ფორმულები, ისევე როგორც მშრალი წიბოების კლასიკური გაანგარიშების შედეგები მიღებულია დაშვების საფუძველზე, რომ ჰაერსა და წიბოს ზედაპირს შორის თბოცვლის კოეფიციენტი მუდმივია. რეალურად, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში გამოყენებულ თბომცვლელ აპარატებში, განსაკუთრებით მოსარწყავზედაპირიან აპარატებში, თბოცვლის კოეფიციენტი იცვლება.

განხილულია ჰაერსა და წიბოს ზედაპირს შორის თბოცვლის კოეფიციენტის გავლენა როგორც მშრალი, ასევე მოსარწყავზედაპირიანი წიბოების ეფექტურობის კოეფიციენტზე. მიღებულია, რომ მშრალი წიბოების შემთხვევაში ეს გავლენა შეიმჩნევა წიბოს სიმაღლის ნახევრიდან. მოსარწყავზედაპირიან წიბოებზე ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაციის დროს თბოცვლის კოეფიციენტის ცვლილება გავლენას ვერ

ახდენს ეფექტურობის კოეფიციენტის ზრდაზე მშრალ წიბოებთან შედარებით, რაც საშუალებას იძლევა გაიზარდოს წიბოს სიმაღლე. განხილულია აგრეთვე გაწიბოვნებულ ზედაპირებზე სითხის ორგანიზებული ნაკადის გავლენა მათი ეფექტურობის კოეფიციენტზე.

ნაშრომის პრაქტიკული ღირებულება. პროექტის განხორციელების შედეგად მიღებული იქნა გაწიბოვნებულზედაპირიანი თბომცვლელი აპარატის ეფექტურობის კოეფიციენტის დაზუსტებული გამოსათვლელი ფორმულები ჰაერის ტემპერატურის და თბოცვლის კოეფიციენტის ცვლილების გათვალისწინებით, მიღებულია გაწიბოვნებული ზედაპირების ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსათვლელი ფორმულები სითხის ორგანიზებული ნაკადის შემთხვევაში. შედეგები შესაძლებელია გამოყენებულ იქნეს როგორც აღნიშნული სისტემების შესარჩევად პროექტირებისას, ასევე კონსტრუირების დროს მათი ენერგოეფექტურობის ამაღლების მიზნით.

ნაშრომის აპრობაცია და გამოქვეყნებული პუბლიკაციები. სადისერტაციო ნაშრომის მასალების მიხედვით გამოქვეყნებულია 4 სამეცნიერო შრომა, მოხსენებულია 3 საერთაშორისო სამეცნიერო კონფერენციაზე.

ნაშრომის სტრუქტურა და მოცულობა. დისერტაცია შედგება შესავლის, ხუთი თავის, ძირითადი დასკვნების და გამოყენებული ლიტერატურისაგან.

ნაშრომის შინაარსი

შესავალში წარმოდგენილია თემის აქტუალობა, მეცნიერული სიახლე და ნაშრომის პრაქტიკული ღირებულება.

პირველ თავში მოცემულია პრობლემათა თანამედროვე მდგომარეობის ანალიზი და გამოკვლევათა ამოცანები.

თბომომარაგების, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემების ერთ - ერთ მთავარ კომპონენტს წარმოადგენს თბომცვლელი აპარატები, რომელთაგან გამოყენების თვალსაზრისით მნიშვნელოვანია გაწიბოვნებულზედაპირიანი მშრალი ან მოსარწყავი აპარატები. ეს აპარატები გამოიყენება როგორც ჰაერის გასაცივებლად და გასაშრობად, ანუ როცა ჰაერიდან მის ზედაპირზე ხდება წყლის ორთქლის კონდენსაცია, ასევე ჰაერის გასათბობად და გასატენიანებლად, ზედაპირიდან სითხის (წყლის) აორთქლების დროს. კვლევის მიზანია მიღებულ იქნეს აღნიშნული თბომცვლელი აპარატების ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსათვლელი ფორმულები ჰაერის ტემპერატურისა და ჰაერსა და ზედაპირს შორის თბოცვლის კოეფიციენტის ცვლილების გათვალისწინებით, რაც

კლასიკურ ლიტერატურაში არ არის ცნობილი და რომელიც საშუალებას მოგვცემს დავსახოთ ღონისძიებები აღნიშნული აპარატების ეფექტურობის ასამაღლებლად.

აღნიშნული აპარატების მოსარწყავ გაწიბოვებულ ზედაპირებზე მიმდინარეობს მეტად რთული თბოფიზიკური პროცესი, როდესაც ერთდროულად წარმოებს და ურთიერთდაკავშირებულია სითბოსა და მასის ცვლა, სითხის და ჰაერის ნაკადების ჰიდროდინამიკა და აეროდინამიკა, წიბოს სისქეში სითბოს გავრცელება თბოგამტარობით. ექსპერიმენტალური მონაცემების შედეგად აღრიცხულ სითბოსა და მასის ცვლის პროცესების ინტენსიფიკაციას „მშრალი“ ტიპის თბომცვლელ აპარატებთან შედარებით, მკვლევარები ხსნიან დამატებით, გაფრქვეული წყლის წვეთების მიერ შექმნილი, სითბომასათაცვლის ზედაპირით. ამ პრობლემისადმი მიძღვნილ არც ერთ ნაშრომში არ განიხილება გაწიბოვებულ ზედაპირებზე შექმნილი სითხის (წყლის) ნაკადის გავლენა წიბოს ტემპერატურულ ველზე და შესაბამისად წიბოს ეფექტურობაზე.

განსაკუთრებულად საჭიროდ მიგვაჩნია შევჩერდეთ გაწიბოვებული ზედაპირის ეფექტურობის კოეფიციენტზე. ცნობილია, რომ გაწიბოვებულ ზედაპირიანი თბომცვლელი აპარატის მუშაობის ეფექტურობას განსაზღვრავს ე.წ. წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი, რომელიც წარმოადგენს წიბოს ზედაპირიდან სითბოს ნაკადის $Q_{\text{წ}}$ ფარდობას იგივე ზედაპირიდან სითბოს ნაკადთან $Q_{\text{წ0}}$ როცა წიბოს ზედაპირის ტემპერატურა $T_{\text{წ}}$ ტოლია წიბოს ფუძის ტემპერატურისა $T_{\text{წ0}}$.

$$\eta_{\text{წ}} = \frac{Q_{\text{წ}}}{Q_{\text{წ0}}} \quad (1)$$

„მშრალი“ წიბოს თბოგამტარობის თეორია საკმაოდ კარგად არის დამუშავებული და გაშუქებული შრომებში. ნაკლებადაა შესწავლილი და იწვევს აზრთა სხვადასხვაობას წიბოს მუშაობა სითბოსა და მასის ერთდროული ცვლის პირობებში, როცა წიბოს ზედაპირზე წარმოიქმნება სითხის აფსკი.

ყველა განხილულ ნაშრომში დაშვებულია, რომ გაწიბოვებული ზედაპირების შემომვლელი ჰაერის ტემპერატურა მუდმივია და არ არის შესწავლილი მისი ცვლილების გავლენა როგორც წიბოს ტემპერატურულ ველში, ასევე მისი ეფექტურობის კოეფიციენტზე. ასევე არ არის საფუძვლიანად შესწავლილი წიბოს ზედაპირსა და ჰაერს შორის თბომცვლის კოეფიციენტის გავლენა მის ეფექტურობაზე. ამიტომ წინამდებარე ნაშრომში მიზნად დავისახეთ ამ ხარვეზის აღმოფხვრა.

ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების ტექნიკის სფეროში ენერგეტიკული და სათბობი და რესურსების გამოყენების ეფექტურობის ამაღლების, კაპიტალური და ექსპლუატაციური დანახარჯების შემცირების ერთ - ერთ შესაძლო გზას წარმოადგენს

ჰაერის თერმოდინამიკური დამუშავებისთვის მოსარწყავზედაპირიანი თბომცვლელი აპარატების გამოყენება.

კონვექციური სითბოს მასის ცვლა, რომელიც მიმდინარეობს მოსარწყავ ზედაპირულ თბომცვლელ აპარატებში ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაციის ან წყლის აორთქლების შემთხვევაში წარმოადგენს რთულ ფიზიკურ პროცესს, ვინაიდან ერთდროულად ხორციელდება სითბოს ნივთიერების მასის და იმპულსის გადაცემა. ამ მოვლენის შესწავლას აქვს როგორც თეორიული, ისე პრაქტიკული მნიშვნელობა რიგი ტექნიკური პრობლემების გადასაწყვეტად ამ ტიპის აპარატების კონსტრუირების და გაანგარიშებისას.

აღნიშნულ ნაშრომთა ანალიზი უფლებას გვაძლევს დავასკვნათ, რომ ისინი ძირითადად ექსპერიმენტალური ხასიათისაა, ხოლო თეორიული გამოკვლევები მიძღვნილია ცალკეული კერძო ამოცანების ამოხსნისადმი.

განხილულ და ყველა სხვა ნაშრომში, რომლებშიც შეისწავლება სითბოსა და მასის ცვლის პროცესები მოსარწყავზედაპირიან თბომცვლელ აპარატებში, პროცესების სრული მათემატიკური მოდელის შემუშავებისა და პრაქტიკულად გამოყენების სირთულის გამო, დაშვებულია მნიშვნელოვანი გამარტივება მომრწყველი სითხის პარამეტრების ერთგვაროვნების შესახებ.

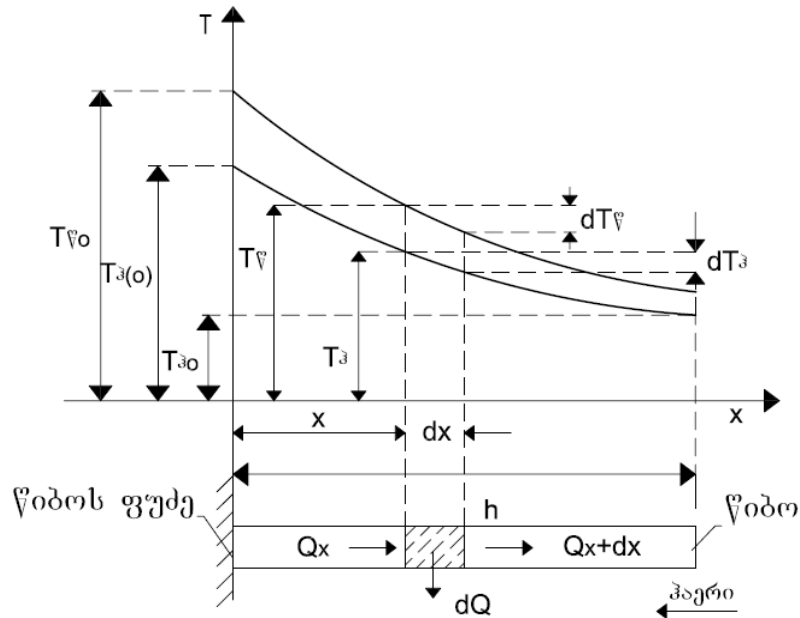
აღნიშნული პრობლემისადმი მიძღვნილ შრომებში წიბოს ეფექტურობის შემცირების მიზეზად მოყვანილია ფაზური გარდაქმნების პირობებში გაწიბოვებული ზედაპირიდან თბოცვლის საერთო კოეფიციენტის გაზრდა. „მშრალი“ თბოცვლის პირობებში თბოგაცემის კოეფიციენტის გაზრდა ნამდვილად იწვევს წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის შემცირებას, რაც აშკარად გამომდინარეობს ამ კოეფიციენტის გამომთვლელი ფორმულიდან, მაგრამ მოსარწყავზედაპირიან თბომცვლელ აპარატებში წიბოს ზედაპირზე იქმნება სითხის (წყლის) ნაკადი, რომელიც მოქმედებს წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილების ხასიათზე და შესაბამისად წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტზე. ეს საკითხი არცერთ ნაშრომში არ არის განხილული.

ამასთან დაკავშირებით, ჰაერსა და მოსარწყავ გაწიბოვებულ ზედაპირს შორის სითბოსა და მასის ცვლის მექანიზმის შესწავლის მიზნით, საჭიროა გამოკვლევული იქნეს წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილება და მისგან გამომდინარე წიბოს ეფექტურობა მომრწყველი სითხის ორგანიზებული ნაკადის სხვადასხვა მიმართულების, ხარჯის და საწყისი პარამეტრების პირობებში.

მეორე თავში მოცემულია გაწიბოვებული ზედაპირის ეფექტურობის გამოკვლევა ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გათვალისწინებით.

