

საქართველოს განათლებისა და მეცნიერების სამინისტრო
აკაკი წერეთლის სახელმწიფო უნივერსიტეტი

ხელნაწერის უფლებით

ბესიკ ქანთარია

**სატრანსპორტო საშუალების სალონის გათბობა-კონდიციონერება შიგაწვის
ძრავიდან გამონაბოლქვი აირების თბური ენერჯის გამოყენებით**

ტრანსპორტის დარგში ინჟინერიის დოქტორის (0407) აკადემიური ხარისხის
მოსაპოვებლად წარმოდგენილი

დისერტაცია

სამეცნიერო ხელმძღვანელი:

პროფესორი თეიმურაზ კოჩაძე

ქუთაისი 2016

ს ა რ ჩ ე ვ ი

შესავალი	5
თავი 1. სატრანსპორტო საშუალებების ენერგეტიკული დანადგარებიდან გამონაბოლქვი აირების თბური ენერჯის უტილიზაციის და მეორადი გამოყენების პერსპექტივები და პრობლემები	12
1.1. გაგრილების სისტემით ართმეული და გამონაბოლქვ აირებს გამოყოფილი სითბური დანაკარგები დგუშიან შიგაწვის ძრავებში	13
1.2. საავტომობილო ძრავების სითბოს რაოდენობის ანალიზი	18
1.3. შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის უტილიზაციის მეთოდები და საშუალებები	23
1.3.1. საპატენტო მიმოხილვა და ანალიზი	23
1.4. თბური ბალანსი და სითბური დანაკარგების უტილიზაცია შიგაწვის ძრავებში	27
1.5. კოგენერაციული და ტრიგენერაციული ტექნოლოგიების შესაძლებლობები და პერსპექტივები	31
1.6. აბსორბციული სამაცივრო დანადგარები	37
1.7. სატრანსპორტო საშუალებებში გამოყენებული ჰაერის კონდიციონირების ახალი სისტემები	39
1.8. დიზელ-გენერატორის შიგაწვის ძრავიდან გამონაბოლქვი გაზების თბურ ენერჯიაზე მომუშავე აბსორბციული სამაცივრო დანადგარები	49
პირველი თავის მოკლე დასკვნები	52
თავი 2. კვლევის საერთო მეთოდოლოგია	54
2.1. კვლევების ჩატარების წინაპირობები	54
2.2. სატრანსპორტო ენერგეტიკული დანადგარების გამონაბოლქვი აირების სითბური ენერჯის გამოყენების პერსპექტივები	57
2.3. შიგაწვის ძრავებში გამონაბოლქვი აირების მასისა და თბოცვლის პროცესების თავისებურებები	62

2.4. შიგაწვის ძრავის გამონაბოლქვი აირების სითბური ენერგიის გამოყენების თეორიული კვლევა და ანალიზი	66
2.5. ნაუშევარი აირების სითბური ენერგიის თბოცვლის პროცესების მათემატიკური მოდელი	70
2.6. მილ - წიბოვანი თბომცვლელის კონსტრუქციული პარამეტრების შერჩევა - გაანგარიშება	72
2.6.1. მილ - წიბოვანი თბომცვლელის გეომეტრიული პარამეტრები	72
2.6.2. თბომცვლელის მახასიათებლები	73
2.6.3. გაწიბოვნების განივი კვეთის ფორმის შერჩევა	75
2.7. კომპაქტური მილ - წიბოვანი თბომცვლელის კონსტრუქციის ოპტიმიზაცია	78
2.8. სითბური ენერგიის გავლენა გამონაბოლქვი აირების პარამეტრებზე ძრავის გამომშვებ სისტემაში	85
2.9. თეორიული კვლევის შედეგები	90
მე - 2 თავის დასკვნები	96
თავი 3. ექსპერიმენტალური გამოკვლევები	98
3.1. ექსპერიმენტალური გამოკვლევების საერთო მეთოდიკა	98
3.2. სითბოსგადამცემ ზედაპირზე წვის პროდუქტების დანალექის თბოგადაცემის პროცესზე გავლენის ექსპერიმენტული გამოკვლევა	100
3.2.1. ექსპერიმენტის დაგეგმვა	100
3.2.2. ექსპერიმენტის ჩატარების მეთოდიკა	102
3.2.3. ექსპერიმენტის შედეგების დამუშავება	105
3.3. ექსპერიმენტი ნამუშევარი გაზების თბური ენერგიის განსაზღვრის მიზნით შიგაწვის ძრავის მუშაობის სხვადასხვა რეჟიმებზე	109
3.3.1. ექსპერიმენტის დაგეგმვა და ჩატარება	109
3.3.2. ექსპერიმენტალური დანადგარის აღწერა	111
3.3.3. ექსპერიმენტის შედეგები, მათი დამუშავების მეთოდიკა და შეფასება	114
მე - 3 თავის დასკვნები	120