გაწიბოვებული ზედაპირების გაანგარიშება ჩვეულებრივ ტარდება თბოგამტარობის დიფერენციალური განტოლებიდან მიღებული ფორმულებით იმ დაშვებით, რომ წიბოს შემომვლები ჰაერის ტემპერატურა მუდმივია. ასეთი დაშვება გამართლებულია მცირე ტემპერატურული დაწნევების და დაბალი წიბოების დროს. მაგრამ, ზოგიერთ შემთხვევაში, ტემპერატურული დაწნევები შეიძლება იყოს ძალზე მნიშვნელოვანი, მაგალითად ღუმელებიდან გამომავალი აირებიდან სითბოს ართმევის დროს. ასევე ხშირად გვხვდება მაღალი წიბოებით აღჭურვილი თბომცვლელი აპარატები, მაგალითად ჰაერგამთბობი კონვექტორები. ასეთ შემთხვევებში საჭირო ხდება წიბოს შემომვლები ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გათვალისწინება.

თავიდან განვიხილოთ შემთხვევა, როცა ჰაერის ნაკადი მოძრაობს სწორი წიბოს ფუძის პერპენდიკულარულად. ისევე როგორც სითხის ნაკადიანი ზედაპირის შემთხვევაში, საჭირო ხდება წიბოს სისქეში სითბოს კონდუქციური ნაკადისა და ჰაერის ნაკადის ურთიერთმიმართულებათა გათვალისწინება.



ნახ.1 სითბოს კონდუქციური ნაკადისა და ჰაერის ნაკადის ურთიერთსაწინააღმდეგო მიმართულების დროს პროცესის მოდელი და კოორდინატთა სისტემა

აღნიშნულ ნაკადთა ურთიერთსაწინააღმდეგო მიმართულების დროს პროცესის მოდელი და კოორდინატთა სისტემა მოცემულია ნახაზზე 1. განიხილება სწორი წიბო მუდმივი სისქით δ კვეთის ფართობით f კვეთის პერიმეტრით u , სიმაღლით h . წიბოს

თბოგამტარობის კოეფიციენტი λ , ჰაერისა და ზედაპირის შორის თბოცვლის კოეფიციენტი α ჰაერის ხარჯი G და სითბოტევადობა $c_{\text{V}}^{\text{ჰ}}$ - მუდმივია. წიბოს ზედაპირის ტემპერატურა T_{V} და ჰაერის ტემპერატურა $T_{\text{ჰ}}$ იცვლება მხოლოდ წიბოს სიმაღლის მიმართულებით. წიბოს ფუძეზე ზედაპირის ტემპერატურა აღინიშნება $T_{\text{V}0}$, ჰაერის ტემპერატურა წიბოს ფუძესთან - $T_{\text{ჰ}(0)}$, წიბოდან მოშორებული ჰაერის ტემპერატურა - $T_{\text{ჰ}0}$.

სითბოს ბალანსის დიფერენციალური განტოლება dx ელემენტარული ზედაპირისთვის იქნება:

$$\frac{d^2 T_{\text{V}}}{dx^2} = m^2 (T_{\text{V}} - T_{\text{ჰ}}) \quad (2)$$

$$\text{სადაც } m = \left(\frac{\alpha u}{\lambda f} \right)^{\frac{1}{2}}$$

იმ შემთხვევაში, როცა ჰაერის ტემპერატურა მუდმივია, ამ განტოლების ამოხსნას აქვს სახე

$$T_{\text{V}} - T_{\text{ჰ}} = [T_{\text{V}0} - T_{\text{ჰ}(0)}] e^{-mx}$$

ვუშვებთ, რომ ჰაერის ტემპერატურის ცვლილებას ტემპერატურათა სხვაობა $T_{\text{V}} - T_{\text{ჰ}}$ ასევე შეიცვლება ექსპონენციალური კანონით, მივიღებთ:

$$T_{\text{V}} - T_{\text{ჰ}} = [T_{\text{V}0} - T_{\text{ჰ}(0)}] e^{-k_1 x} \quad (3)$$

მაშინ (2) მიიღებს სახეს:

$$\frac{d^2 T_{\text{V}}}{dx^2} = m^2 [T_{\text{V}0} - T_{\text{ჰ}(0)}] e^{-k_1 x} \quad (4)$$

რიგი მათემატიკური გარდაქმნების შედეგად მივიღეთ წიბოს ზედაპირის ტემპერატურის ცვლილების და წიბოს ეფექტურობის გამოსათვლელი ფორმულები:

$$\theta_{\text{V}} = \frac{T_{\text{V}} - T_{\text{ჰ}0}}{T_{\text{V}0} - T_{\text{ჰ}0}} = \frac{a \left(e^{-k_1 x} - e^{-k_1 h} \right) + k_1 e^{-k_1 x}}{k_1 + a \left(1 - e^{-k_1 h} \right)} \quad (5)$$

$$\eta_1 = \frac{1}{h} \int_0^h \theta_{\text{p}} dx = \frac{(a + k_1) \left(1 - e^{-k_1 h} \right) - a k_1 h e^{-k_1 h}}{k_1 h \left[k_1 + a \left(1 - e^{-k_1 h} \right) \right]} \quad (6)$$

უცნობი სიდიდის k_1 -ს გამოსათვლელ ფორმულას აქვს სახე

$$k_1^2 + ak_1 + m^2 = -m^2 \frac{k_1 h}{e^{k_1 h} - 1} \quad (7)$$

k_1 სიდიდე ამ განტოლებიდან გამოითვლება ეგმ-ს საშუალებით. მაგალითისთვის მოგვყავს k_1 -ს წიბოს სიმაღლეზე დამოკიდებულების მანქანური გამოთვლის შედეგები როცა $a=6$, $m=45$.

h მ	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	
k_1	4,06	13,35	21,18	27,27	31,76	
h მ	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	∞
k_1	34,94	37,15	38,68	39,73	40,46	42,1

ცხრილი 1. k_1 -ს წიბოს სიმაღლეზე დამოკიდებულების მანქანური გამოთვლის შედეგები

ანალოგიური გამოკვლევების შედეგად მიღებულ იქნა ჰაერისა და წიბოს ზედაპირის ტემპერატურათა ცვლილების დამოკიდებულებები იმ შემთხვევისთვის, როცა ჰაერისა და სითბოს კონდუქციურ ნაკადთა მიმართულებები ერთმანეთს ემთხვევა:

$$\theta_{\nabla} = \frac{T_{\nabla} - T_{\nabla 0}}{T_{\nabla 0} - T_{\nabla 30}} = \frac{a}{k_2} \left(1 - e^{-k_2 x} \right) + e^{-k_2 x} \quad (8)$$

წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი:

$$\eta_2 = \frac{1}{h} \int_0^h \theta_{\nabla} dx = \frac{a}{k_2} + \frac{k_2 - a}{k_2^2 h} \left(1 - e^{-k_2 h} \right) \quad (9)$$

ეგმ - ს საშუალებით k_2 -ს გამოსათვლელ ამოსავალ განტოლებას წარმოადგენს:

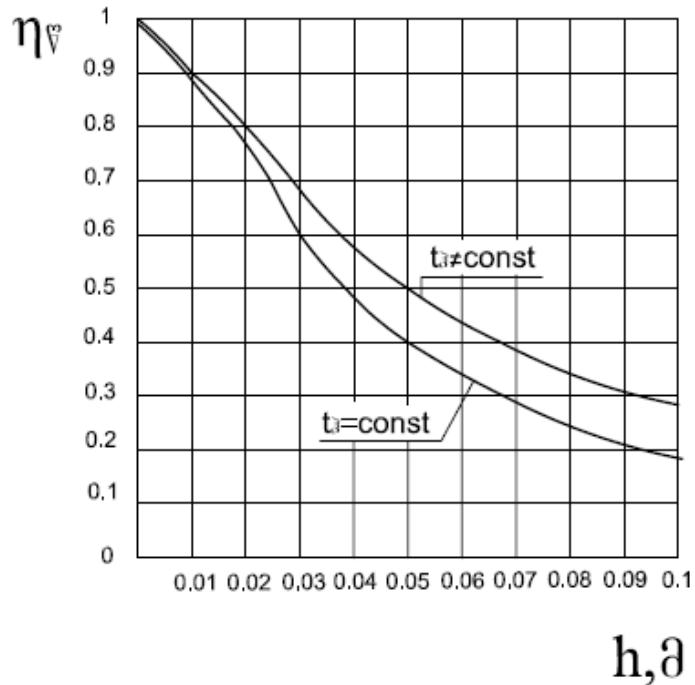
$$k_2^2 - ak_2 - m^2 = -m^2 \frac{k_2 h}{e^{k_2 h} - 1} \quad (10)$$

k_2 -ს დამოკიდებულება წიბოს სიმაღლეზე a და m -ს იგივე მნიშვნელობებისთვის მოცემულია ცხრილის სახით:

h მ	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	
k_1	15,86	24,6	31,65	40,58	43,1	
h მ	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	∞
k_1	44,78	45,9	46,64	47,14	47,46	48,1

ცხრილი 2. k_2 -ს წიბოს სიმაღლეზე დამოკიდებულების მანქანური გამოთვლის შედეგები

ზემოთ განხილული ორივე წიბოს ერთად მუშაობის შემთხვევაში, როცა ჰაერის ნაკადი თავიდან ეხება წიბოს სითბოს კონდუქციური ნაკადის საწინააღმდეგო მიმართულებით, ხოლო შემდეგ წიბოს კონდუქციური ნაკადის თანმხვედრი მიმართულებით.



ნახ. 2 წიბოებისთვის ეფექტურობათა საშუალო კოეფიციენტის, წიბოს სიმაღლეზე დამოკიდებულების გრაფიკი

გაწიბოვებული ზედაპირის მუშაობის ეფექტურობა შეფასდება ეფექტურობის საშუალო კოეფიციენტის მეშვეობით:

$$\eta_{\text{წ}} = \frac{\eta_1 + \eta_2}{2} \quad (11)$$

ნახაზზე 2 მოცემულია წიბოების ეფექტურობათა საშუალო კოეფიციენტის წიბოს სიმაღლეზე დამოკიდებულების გრაფიკი

როცა $a=6$ და $m=45$. იქვე დატანილია $\eta_{\text{წ}} = f(h)$ დამოკიდებულების მრუდი როცა ჰაერის ტემპერატურა მიჩნეულია მუდმივად და გაიანგარიშება იგივე პირობებისთვის ფორმულით:

$$\eta_{\text{წ}} = \frac{\text{th}(mh)}{mh} \quad (12)$$

შედარებითი გრაფიკი გვიჩვენებს, რომ წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი გაანგარიშებული ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გათვალისწინებით, მეტია ვიდრე ამ ცვლილების გაუთვალისწინებლად. სხვაობა მათ შორის იზრდება წიბოს სიმაღლის გაზრდით.

მესამე თავში მოცემულია წიბოს ზედაპირსა და ჰაერს შორის თბოცვლის კოეფიციენტის გავლენა წიბოს ეფექტურობაზე.

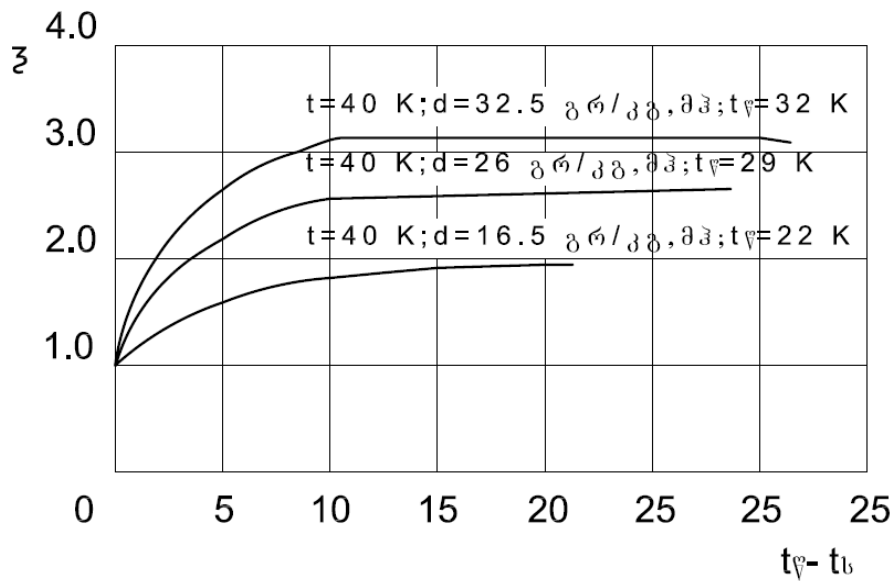
მოსარწყავზედაპირიან თბომცვლელ აპარატებში გაწიბოვებული ზედაპირების ტემპერატურული ველის და მათი ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსათვლელი ფორმულები ისევე როგორც მშრალი წიბოების კლასიკური გაანგარიშების შედეგები მიღებულია დაშვების საფუძველზე, რომ ჰაერსა და წიბოს ზედაპირს შორის თბოცვლის კოეფიციენტი მუდმივია.

აშკარა თბოცვლის და მასათა ცვლის კოეფიციენტების სიდიდეები ჰაერის იძულებითი კონვექციის შემთხვევაში, რასაც ადგილი აქვს ვენტილაციის და ჰაერის კონდიცირების სისტემების თბომცვლელ აპარატებში, ძირითადად დამოკიდებულნი არიან პროცესის აეროდინამიკურ პირობებზე და არ იცვლებიან ზედაპირის ტემპერატურის ცვლილებით. ეს გარემოება დადასტურებულია აგრეთვე სითბოსა და მასის ცვლის ლოკალური კოეფიციენტების გამოკვლევის შედეგად. სხვანაირად, თბოგაცემის საერთო კოეფიციენტი შეიძლება წარმოვადგინოთ როგორც $\alpha_e = \xi \alpha$, სადაც ξ ე.წ. ტენის გამოყოფის კოეფიციენტი და ტოლია

$$\xi = 1 + \frac{\beta_{\text{წ}}}{\alpha} r \frac{P_{\text{ჰ0}} - P_{\text{ჰს}}}{t_0 - t_b} \approx 1 + 2.34 \frac{P_{\text{ჰ0}} - P_{\text{ჰს}}}{t_0 - t_b} \quad (13)$$

ამრიგად, თბოგაცემის საერთო კოეფიციენტის სიდიდეს განსაზღვრავს შეფარდება $\frac{P_{\text{ჰ0}} - P_{\text{ჰს}}}{t_0 - t_b}$, უფრო სწორედ მისი მრიცხველი $P_{\text{ჰ0}} - P_{\text{ჰს}}$ რომელიც წარმოადგენს მასათა ცვლის პოტენციალს.

ნახაზზე 3 მოცემულია ტენის გამოყოფის ξ კოეფიციენტის დამოკიდებულება $t_{\text{წ}} - t_b$ სხვაობაზე ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაციის პირობებში ჰაერის სხვადასხვა საწყისი მდგომარეობისთვის, როცა ჰაერის ნამის წერტილის ტემპერატურა $t_{\text{წ}}$ მუდმივია და იცვლება სითბის ზედაპირის ტემპერატურა t_b 0-დან $t_{\text{წ}}$ -მდე. როგორც გრაფიკიდან ჩანს სითბის ზედაპირის ტემპერატურის ცვლილების ძირითად ინტერვალში ξ კოეფიციენტი და შესაბამისად თბოგაცემის საერთო კოეფიციენტი ძალზედ მცირედ იცვლება. მის მნიშვნელოვან ცვლილებას ადგილი აქვს, როცა ზედაპირის ტემპერატურა ძალზე ახლოსაა ჰაერის ნამის წერტილის ტემპერატურასთან. როცა ეს ტემპერატურები ერთმანეთს უტოლდება, წყდება ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაცია და ξ კოეფიციენტი ერთის ტოლი ხდება.



ნახ. 3 ტენის გამოყოფის ξ კოეფიციენტის დამოკიდებულება $t_\phi - t_s$ სხვაობაზე

გრაფიკიდან აგრეთვე ჩანს, რომ კონდენსაციის ზღვართან ახლოს ξ კოეფიციენტის ცვლილება დამოკიდებულია გარემო ჰაერის მდგომარეობაზე. რაც უფრო ნაკლებია მისი ტენშემცველობა d , მით უფრო მცირედ იცვლება ξ . ამასთან, სითხის ტემპერატურის ცვლილება, აღნიშნულ ზღვართან ახლოს იწვევს თბოცვლის საერთო კოეფიციენტის არა ზრდას, როგორც ავტორთა გამოკვლევებში იყო გათვალისწინებული, არამედ შემცირებას, რის გამოც წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი საერთო ჯამში იზრდება.

მოსარწყავზედაპირებიანი წიბოს ტემპერატურული ველისა და ეფექტურობის კოეფიციენტის ანალიზური ფორმულების გამოყენების არეს დასადგენად დაუშვით უკიდურესად არახელსაყრელი შემთხვევა, როდესაც წიბოს ზედაპირზე მოძრაობს სითხის ნაკადი, მაგრამ წიბო გამორთულია, ე.ი. როცა თბოცვლა მიმდინარეობს მხოლოდ სითხის ნაკადსა და ჰაერს შორის. ამ შემთხვევაში განაწილება სითხის ზედაპირზე გამოითვლება ფორმულით:

$$T_s - T_3 = (T_{s0} - T_3) e^{-a_3 x} \quad (14)$$

სადაც T_s - სითხის ტემპერატურა; T_{s0} - სითხის საწყისი ტემპერატურა;

T_3 - ჰაერის ტემპერატურა;

$$a_3 = \frac{\alpha_3 u}{C_{\phi s} G}; \quad \alpha_3 - \text{თბოცვლის კოეფიციენტი ჰაერსა და სითხეს შორის}$$

$C_{\phi s}$ - სითხის სითბოტევადობა; G - სითხის ხარჯი;

u - წიბოს კვეთის პერიმეტრი

იმისათვის, რომ წიბოს მთელ ზედაპირზე მიმდინარეობდეს ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაცია, სითხის ტემპერატურა წიბოს ბოლოში ნაკლები უნდა იყოს ჰაერის ნამის წერტილის ტემპერატურაზე. ეს მოთხოვნა განხორციელებადია იმ შემთხვევაში, თუ წიბოს სიმაღლე დააკმაყოფილებს პირობას:

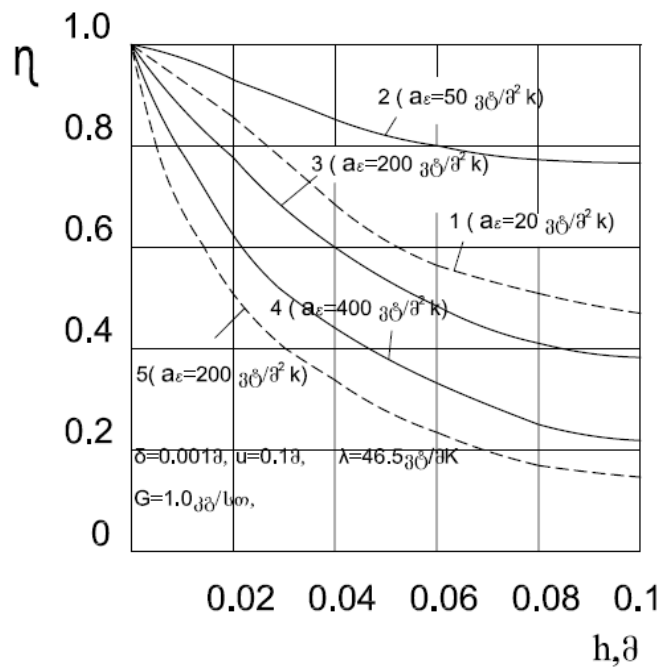
$$h \leq \frac{\ln \frac{t_3 - t_{\varphi}}{t_3 - t_{\text{iso}}}}{a_3} \quad (15)$$

სადაც t_{iso} - სითხის საწყისი ტემპერატურა.

t_{φ} - წიბოს ტემპერატურა.

ანალოგიურმა გამოკვლევებმა გვიჩვენა, რომ სითხის აორთქლების შემთხვევაში თბოცვლის საერთო კოეფიციენტი ზედაპირის ტემპერატურის ზრდასთან ერთად მკვეთრად იზრდება. ამასთან, თბომცვლელ აპარატებში რომელთა მოსარწყავი ზედაპირები გამოიყენება ჰაერის გასათბობად და გასატენიანებლად, სითხის ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა საკმაოდ მაღალია და თბოცვლის საერთო კოეფიციენტი 10 + 20-ჯერ სჭარბობს კონვექციური თბოცვლის კოეფიციენტს, მაშინ როდესაც ჰაერის გაცივების და გაშრობის შემთხვევაში ეს მატება 1 + 3 ჯერადია.

ნახაზზე 4 მოყვანილია შედარებითი გრაფიკი, რომელიც გვიჩვენებს სწორი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის დამოკიდებულებას მის სიმაღლეზე ჰაერის სხვადასხვაგვარი თერმოდინამიკური დამუშავების დროს. მრუდი 1 აღწერს „მშრალი“ წიბოს მუშაობას, როცა მისი ზედაპირი არ ირწყვება ($G=0$) და ჰაერიდან არ ხდება წყლის ორთქლის კონდენსაცია. ჰაერსა და წიბოს ზედაპირს შორის თბოცვლის კოეფიციენტი $\alpha=20$ ვატი/მ²K, შეესაბამება რეალურს ვენტილაციის და ჰაერის კონდიცირების თბომცვლელ აპარატებში, როცა თბოცვლას თან არ სდევს მასათა ცვლა. ყველა სხვა მრუდი განეკუთვნება მოსარწყავზედაპირიან წიბოებს და აგებულია სწორი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსათვლელი ანალიზური ფორმულებით. მრუდი 2 გვიჩვენებს წიბოს ეფექტურობის დამოკიდებულებას მის სიმაღლეზე ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაციის დროს ($\alpha_{\xi}=50$ ვატი/მ²K), მრუდები 3 და 4 წყლის აორთქლების შემთხვევაში, $\alpha_{\xi}=200$ ვატი/მ²K და $\alpha_{\xi}=400$ ვატი/მ²K, როცა მომრწყველი სითხის საწყისი ტემპერატურა ტოლია წიბოს ფუძის ტემპერატურისა. მრუდი 5 აღწერს წიბოს მუშაობას კონდენსაციის პირობებში, შესაბამისად $\alpha_{\xi}=200$ ვატი/მ²K, „ადიაბატურ“ რეჟიმში, როცა გაწიბოვებული ზედაპირები ირწყვებიან რეცირკულირებული წყლით წინასწარი თერმიული დამუშავების გარეშე.



ნახ. 4 წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის დამოკიდებულება მის სიმაღლეზე ჰაერის სხვადასხვაგვარი თერმოდინამიკური დამუშავების დროს

შედარებითი გრაფიკი გვიჩვენებს, რომ როცა თბომცვლელი აპარატი გამოიყენება ჰაერის გასაცივებლად და გასაშრობად, სითხის (წყლის) ნაკადის ორგანიზება წიბოს ზედაპირზე ზრდის წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტს. ამასთან, გამოკვლევებმა გვიჩვენეს, რომ სითხის ხარჯის ზრდა რეალურ ფარგლებში,

$$H_w = \frac{G}{u} = (10 \div 30) \text{კგ/მ},$$

საშუალებას გვაძლევს მნიშვნელოვნად გავზარდოთ წიბოს სიმაღლე „მშრალ“ წიბოსთან შედარებით ეფექტურობის კოეფიციენტის ერთი და იგივე მნიშვნელობის პირობებში, რითაც მიიღწევა მეტალის საგრძნობი ეკონომია.

საწინააღმდეგო სურათს აქვს ადგილი თბომცვლელ აპარატებში, რომლებიც გამოიყენება ჰაერის გასათბობად და გასატენიანებლად. წყლის აორთქლების დროს, თბომცვლის მაღალი კოეფიციენტის გამო, მოსარწყავზედაპირიანი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი მცირდება და როგორც ზოგიერთ ავტორს აქვს მითითებული, საჭირო ხდება ძალზე დაბალი წიბოების ($h = 0.002 \div 0.005\text{მ}$) ან გლუვზედაპირიანი მილების გამოყენება.

აღნიშნულიდან გამომდინარე, ოპტიმალურ ვარიანტად მიგვაჩნია ჰაერის გასათბობად და გასატენიანებლად წყლის აფსკური აორთქლების პროცესის განხორციელება დასველებული კაპილარული ზედაპირებიდან.

მეოთხე თავში მოცემულია სითხის ორგანიზებული ნაკადის გავლენა მოსარწყავ, გაწიბოვებულ ზედაპირიანი თბომცვლელი აპარატების ეფექტურობაზე.

ზედაპირული თბომცვლელი აპარატების თბოტექნიკური მახასიათებლები ბევრადაა დამოკიდებული გაწიბოვებული ზედაპირის ეფექტურობაზე, რომელიც თავის მხრივ დამოკიდებულია წიბოს ზედაპირზე სითბოსა და მასის ცვლის კოეფიციენტებზე, წიბოს მასალაზე, მის ფორმასა და გეომეტრიულ ზომებზე. წიბოს ზედაპირზე სითხის ორგანიზებული ნაკადის შემთხვევაში ამ ფაქტორებს ემატებათ სითხის ხარჯი, მისი საწყისი პარამეტრები და ნაკადის მიმართულება. აქტუალურია ჰაერსა და გაწიბოვებულ ზედაპირს შორის სითბოსა და მასის ცვლის მექანიზმის შესწავლა წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილების გამოკვლევის საშუალებით სითხის ორგანიზებული ნაკადის სხვადასხვა მიმართულებით, ხარჯისა და საწყისი პარამეტრების შემთხვევაში.

აღნიშნულ პრობლემისადმი მიძღვნილ ნაშრომებში განხილულია შემთხვევა, როცა სითხის საწყისი ტემპერატურა ტოლია წიბოს ფუძის ტემპერატურისა და წიბოს ნებისმიერ წერტილში მისი ზედაპირის და სითხის ტემპერატურები ერთმანეთისგან არ განსხვავდებიან. პრაქტიკისათვის უფრო მნიშვნელოვანია შემთხვევა, როცა სითხის საწყისი ტემპერატურა და წიბოს ფუძის ტემპერატურა სხვადასხვაა და სითხის ტემპერატურა განსხვავდება წიბოს ზედაპირის ტემპერატურისაგან. ამ დროს საჭირო ხდება განხილულ იქნას ორი ვარიანტი: პირველი - როცა სითხის ორგანიზებული ნაკადი მოძრაობს წიბოს ფუძის პერპენდიკულარულად და მეორე - როცა სითხის ნაკადი მოძრაობს წიბოს ფუძის გასწვრივ.

მეოთხე თავის პირველ ქვეთავში მოცემულია სწორი წიბოს ზედაპირის ტემპერატურული ველის და ეფექტურობის გამოკვლევა სითხის ორგანიზებული ნაკადის ფუძის პერპენდიკულარული მოძრაობის დროს.

ამ შემთხვევაშიც საჭიროა განვიხილოთ ორი ვარიანტი: პირველი - როცა წიბოს სისქეში სითბოს კონდუქციური ნაკადის მიმართულება ემთხვევა სითხის ნაკადის მიმართულებას და მეორე - როცა ამ ნაკადების მიმართულებები ურთიერთსააწინააღმდეგოა. აღნიშნული ვარიანტების პროცესის მოდელი და კოორდინატთა სისტემა მოცემულია ნახაზზე 5.

ვერტიკალურად განლაგებული სწორი წიბოს ფუძიდან ზემო ნაწილში შემოდის სითხის ორგანიზებული ნაკადი საწყისი ტემპერატურით T_{b0} , ხარჯით G , სითბოტევადობით $C_{\text{წი}}$. სითხის ნაკადი წიბოს ფუძეზე ღებულობს ტემპერატურას $T_{b(\sigma)}$ და ამ ტემპერატურით იწყებს მოძრაობას წიბოს ქვემო ნაწილზე. წიბოს ფუძის ტემპერატურაა $T_{\text{წ0}}$, სისქე- δ , კვეთის ფართობი- f , კვეთის პერიმეტრი- u , სიმაღლე- l ,

თბოგამტარობის კოეფიციენტი- λ . დაშვებულია, რომ ჰაერის ტემპერატურა T_3 , თბოცვლის კოეფიციენტი წიბოს ზედაპირსა და სითხეს შორის α_φ , თბოცვლის კოეფიციენტი სითხესა და ჰაერს შორის α_3 - მუდმივია.

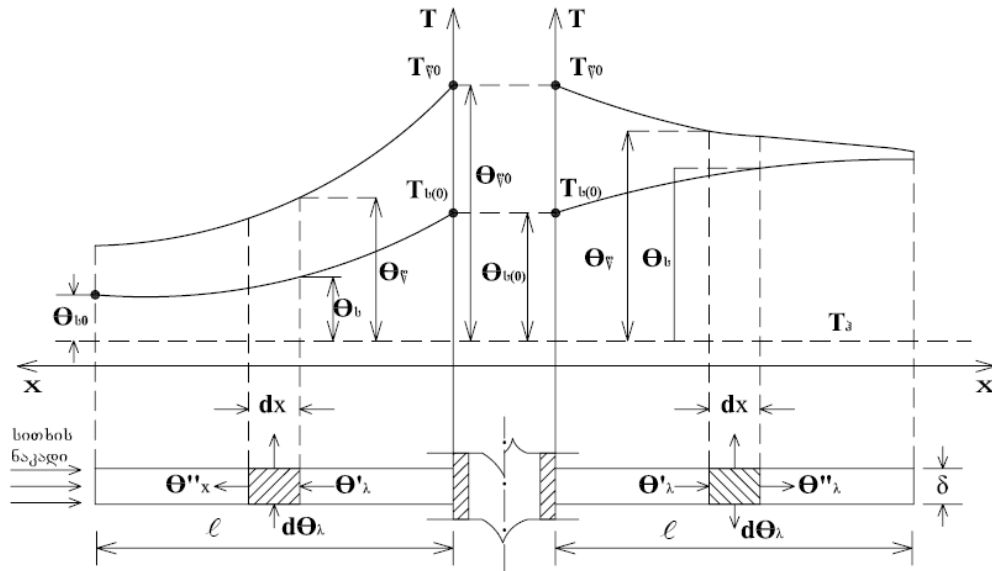
წიბოს ზემო ნაწილის dx ელემენტისათვის გვექნება შემდეგი თბური განტოლებები:

$$\alpha_\varphi u(\theta_\varphi - \theta_b) dx + C_{\varphi b} G \frac{d\theta_b}{dx} dx = \alpha_3 U \theta_b dx \quad (16)$$

$$\lambda t \frac{d^2 \theta_\varphi}{dx^2} dx = \alpha_\varphi U (\theta_\varphi - \theta_b) dx \quad (17)$$

შემოვიღოთ შემდეგი აღნიშვნები: $a_2 = \frac{\alpha_\varphi U}{C_{\varphi b} G}$; $a_3 = \frac{\alpha_3 U}{C_{\varphi b} G}$;

$$a_1 = a_2 + a_3; \quad m \sqrt{\frac{\alpha_\varphi U}{\lambda t}}; \quad \theta_\varphi = T_\varphi - T_3; \quad \theta_b = T_b - T_3;$$



ნახ. 5 წიბოს სისქეში, სითბოს კონდუქციური ნაკადის და სითხის ნაკადის პროცესის მოდელი და კოორდინატა სისტემა

რიგი მათემატიკური გარდაქმნების შედეგად მიღებულია სითხის ნაკადის ტემპერატურის, წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილების და წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსათვლელი ფორმულები:

დავუშვათ, რომ სხვაობა $\theta_\varphi - \theta_b$ იცვლება შემდეგი ექსპონენციალური კანონით:

$$\theta_b = \theta_{b0} \exp[-a_3(\ell - x)] + [\theta_{\varphi0} - \theta_{b0} \exp(-a_3 \ell)] \frac{a_2 [\exp(-k_1 x) - \exp[-a_3(\ell - x) - k_1 \ell]]}{a_1 + k_1 - a_2} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \theta_{\nabla} &= \theta_b + [\theta_{\nabla_0} - \theta_{b(o)}] \exp(-k_1 x) = \theta_{b(o)} \exp[-a_3(\ell - x)] + \\ &+ [\theta_{\nabla_0} - \theta_{b(o)} \exp(-a_3 \ell)] \frac{(a_1 + k_1 [\exp(-k_1 x) - a_2 \exp[-a_3(\ell - x) - k_1 \ell]]}{a_1 + k_1 - a_2 \exp[-(a_3 + k_1) \ell]} \end{aligned} \quad (19)$$

წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი ტოლი იქნება:

$$\begin{aligned} \eta_{\nabla} &= \frac{\theta_{b(o)}}{\theta_{\nabla_0}} \frac{1 - \exp(-a_3 \ell)}{a_3 \ell} + \frac{\theta_{\nabla_0} - \theta_{b(o)} \exp(-a_3 \ell)}{\theta_{\nabla_0}} \times \\ &\times \frac{a_2}{a_1 + k_1 - a_2 \exp[-(a_3 + k_1) \ell]} \left\{ \frac{1 - \exp(-k_1 \ell)}{k_1 \ell} - \frac{\exp(-k_1 \ell) [1 - \exp(-a_3 \ell)]}{a_3 \ell} \right\} \end{aligned} \quad (20)$$

ამ ფორმულები შემავალი უცნობი სიდიდის k_1 - ის საპოვნელად, ბალანსური დიფერენციალური განტოლებებიდან რიგი მათემატიკური გარდაქმნების შემდეგ მივიღებთ შემდეგ გამოსახულებას:

$$k_1^2 + a_2 k_1 - m^2 = -m^2 \frac{k_1 \ell}{\exp(k_1 \ell) - 1} \quad (21)$$

რომლის ამოხსნის შედეგად მაღალი წიბოებისთვის გვექნება

$$k_1 = -\frac{a_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{a_2}{2}\right)^2 + m^2} \quad (22)$$

სწორი წიბოს ქვემო ნაწილის dx ელემენტისათვის თბური ბალანსის განტოლებას ექნება შემდეგი სახე:

$$\frac{d\theta_b}{dx} + a_3 \theta_b = a_2 [\theta_{\nabla_0} - \theta_{b(o)}] \exp(-k_2 x) \quad (23)$$

რიგი მათემატიკური გარდაქმნების შედეგად მიღებულია:

სითხის ნაკადის ტემპერატურის ფორმულა

$$\theta_b = \theta_{b(o)} \exp(-a_3 x) + [\theta_{\nabla_0} - \theta_{b(o)}] \frac{a_2}{k_2 - a_3} [\exp(-a_3 x) - \exp(-k_2 x)] \quad (24)$$

წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილების ფორმულა:

$$\begin{aligned} \theta_{\nabla} &= \theta_{b(o)} \exp(-a_3 x) + [\theta_{\nabla_0} - \theta_{b(o)}] \frac{a_2}{k_2 - a_3} [\exp(-a_3 x) - \exp(-k_2 x)] + \\ &+ [\theta_{\nabla_0} - \theta_{b(o)}] \exp(-k_2 x) \end{aligned} \quad (25)$$

წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის ფორმულა:

$$\eta_{\nabla} = \frac{\theta_b}{\theta_{\nabla_0}} = \frac{\theta_{b(o)}}{\theta_{\nabla_0}} \frac{1 - \exp(-a_3 \ell)}{a_3 \ell} + \frac{\theta_{\nabla_0} - \theta_{b(o)}}{\theta_{\nabla_0}} \frac{a_2}{(k_2 - a_3) \ell} \left[\frac{1 - \exp(-a_3 \ell)}{a_3 \ell} - \frac{1 - \exp(-k_2 \ell)}{k_2 \ell} \right] \quad (26)$$

ამ ფორმულებში შემავალი სიდიდე $\theta_{b(o)}$ განისაზღვრება

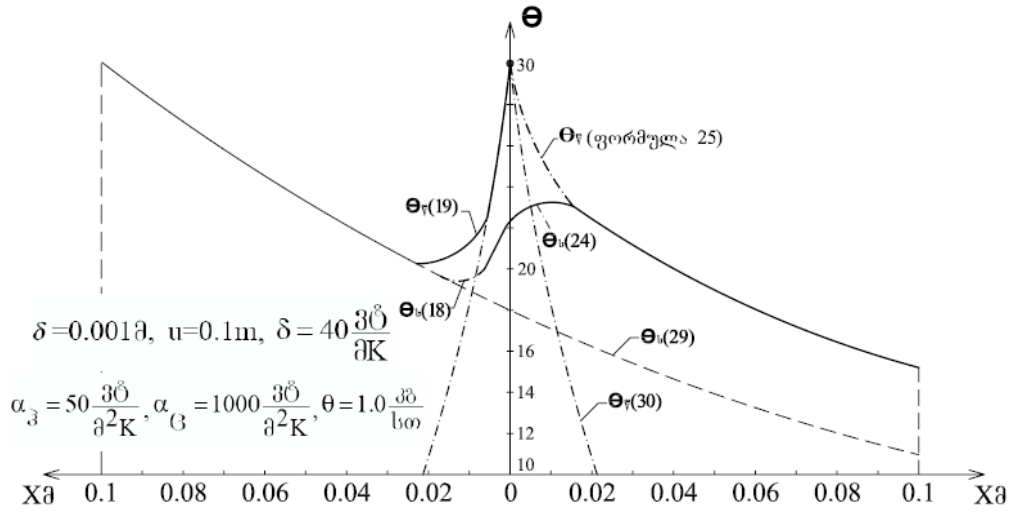
$$\theta_{b(o)} = \theta_{b(o)} \frac{(a_3 + k_1) \exp(-a_3 \ell)}{a_1 + k_1 - a_2 \exp[-(a_3 + k_1) \ell]} + \theta_{\nabla_0} \frac{a_2 \{1 - \exp[-(a_3 + k_1) \ell]\}}{a_1 + k_1 - a_2 \exp[-(a_3 + k_1) \ell]} \quad (26')$$

(26') ფორმულის საშუალებით, ხოლო k_2 -ის გამოსათვლელად მიღებული გვაქვს გამოსახულება

$$k_2^2 - a_2 k_2 - m^2 = -m^2 \frac{k_2 \ell}{\exp(k_2 \ell) - 1} \quad (27)$$

რომლის ამოხსნის შედეგად მაღალი წიბოებისთვის მიიღება:

$$k_2 = \frac{a_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{a_2}{2}\right)^2 + m^2} \quad (28)$$



ნახ. 6 წიბოების ზედაპირის და სითხის ტემპერატურების განაწილების მრუდები

ნახაზზე 6, სადაც კოორდინატა $X = 0$ პირობითად მიღებულია როგორც ზემო და ქვემო წიბოების გამყოფი ფუძე, დატანილია (18), (19), (24), (25) ფორმულებით გამოთვლილი 10 სმ სიმაღლის მქონე წიბოებისთვის ზედაპირის და სითხის ტემპერატურების განაწილების მრუდები. აქვე დატანილია იმავე ზედაპირებზე სითხის ტემპერატურის განაწილების მრუდი, როცა წიბოები გამორთულია, ე.ი. როცა თბოცვლა მიმდინარეობს სითხის ნაკადსა და ჰაერს შორის. ტემპერატურის ეს განაწილება გამოთვლილია ცნობილი ფორმულით:

$$\theta_b = \theta_{b0} \exp\left(-\frac{\alpha_3 u}{C_{\text{წბ}} G} x\right) \quad (29)$$

ასევე დატანილია წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილება სითხის ნაკადის გარეშე:

$$\theta_{\text{წ}} = \theta_{\text{წ0}} \exp\left(-\sqrt{\frac{\alpha_3 u}{\lambda f}} x\right) \quad (30)$$

როგორც გრაფიკიდან ჩანს, სითხის ნაკადის შემთხვევაში წიბოს ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა გაცილებით მაღალია, ვიდრე სითხის ნაკადის გარეშე. ეს ტემპერატურა ასევე მეტია სითხის ნაკადის საშუალო ტემპერატურაზე გამორთული წიბოების დროს.

რეალურ პირობებში სწორი წიბოს ზემო და ქვემო ნაწილები ერთად მუშაობენ. ამიტომ წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი უნდა განვიხილოთ როგორც წიბოს ზემო და ქვემო ნაწილების ეფექტურობათა საშუალო სიდიდე.

სითხის ნაკადის ტემპერატურა წიბოს ზედა და ქვედა ნაწილების პირობითად გამყოფ ფუძეზე, როცა $X=0$

$$\theta_{b(o)} = \theta_{bo} \frac{(a_3 + k_1) \exp(-a_3 \ell)}{a_1 + k_1 - a_2 \exp[-(a_3 + k_1) \ell]} + \theta_{\psi o} \frac{a_2 [1 + \exp[-(a_3 + k_1) \ell]]}{a_1 + k_1 - a_2 \exp[-(a_3 + k_1) \ell]}$$

მოსარწყავზედაპირებიანი თბომცვლელი აპარატის პრაქტიკულად გამოყენების ყველაზე ხელსაყრელ შემთხვევად ითვლება, როცა გაწიბოვებული ზედაპირები ირწყვება მუდმივად რეცირკულირებული სითხით (წყლით) ეს პროცესი ხელსაყრელია იმიტომ, რომ არ მოითხოვს მომრწყველი სითხის წინასწარ თერმულ დამუშავებას და შესაბამისად დამატებით ხარჯებს. ასეთი „ადიაბატური“ პროცესის განხორციელებისას მყარდება რეჟიმი, როცა სითხის ტემპერატურა წიბოს ზედა ნაწილის დატოვებისას წიბოს ქვედა ნაწილზე შემოსული სითხის ტემპერატურის ტოლია.

სითხის ეს ტემპერატურა შეიძლება გამოვითვალოთ შემდეგი გამოსახულების საშუალებით:

$$\theta_{bo} = \theta_{\psi o} \frac{\frac{a_2}{k_1 - a_3} [\exp(a_3 \ell) - \exp(-k_1 \ell)] + \frac{M}{1 - M} \exp(-a_3 \ell)}{\frac{M}{1 - M} - \exp(-2a_3 \ell) + \frac{a_2}{k_1 - a_3} \{ \exp(-2a_3 \ell) + \exp[-(a_3 + k_1) \ell] \}} \quad (31)$$

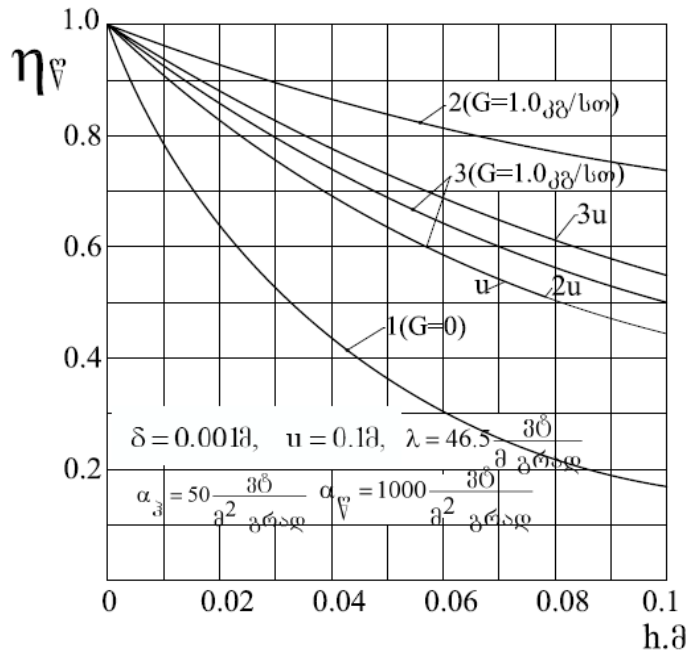
სადაც

$$M = \frac{a_2 \{1 - \exp[-(a_3 + k_2) \ell]\}}{a_1 + k_2 - a_2 \exp[-(a_3 + k_2) \ell]}$$

როგორც გამოთვლებმა გვიჩვენა, ასეთი „ადიაბატური“ პროცესის განხორციელებისას წიბოს ეფექტურობაზე მცირედ მოქმედებს სითხის ხარჯი. წიბოს ეფექტურობაზე მნიშვნელოვანი გავლენა აქვს წიბოს გეომეტრიულ პარამეტრებს, მათ შორის სითხესა და წიბოს შორის კონტაქტის ზედაპირს.

ნახაზზე 7 მოყვანილია სითხის ნაკადიანი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის დამოკიდებულება წიბოს სიმაღლეზე, „მშრალი“ წიბოს შემთხვევაში (მრუდი 1), როცა სითხის საწყისი ტემპერატურა ტოლია წიბოს ფუძის ტემპერატურისა (მრუდი 2) და „ადიაბატური“ რეჟიმის დროს (მრუდები 3) კონტაქტის სხვადასხვა ფართის პირობებში.

როგორც გრაფიკიდან ჩანს „ადიაბატურ“ რეჟიმში სითხესა და წიბოს შორის კონტაქტის ზედაპირის გაზრდით იზრდება წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი. ამიტომ, სასურველია წიბოს ზედაპირზე შეიქმნას კაპილარული სტრუქტურა, რაც წიბოს ეფექტურობის ამაღლებასთან ერთად ხელს შეუწყობს სითხის ნაკადის თანაბარ განაწილებას წიბოს მთელ ზედაპირზე.



ნახ. 7 სითხის ნაკადიანი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის დამოკიდებულება წიბოს სიმაღლეზე

„ადიაბატური“ პროცესის განხორციელებისას წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი ნაკლებია, ვიდრე თერმულად დამუშავებული წყლით მორწყვის პირობებში, როცა წყლის საწყისი ტემპერატურა ტოლია წიბოს ფუძის, ანუ მილებში გამავალი წყლის ტემპერატურისა, მაგრამ იგი სჭარბობს „მშრალი“ წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტს. გაწიბოვებულ ზედაპირებზე სითხის ნაკადის ორგანიზებით, „ადიაბატურ“ რეჟიმშიც, შესაძლებელია წიბოს ეფექტურობის ოპტიმალური მნიშვნელობის, $\eta_p \geq 85$, შენარჩუნება საკმაოდ მაღალი წიბოების შემთხვევაში ($h = 0,02 \div 0,03$ მ); რაც საგრძნობლად ამცირებს მილების ხარჯს იმ აპარატებთან შედარებით, სადაც წიბოს სიმაღლედ ჩვეულებრივად მიღებულია $h = 0,005 \div 0,01$ მ და იძლევა მეტალის მნიშვნელოვან ეკონომიას.

მეოთხე თავის მეორე ქვეთავში მოცემულია სწორი წიბოს ზედაპირის ტემპერატურული ველის და ეფექტურობის გამოკვლევა სითხის ორგანიზებული ნაკადის ფუძის გასწვრივად მოძრაობის დროს.

მოსარწყავზედაპირიან თბომცვლელ აპარატებში, რომლებიც გამოიყენება ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში, შესაძლებელია ისეთი პროცესის განხორციელება, როცა სითხე მოძრაობს სწორი წიბოს ზედაპირზე ფუძის პარალელურად. ამ შემთხვევაში ტემპერატურული ველი წიბოს ზედაპირზე ორგანზომილებიანია. ანალოგიური სტაციონალური თბოგამტარობის ორგანზომილებიანი ამოცანა ნახევრადმეზღვედი ფირფიტისათვის სითხის გარეშე განხილულია ავტორთა შრომებში.

სითხის ბალანსის დიფერენციალური განტოლება ზედაპირის $dxdy$ ელემენტისათვის შემდეგნაირად ჩაიწერება:

$$\lambda \delta \left(\frac{\gamma^2 T_{\text{ფ}}}{\gamma x^2} + \frac{\gamma^2 T_{\text{ფ}}}{\gamma y^2} \right) dx dy = \frac{C_{\text{ფ}} G}{h} \frac{\gamma T_{\text{ბ}}}{\gamma y} dx dy + 2\alpha_{\text{ა}} (T_{\text{ბ}} - T_{\text{ა}}) dx dy \quad (32)$$

რიგი მათემატიკური გარდაქმნების, ფურიეს სინუს გარდაქმნის გამოყენებით წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილების ფორმულა მიიღებს სახეს:

$$\theta(x_1, y) = \frac{2}{\Pi} \theta_{\text{ბო}} \int_0^{\infty} \frac{\ell^{-y \left(K - \frac{a}{2} \right)}}{\lambda} \sin(\lambda x) d\lambda - \frac{2}{\Pi} b \theta_{\text{ბო}} \int_0^{\infty} \frac{\ell^{-y \left(K - \frac{a}{2} \right)}}{\lambda(\lambda^2 + b)} \sin(\lambda x) d\lambda + \frac{2}{\Pi} b \theta_{\text{ბო}} \int_0^{\infty} \frac{\sin(\lambda x)}{\lambda(\lambda^2 + b)} d\lambda \quad (33)$$

წიბოს ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა განისაზღვრება შემდეგი გამოსახულებით:

$$\bar{\theta} = \frac{1}{hL} \int_0^h \int_0^L \theta_{(x_1, y)} dx dy \quad (34)$$

სადაც L -წიბოს სიგრძეა y ღერძის მიმართულებით. ამ ფორმულაში (33) - ს შეტანით მივიღებთ:

$$\bar{\theta} = \frac{2\theta_{\text{ბო}}}{\Pi h L} \int_0^{\infty} \frac{(1 - \cos h\lambda) \left[1 - \ell^{-L \left(K - \frac{a}{2} \right)} \right]}{\lambda^2 \left(K - \frac{a}{2} \right)} d\lambda - \frac{2b\theta_{\text{ბო}}}{\Pi h L} \int_0^{\infty} \frac{(1 - \cos h\lambda) \left[1 - \ell^{-L \left(K - \frac{a}{2} \right)} \right]}{\lambda^2 (K_2 - b) \left(K - \frac{a}{2} \right)} d\lambda + \quad (35)$$

$$\theta_{\text{ბო}} + \frac{\theta_{\text{ბო}}}{h\sqrt{b}} \left(\ell^{-h\sqrt{b}} - 1 \right)$$

წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი კი იქნება:

$$\eta = 1 - \frac{\bar{\theta}}{\theta_{bo}} = \frac{2b}{\Pi h L} \int_0^\infty \frac{(1 - \cos h\lambda) \left[1 - \ell^{-L\left(\frac{K-a}{2}\right)} \right]}{\lambda^2 \left(\lambda^2 + b \right) \left(K - \frac{a}{2} \right)} d\lambda - \frac{2\theta_{bo}}{\Pi h L \theta_{bo}} \int_0^\infty \frac{(1 - \cos h\lambda) \left[1 - \ell^{-L\left(\frac{K-a}{2}\right)} \right]}{\lambda^2 \left(K - \frac{a}{2} \right)} d\lambda + \frac{1 - \ell^{-h\sqrt{b}}}{h\sqrt{b}}. \quad (36)$$

მეოთხე თავის მესამე ქვეთავში მოცემულია მრგვალი წიბოს ზედაპირის ტემპერატურული ველის და ეფექტურობის გამოკვლევა სითხის ორგანიზებული ნაკადის შემთხვევაში.

გათბობის, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში ჰაერის თერმოდინამიკური დამუშავებისთვის, უმრავლეს შემთხვევაში, გამოიყენება თბომცვლელი აპარატები, სადაც ცილინდრული ზედაპირები (მილები) აღჭურვილია მრგვალი წიბოებით.

სითხის ორგანიზებული ნაკადი ასეთ ზედაპირებზე იწვევს ტემპერატურული ველის და შესაბამისად ეფექტურობის კოეფიციენტის ცვლილებას „მშრალ“ წიბოებთან შედარებით. განვიხილოთ ერთგვაროვანი მასალის მრგვალი წიბო მუდმივი სისქით δ და თბოგამტარობის კოეფიციენტით λ . წიბოს შიგა რადიუსია r_1 , ხოლო გარე რადიუსი - r_2 . დაშვებულია, რომ მუდმივია სითხის ხარჯი G და სითბოტევადობა $C_{\text{წიბ.}}$. ასევე მუდმივია ჰაერის ტემპერატურა t_b , წიბოს ტემპერატურა ფუძეზე T_o და ჰაერსა და სითხეს შორის თბოცვლის კოეფიციენტი α . სითხისა და წიბოს ტემპერატურები ზედაპირის ნებისმიერ წერტილში ერთმანეთის ტოლია $T_{\text{წიბ.}} = T_{bo} = T$. მიღებული გვაქვს $\theta = T - T_3$, $\theta_o = T_o - T_3$.

dr სისქის წიბოს რგოლური ელემენტისთვის თბოგამტარობით გადატანილი სითბოს რაოდენობა იქნება;

$$dQ\lambda = \theta r - \theta r + dr = 2\Pi\lambda \left(\frac{d^2\theta}{dr^2} r dr + \frac{d\theta}{dr} dr \right) \quad (37)$$

სითხის ნაკადის მიერ გადატანილი სითბოს რაოდენობა:

$$dQ_G = - C_{\text{წიბ.}} G \frac{d\theta}{dr} dr \quad (38)$$

მათი ჯამი წარმოადგენს გარემო ჰაერისადმი გადაცემულ სითბოს რაოდენობას;

$$dQ = \alpha \theta 4 \Pi r dr \quad (39)$$

ამრიგად მივიღებთ შემდეგ დიფერენციალურ განტოლებას;

$$\frac{d^2\theta}{dr^2} - \frac{1}{r} \left(\frac{C_{\text{წიბ.}} G}{2\Pi\lambda\delta} - 1 \right) \frac{d\theta}{dr} - \frac{2\alpha}{\lambda\delta} \theta = 0 \quad (40)$$

რომელიც წარმოადგენს ბესელის მოდიფიცირებულ დიფერენციალურ განტოლებას, რომლის ამოხსნა რიგი მატემატიკური გარდაქმნით მოგვცემს მრგვალი წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილების ფორმულას:

$$\theta = \theta_o \left(\frac{r}{r_1} \right)^V \frac{I_V(z)K_{V-1}(z_2) + I_{V-1}(z_2)K_V(z)}{I_V(z_1)K_{V-1}(z_2) + I_{V-1}(z_2)K_V(z_1)} \quad (41)$$

წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი შემდეგნაირად გამოისახება:

$$\eta = \frac{2\Pi\alpha \int_{r_1}^{r_2} \theta r dr}{\Pi(r_2^2 - r_1^2)\alpha\theta_o} = \frac{2 \int_{r_1}^{r_2} \theta r dr}{\theta_o(r_2^2 - r_1^2)} \quad (42)$$

(40) - დან გვექნება:

$$r\theta = \frac{r}{m^2} \frac{d^2\theta}{dr^2} - \frac{1}{m^2} \left(\frac{C_{poc}G}{2\Pi\lambda\delta} - 1 \right) \frac{d\theta}{dr}$$

და მივიღებთ:

$$\eta = \frac{2}{\theta_o m^2 (r_2^2 - r_1^2)} \left[2V(\theta_o - \theta_{r_2}) - r_1 \left(\frac{d\theta}{dr} \right)_{r=r_1} \right] \quad (43)$$

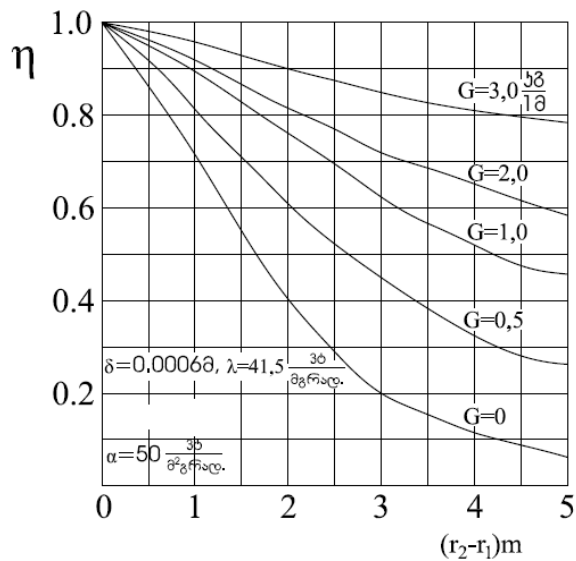
გამოვიყენებთ რა რეკურენტულ ფორმულებს საბოლოოდ მივიღებთ:

$$\eta = \frac{2}{m^2(r_2^2 - r_1^2)} x \frac{2V [I_V(z_1)K_{V-1}(z_2) + I_{V-1}(z_2)K_V(z_1)] - 2V \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^V [I_V(z_2)K_{V-1}(z_2) + I_{V-1}(z_2)K_V(z_2)]}{x \frac{I_V(z_1)K_{V-1}(z_2) + I_{V-1}(z_2)K_V(z_1)}{I_V(z_1)K_{V-1}(z_1) + I_{V-1}(z_1)K_V(z_2)} - \frac{r_1 [K_{V-1}(z_2)I_{V-1}(z_1) - I_{V-1}(z_2)K_{V-1}(z_1)]}{I_V(z_1)K_{V-1}(z_2) + I_{V-1}(z_2)K_V(z_1)}} \quad (44)$$

რომელიც, როცა $G = 0$ ე.ი. $V = 0$ გარდაიქმნება „მშრალი“ წიბოს ეფექტურობის გამოსათვლელ ფორმულად:

$$\eta = \frac{r r_1}{m(r_2^2 - r_1^2)} \frac{I_1(mr_2)K_1(mr_1) - K_1(mr_2)Z_1(mr_1)}{K_1(mr_2)I_o(mr_1) + I_1(mr_2)K_o(mr_1)} \quad (45)$$

ნახაზზე 8 მოცემულია მრგვალი წიბოს ეფექტურობის დამოკიდებულება სიდიდეზე $m(r_2 - r_1)$ სითხის სხვადასხვა ხარჯის დროს. როგორც გრაფიკიდან ჩანს, მრგვალი წიბოს შემთხვევაშიც სითხის ნაკადს დიდი გავლენა აქვს წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტზე და ეს გავლენა იზრდება სითხის ხარჯის გაზრდით.



ნახ. 8 მრგვალი წიბოს ეფექტურობის დამოკიდებულება სიდიდეზე $m(r_2 - r_1)$ სითხის სხვადასხვა ხარჯის დროს

მეხუთე თავში მოცემულია წიბოს ზედაპირის ტემპერატურული ველის ექსპერიმენტალური გამოკვლევა.

ზემოთ მოყვანილ მასალებში მოცემულია წიბოს ზედაპირის ტემპერატურული ველის და ეფექტურობის გამოსათვლელი ფორმულები სითხის ორგანიზებული ნაკადის შემთხვევაში და მათზე ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გათვალისწინებით. მიღებული ანალიზური დამოკიდებულებების შესამოწმებლად ჩატარებულ იქნა ექსპერიმენტალური გამოკვლევები, რისთვისაც შექმნილი იყო რამოდენიმე ექსპერიმენტალური სტენდი. პირველ სტენდზე შეისწავლებოდა სწორი წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილება ჰაერის ბუნებრივი კონვექციის პირობისთვის, როცა სითხის საწყისი ტემპერატურა ტოლია წიბოს ფუძის ტემპერატურის, სითხის ნაკადის და კონდუქციური სითხოს ნაკადის მიმართულებები ერთმანეთს ემთხვევა. სწორკუთხა კვეთის სწორ წიბოს წარმოადგენდა უჟანგავი ფოლადის ფირფიტა, რომლის თბოგამცემ ზედაპირზე დატანილი იყო კაპილარული ღარები, მეორე ზედაპირი კი იყო თბოიზოლირებული.

მობილი ფირფიტა ერთი ბოლოთი ჩაშვებული იყო წყლიან ავზში. ავზში წყლის ტემპერატურის რეგულირება ხორციელდებოდა ავტომატური მოწყობილობით-აღჭურვილი თერმოსტატის საშუალებით. ფირფიტის კაპილარული სტრუქტურა, მუშაობდა რა როგორც კაპილარული ტუმბო, უზრუნველყოფდა წყლის მუდმივ ნაკადს წიბოს ზედაპირზე. წყლის ხარჯის რეგულირება ხორციელდებოდა წიბოს ჩაძირვის დონის ცვლილებით, ხოლო ხარჯის გაზომვა კი აწონვით.

ტემპერატურის ცვლილება ფირფიტის ზედაპირზე განისაზღვრებოდა ზედაპირზე მირჩილული ქრომელ - ალუმელის თერმოწყვილების საშუალებით. ტემპერატურა იზომებოდა რვა წერტილში წიბოს ფუძიდან (ფირფიტის ბოლო, ჩაშვებული წყალში) წიბოს ბოლომდე (ფირფიტის თავისუფალი ბოლო ჰაერში).

ავზში მყოფი წყლის ტემპერატურის ცვლილების შესაბამისად ფირფიტის ზედაპირის ტემპერატურული ველი განისაზღვრებოდა როგორც ჰაერიდან წყლის ზედაპირზე წყლის ორთქლის კონდენსაციის, ასევე წყლის აორთქლების პირობებში. განისაზღვრებოდა აგრეთვე „მშრალი“ წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილება სითხის ნაკადის გარეშე.

ექსპერიმენტული გამოკვლევების რეზულტატები მოცემულია ნახაზზე 9 უგანზომილებო კოორდინატებში:

$$\frac{\theta}{\theta_o} = \frac{t_3 - t_x}{t_3 - t_o} \quad \text{და} \quad \frac{x}{h}$$

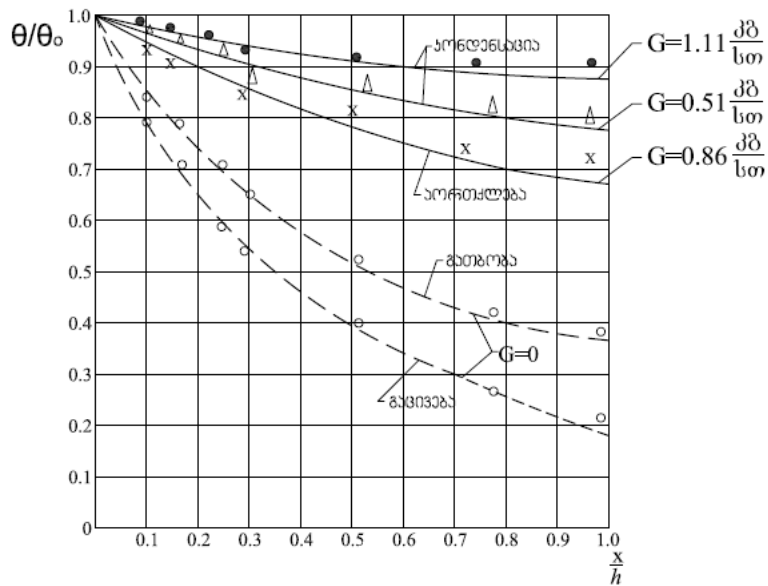
სადაც t_3 -ჰაერის ტემპერატურაა K , t_o -წიბოს ფუძის ტემპერატურა (წყლის ტემპერატურა ავზში), t_x -ზედაპირის ტემპერატურა მოცემულ წერტილში, x -წერტილის კოორდინატა m , h -წიბოს (ფირფიტის) სიმაღლეა, m .

გრაფიკზე დატანილია ტემპერატურის განაწილება წიბოს სიმაღლეზე ჰაერის გათბობის და გაცივების შემთხვევაში სითხის ნაკადის გარეშე ($G = 0$), ასევე წყლის აორთქლებისა და მის ზედაპირზე ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაციის პირობებში სითხის ნაკადის სხვადასხვა ხარჯის დროს.

ნახაზზე 9 დატანილი, წიბოს ზედაპირზე წყლის ნაკადის გარეშე ტემპერატურის განაწილების თეორიული წყვეტილი მრუდები, აგებულია ცნობილი ფორმულის საშუალებით:

$$\theta = \theta_o \frac{ch[m(h-x)]}{ch(mh)} \quad (46)$$

სხვა დანარჩენი მრუდები, რომლებიც აღწერენ ტემპერატურის განაწილებას წიბოს ზედაპირზე სითხის ნაკადის სხვადასხვა ხარჯის დროს წყლის აორთქლების ან მის ზედაპირზე ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაციის პროცესში, აგებულია (26) ფორმულით. თეორიული და ექსპერიმენტალური მონაცემების ერთგვარი არდამთხვევა აიხსნება იმ გარემოებით რომ, (26) თეორიული ფორმულა არ ითვალისწინებს თბოცვლას სითხის ნაკადსა და წიბოს ზედაპირს შორის. ამასთან ერთად, ბუნებრივი კონვექციის პირობებში, მიუხედავად იმისა, რომ ჰაერსა და ზედაპირს შორის თბოცვლის კოეფიციენტი მცირეა, მის ცვლილებას წიბოს სიმაღლეზე მნიშვნელოვანი გავლენა აქვს ტემპერატურის განაწილებაზე.



O-G=0, Δ-G=0.51 $\frac{\text{კბ}}{\text{სთ}}$, X-G=0.86 $\frac{\text{კბ}}{\text{სთ}}$, ●-G=1.11

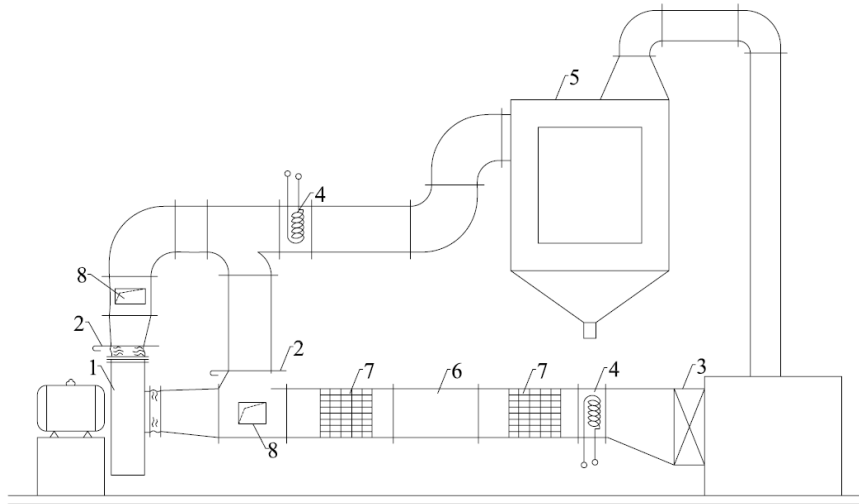
ნახ. 9 ექსპერიმენტული გამოკვლევების რეზულტატები

მეორე ექსპერიმენტალურ სტენდზე შეისწავლებოდა ტემპერატურის განაწილება ფუმიდან ზემო და ქვემო წიბოებზე მომრწყველი სითხის სხვადასხვა საწყისი ტემპერატურის დროს ჰაერის იძულებითი კონვექციის პირობებში. უქანგავი ფოლადისაგან დამზადებული ფირფიტის შუა ნაწილში მიდუღებული იყო მილაკი, რომელშიც მიედინებოდა თბილი ან ცივი წყალი. ფირფიტის გარე ზედაპირზე, წყლის თანაბარი განაწილების მიზნით, შექმნილი იყო კაპილარული სტრუქტურა. ფირფიტის მეორე მხარე იყო საიმედოდ თბოიზოლირებული.

ფირფიტის გარე ზედაპირზე წყალი მიეწოდებოდა სიფონური ტუმბოს საშუალებით, რომელიც ჩაშვებული იყო წყლის ავზში. წყლის მიწოდება ავზში და მისი ტემპერატურის რეგულირება ხორციელდებოდა თერმოსტატის საშუალებით. ფირფიტის მილაკიდან ზემო ნაწილში წყლის ნაკადისა და კონდუქციური სითხის მიმართულებები ურთიერთსაწინააღმდეგო იყო, ხოლო ქვემო ნაწილში ეს მიმართულებები ერთმანეთს ემთხვეოდა.

ფირფიტის მთელ სიმაღლეზე ტემპერატურის განაწილება განისაზღვრებოდა ქრომელ - ალუმელის თერმოწყვილებით, რომლებიც მირჩილული იყო ზედაპირის 10 წერტილში. წყლის ნაკადის საწყისი და საბოლოო ტემპერატურები, აგრეთვე მილაკში გამავალი წყლის ტემპერატურა იზომებოდა ლაბორატორიული თერმომეტრის საშუალებით, წყლის ნაკადის ხარჯი კი აწონვით.

ფირფიტა მოთავსებული იყო ექსპერიმენტალური დანადგარის მუშა ნაწილში (6) კვეთის ზომებით 0,36X0,3 (h)მ. ექსპერიმენტალური დანადგარი წარმოადგენდა შეკრულ კონტურიან აეროდინამიურ მილს, რომლის სქემა მოცემულია ნახაზზე 10.



ნახ. 10 ექსპერიმენტალური დანადგარი

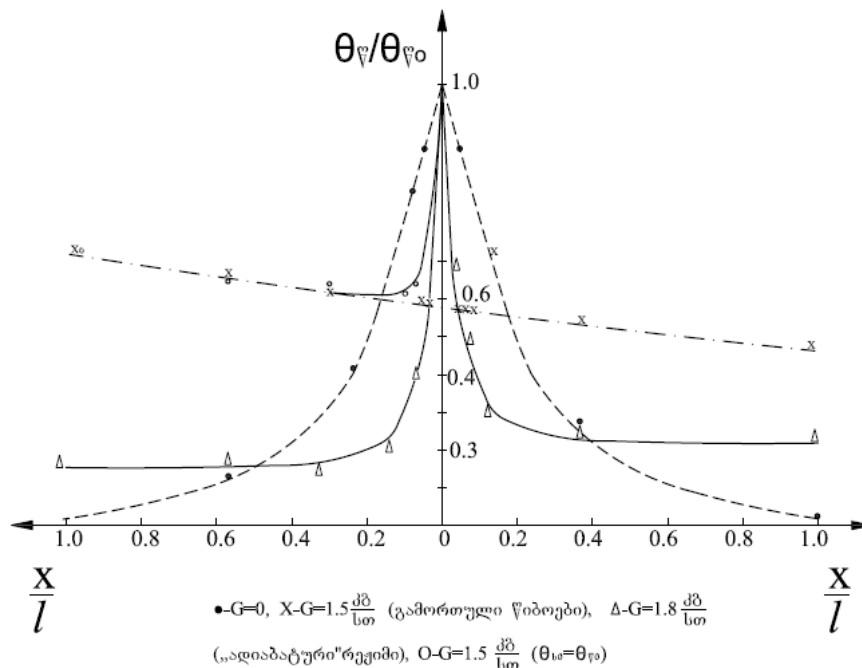
ჰაერის ცირკულაცია სისტემაში ხორციელდებოდა IIC-30 ტიპის ცენტრიდანული ვენტილატორის (1) საშუალებით რომლის წარმადობაა $3000 \frac{\text{მ}^3}{\text{სთ}}$ და ანვითარებს 630 მმ. წყ. სვ. წნევას. ვენტილატორის წარმადობა რეგულირდებოდა ვენტილატორის დამჭირხნავ მილყელთან და ბაიპასზე დაყენებული შიბერებით (2). სისტემაში ჰაერის საჭირო ტემპერატურას უზრუნველყოფდა წყლიანი (3) და ელექტროკალორიფერები (4) საჭირო ტენიანობას ნაცმებიანი გამატენიანებელი საკანი (5). ჰაერის ნაკადის გათანაბრებისათვის მუშა ნაწილის წინ და მის შემდეგ დაყენებული იყო მასწორებელი ცხაურები (7). ჰაერის ხშირი ცვლისათვის გათვალისწინებული იყო ღიობები (8). ჰაერის ნაკადის ტემპერატურა და ტენიანობა დანადგარის მუშა ნაწილში შესვლისას და გამოსვლისას იზომებოდა ლაბორატორიული თერმომეტრებისა და ფსიქრომეტრების საშუალებით. ჰაერის ხარჯი განისაზღვრებოდა პნევმომეტრული მილებით, რომელთა საშუალებით იზომებოდა ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე ჰაერსატარის კვეთის სხვადასხვა წერტილებში.

ჩატარებული იქნა ექსპერიმენტების რამოდენიმე სერია: თბოცვლა ფირფიტასა და ჰაერს შორის წყლის ნაკადის გარეშე; თბოცვლა წყლის ნაკადსა და ჰაერს შორის გამორთული წიბოების დროს, როცა მილაკში არ მიედინებოდა წყალი; თბოცვლა „ადიაბატური“ რეჟიმის პირობებში, როცა წყლის ნაკადის საწყისი და საბოლოო

ტემპერატურები ერთმანეთის ტოლია; თბოცვლა წყლის ნაკადის და მილაკში გამავალი წყლის სხვადასხვა საწყისი ტემპერატურების დროს.

ექსპერიმენტალური გამოკვლევების შედეგები მოყვანილია ნახაზზე 11. გრაფიკზე დატანილია სხვადასხვა სერიებში მიღებული ტემპერატურის განაწილება ფირფიტის ზემო და ქვემო ნაწილებში, რომელთა პირობით გამყოფს წარმოადგენს $\frac{X}{l} = 0$ კოორდინატა.

ნახაზზე 11 ექსპერიმენტალურ მონაცემებთან ერთად დატანილია თეორიული მრუდები: წვეტილი - „მშრალი“ თბოცვლის პირობებში, წერტილწვეტილი - გამორთული წიბოების დროს, რომლებიც აგებულია ლიტერატურაში ცნობილი ფორმულების საშუალებით. მთლიანი მრუდები აგებულია (19) და (25) ფორმულების გამოყენებით.



ნახ. 11 ექსპერიმენტალური გამოკვლევების შედეგები

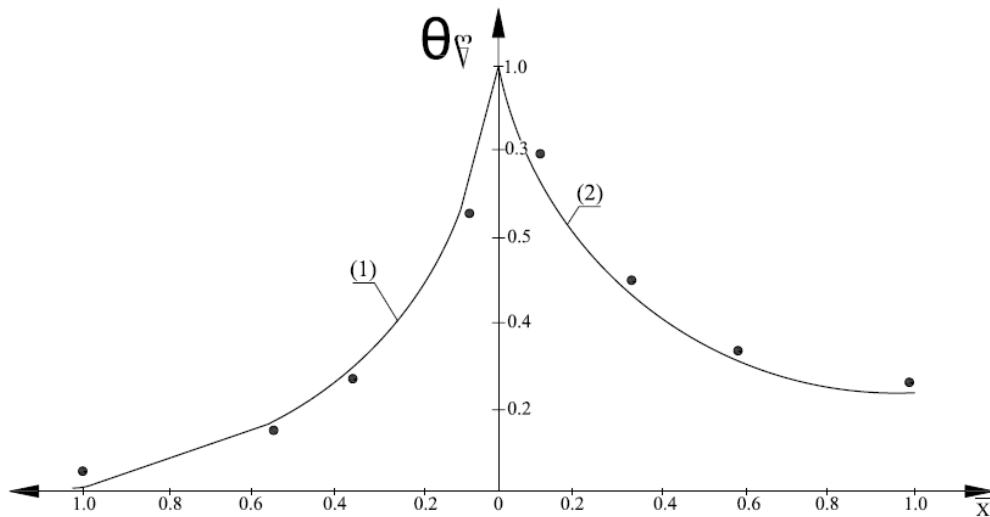
ექსპერიმენტალური მონაცემების შედარება თეორიულ მრუდებთან გვიჩვენებს მათ კარგ შეთანაწყობას, რაც ადასტურებს თეორიული გამოკვლევების შედეგების სისწორეს.

მესამე სტენდი განეკუთვნებოდა წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილებაზე ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გავლენის გამოკვლევას.

უჟანგავი ფოლადისაგან დამზადებული, 0.21მ სიგრძის ვერტიკალური ფირფიტის შუაში მიდუღებული იყო მილაკი, რომელშიც ექსპერიმენტის პირობიდან გამომდინარე,

მიედინებოდა ცივი ან თბილი წყალი. ფირფიტა განლაგებული იყო სტატიკურ კამერაზე, რომლის ღრეჩოდან ჰაერი გარსშემოედინებოდა ფირფიტის გარე ზედაპირს. ღრეჩოს სიგანე იცვლებოდა ტიხრის (4) გადაადგილებით. ფირფიტის მეორე მხარე იყო თბოიზოლირებული. სტატიკური კამერა მოთავსებული იყო შეკრულკონტურიან აეროდინამიურ მილში, სადაც ხდებოდა ჰაერის თერმოდინამიკური დამუშავება. მილაკში წყლის ცირკულაცია და საჭირო ტემპერატურას უზრუნველყოფდა თერმოსტატი. ფირფიტის მილაკიდან ზემო ნაწილში ჰაერის ნაკადის მიმართულება ემთხვეოდა კონდუქციური სითბოს ნაკადის მიმართულებას, ქვემო ნაწილში ეს მიმართულებები ურთიერთსაწინააღმდეგო იყო.

ტემპერატურის განაწილება ფირფიტის სიმაღლეზე განისაზღვრებოდა ფირფიტის ზედაპირზე მირჩილული ქრომელ - ალუმელის თერმოწყვილების საშუალებით. ჰაერის ხარჯი ღრეჩოში მიიღებოდა როგორც სტატიკური კამერის წინ და მის შემდეგ ჰაერის ხარჯთა სხვაობა. ეს უკანასკნელი იზომებოდნენ ნორმალური დიაფრაგმებით. იზომებოდა აგრეთვე სტატიკურ კამერაში ჰაერის ტემპერატურა და ტენიანობა, მილაკში გამავალი წყლის ტემპერატურა.



ნახ. 12 ექსპერიმენტალური გამოკვლევების შედეგები

ექსპერიმენტალური გამოკვლევების შედეგები მოცემულია ნახაზზე 12 უგანზომილებო კოორდინატებში:

$$\theta_V = \frac{T_V - T_{30}}{T_{V0} - T_{30}} \text{ და } \bar{X} = \frac{X}{h}$$

იქვე დატანილია თეორიული მრუდები, აგებული (22) და (26) ფორმულებით (შესაბამისად მრუდები (1) (2)). თეორიული და ექსპერიმენტალური მონაცემების დამაკმაყოფილებელი შეთანაწყობა გვიჩვენებს თეორიული დასკვნების სისწორეს.

ძირითადი დასკვნები:

გამოკვლევულ იქნა ჰაერსა და წიბოს ზედაპირის შორის თბოცვლის კოეფიციენტის გავლენა როგორც მშრალი, ასევე მოსარწყავზედაპირიანი წიბოების ეფექტურობის კოეფიციენტზე. მიღებულია, რომ მშრალი წიბოების შემთხვევაში ეს გავლენა შეიმჩნევა წიბოს სიმაღლის ნახევრიდან. მოსარწყავზედაპირიან წიბოებზე წყლის ორთქლის კონდენსაციის დროს თბოცვლის კოეფიციენტის ცვლილება გავლენას ვერ ახდენს ეფექტურობის კოეფიციენტის ზრდაზე მშრალ წიბოებთან შედარებით, რაც საშუალებას იძლევა გაიზარდოს წიბოს სიმაღლე. წყლის აორთქლების შემთხვევაში, თბოცვლის მაღალი კოეფიციენტის გამო, მოსარწყავზედაპირიანი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი მცირდება და საჭირო ხდება ძალზე დაბალი წიბოების ან კაპილარული ზედაპირების გამოყენება.

გამოკვლევულ იქნა შემთხვევა როცა სითხის ნაკადი მოძრაობს სწორი წიბოს ფუძის პერპენდიკულარულად. სითხის საწყისი ტემპერატურა და წიბოს ფუძის ტემპერატურა სხვადასხვაა და სითხის ტემპერატურა განსხვავდება წიბოს ზედაპირის ტემპერატურისაგან. მიღებულია ფორმულები სითხის და წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურული ველის განსასაზღვრავად. მიღებულია აგრეთვე სწორი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსათვლელი ფორმულა სითხის ორგანიზებული ნაკადის სხვადასხვა მიმართულების, ხარჯისა და საწყისი პარამეტრების შემთხვევაში.

ნაშრომში მოცემულია ადრე მიღებული სითხის ორგანიზებული ნაკადის და ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გათვალისწინებით მიღებული თეორიული ფორმულების შესამოწმებლად ჩატარებული ექსპერიმენტალური გამოკვლევების შედეგები.

აღნიშნულის ჩასატარებლად შექმნილი იქნა ოთხი ექსპერიმენტალური სტენდი და ექსპერიმენტების შედეგად მიღებული მონაცემები დატანილ იქნა თეორიულ მრუდებთან ერთად. თეორიული და ექსპერიმენტალური მონაცემების დამაკმაყოფილებელმა შეთანაწყობამ გვიჩვენა თეორიული დასკვნების სისწორე.

გამოკვლევებით დადასტურდა, რომ სითხის (წყლის) ორგანიზებული ნაკადი წიბოს ზედაპირზე ზრდის წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტს მით მეტად, რაც მეტია სითხის ხარჯი. შედეგად წიბოს ოპტიმალური ეფექტურობის კოეფიციენტის ($\eta = 0,8 \div 0,85$) შენარჩუნების პირობებში შესაძლებელია მნიშვნელოვნად შევამციროთ (2-ჯერ და მეტად) მიღების რაოდენობა თბომცვლელ აპარატში, რაც იძლევა მეტალის

ხარჯის მნიშვნელოვან ეკონომიას. აღნიშნული ღონისძიებები შესაძლებელია განხორციელდეს როგორც ცენტრალურ, ასევე ადგილობრივ კონდიციონერებში.

დისერტაციის ძირითადი შინაარსი გამოქვეყნებულია

შემდეგ ნაშრომებში:

- ❖ ო. ფურცელაძე, გ. ბურჯალიანი. „წიბოს ზედაპირსა და ჰაერს შორის თბოცვლის კოეფიციენტის გავლენა წიბოს ეფექტურობაზე“. სამეცნიერო-ტექნიკური ჟურნალი „ენერჯია“, თბილისი, №2(30). 2004, გვ.30-35
- ❖ გ. ბურჯალიანი, ო. ფურცელაძე. „სითხის ნაკადის გავლენა სწორი წიბოს ეფექტურობაზე“. საერთაშორისო სამეცნიერო ჟურნალი „ინტელექტუალი“, თბილისი, №18. 2012, გვ. 121-127
- ❖ გ. ბურჯალიანი, ო. ფურცელაძე. „წიბოს ზედაპირის ტემპერატურული ველის ექსპერიმენტალური გამოკვლევა“ საერთაშორისო სამეცნიერო ჟურნალი „ინტელექტუალი“, თბილისი, №19. 2012, გვ.221-228
- ❖ გ. ბურჯალიანი. „ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გავლენა წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტზე“. სამეცნიერო-ტექნიკური ჟურნალი „მშენებელი“, თბილისი, №2(25). 2012, გვ.140-144

RESUME

The main objectives of development of ventilation and air conditioning equipment consist in reducing of energy consumption and steel intensity, improvement of reliability and efficiency of its operation. Solution to this difficult task is particularly important nowadays, when very expensive are the fuel and accordingly energy, as well as metalworks. Urgency of the problem is stipulated due to the fact that energy consumption by heat supplies, ventilation and air conditioning equipment is in one of first places in the power consumption fields of national economy. It is known that under normal circumstances for functioning of heat supplies, ventilation and air conditioning systems in the country is consumed approximately 35% of fuel resources. Also are high in mentioned systems consumption of metal, in many cases the high-costly non-ferrous metals. In this order it is necessary to become one of the main task at design and operation for heat supplies, ventilation and air conditioning systems the maximal possible reduction of power consumption and metal intensity of these systems.

Based on the above mentioned, the objective of work is to reveal the expediency of lot of technical proposals that is possible to reduce the heat or power consumption and metal intensity in ventilation and air conditioning systems. The basic condition of task solving is the further improvement of ventilation and air conditioning systems and equipment.

For achievement of these objectives in this work are solved the following tasks:

The development of theoretical foundations of heat equipment's ribbed surfaces thermotechnical calculation with taking into account impact of various factors on mass and heat change processes.

The theoretical formulae of dry and irrigated ribs temperature field and efficiency ratio with taking into account the changes in thermal conductivity and air temperature is obtaining.

The design formulae of straight rib efficiency coefficient calculation in the cases of organized fluid flow in different directions, consumption and initial parameters.

The development of experimental research methods and their implementation.

The scientific novelty of work:

At calculation of heat equipment rib surfaces great importance has the correct determination of heat efficiency ratio. The rib efficiency ratio generally is calculated due the obtained from rib thermal conductivity differential equation formulae, with assumption that to the rib flow air temperature is constant. Such assumption is justified at low temperature pressure and low ribs. In practice often occurs a high temperature pressure, for example, at heat exchange from furnaces gases-out. Also often occurs equipped with high-ribs heat exchanging devices. In this case it becomes necessary to take into account the change of rib flow air or heat temperature. The directions of air or fluid flows and in rib thickness of heat conductivity flows also would be considered.

In the case of fluid organized flow motion along the rib basis, will be considered and the straight rib with unlimited length on which surface the temperature field is two-dimensional. Are generated differential equation and it is solved by variables separation method. The expression of rib surface two-dimensional field and rib effectiveness ratio with taking into account the change in air temperature is obtained. It is defined that due the rib length increasing improves its efficiency ratio. The design formulae for the irrigated surfaces heat exchanging devices temperature field of rib surfaces and their efficiency ratio as well as dry ribs classical calculation results are obtained on the basis of assumption that the heat exchanging ratio between rib surface and air is constant. In fact, in applied in heat exchanging devices of ventilation and air conditioning systems, especially in irrigated devices, the thermal conductivity is changed.

The results obtained from the task realization:

As the result of project implementation is obtained rif surfaced heat exchanging equipment efficiency ratio defined design formulae, taking into account the changes in air temperature and thermal conductivity that would be applied at these systems selection at planning, as well as at design, in order to improving their energy efficiency.

The carried our researches results give the possibility to make the following conclusions:

Are studied influence of changes in air temperature on straight rib's temperature field and its efficiency ratio with taking into account the air and heat conductivity flow directions in rib thickness. The rib temperature field and efficiency coefficient calculation formulae are obtained at mentioned flows following and reverse directions.

Is studied influence of thermal conductivity between the air and rib surface on efficiency coefficient in the case of dry, as well as irrigated rib efficiency ratio. Is obtained that this effect is observed in the case of dry rib from half-rib height. On irrigated ribs at the condensation of water vapor changes in thermal conductivity isn't inflllluced on improvement of efficiency coeffiecient in comparison with the dry ribs that gives the possibility increase the rib height. In the case of water evaporation due the high thermal conductivity the irrigated rib's efficiency ratio is reduced and it is necessary to apply very low rib or capillary surface.

Is studied the case when the fluid flow is moving in perpendicular to the straight rib base. The fluid initial temperature and the rib's basis temperature are different and flfluid's temperature is different from the rib surface temperature. The formulae for definition of temperature field if liquid and the rib surface temperature are obtained. Also is obtained design formula for straight rib efficiency at different, consumption and initial parameters of organized fluid flow.

Are created four experimental rigs and obtained as a result of the experiments confidential data will be plotted on theoretical curves. The satisfactory comparison of theoretical and experimental data showed the correctiveness of theoretical conclusions.

The results of the dissertation works are published in 4 scientific articles and are reported in the 3 international scientific conferences.

The total value of the work makes up to 113 pages; it includes an introduction, five chapters, conclusions and references that consist from 124 titles.