თავი 4. სატრანსპორტო საშუალების სათავსოს გასათბობად შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების სითბოს უტილიზაციის მიზნით გამოყენებული თბომცვლელის კონსტრუქციების შედარებითი ანალიზი	132
4.1. თბომცვლელის კონსტრუქციის შერჩევა	132
4.2. თბოგადაცემის ანგარიში თბომცვლელებში.....	134
4.3. თბოგადაცემის მათემატიკური მოდელი კომპაქტურ მილ-წიბოვან თბომცვლელში	135
4.4. შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების სითბოს უტილიზაციისათვის გამოყენებული კომპაქტური მილ-წიბოვანი თბომცვლელის ანგარიში	138
4.4.1. შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების სითბოს უტილიზაციისათვის გამოყენებული კომპაქტური მილ-წიბოვანი თბომცვლელის ანგარიშის მეთოდიკა	138
4.4.2. კომპაქტური მილ-წიბოვანი თბომცვლელის კონსტრუქციული ზომების განსაზღვრა	141
4.4.3. თბომცვლელისათვის კონსტრუქციული მასალების შერჩევა	147
4.5. კომპაქტური მილ-წიბოვანი თბომცვლელის, როგორც მაყუჩი - უტილიზატორის გამოყენების პერსპექტივები	148
მე - 4 თავის დასკვნები	158
ძირითადი დასკვნები	159
გამოყენებული ლიტერატრა	161
დანართები	175

შესავალი

ტექნიკური დანადგარის ეფექტურობის ცნების ერთ - ერთ შესაძლო ვარიანტად შეიძლება წარმოვიდგინოთ მისი რომელიმე მახასიათებლის გაუმჯობესება უკვე არსებულთან შედარებით [91]. ამიტომ სატრანსპორტო შიგაწვის ძრავების ეფექტურობის გაზრდა გულისხმობს მათი ძირითადი საექსპლუატაციო მახასიათებლების გაუმჯობესებას. უპირველესად ამ მახასიათებლებს განეკუთვნებიან შიგაწვის ძრავის სიმძლავრითი და ეკონომიკური მახასიათებლები. თანამედროვე ეტაპზე მეტად აქტუალური არიან შიგაწვის ძრავების ეკოლოგიური მახასიათებლებიც. ეს კი გამოწვეულია იმით, რომ შიგაწვის ძრავები და მეტწილად დგუშიანი და კომბინირებული ტიპის, წარმოადგენენ ყველაზე მრავალრიცხოვანს იმ თბურ ძრავებსა და ენერჯის წყაროებს შორის, რომლებსაც კაცობრიობა დღევანდელ ეტაპზე იყენებს. მათი ასეთი ფართო გავრცელება განპირობებულია იმით, რომ მრავალწლიანი განვითარების შედეგად, რომელიც შესაძლებელი გახდა ერთობლივი სამეცნიერო - ტექნიკური პროგრესის საფუძველზე, ახალი ტექნოლოგიური მიღწევებით მეტალურგიასა და მანქანათმშენებლობაში, შიგაწვის ძრავების ენერგეტიკულმა და ეკონომიკურმა მაჩვენებლებმა მეტად მაღალ ნიშნულებს მიაღწიეს, ისინი გამოირჩევიან საკმარისი საიმედოობით და კარგად არიან ათვისებული ტექნოლოგიური თვალსაზრისით. თანამედროვე დგუშიანი შიგაწვის ძრავების თერმოდინამიკური მახასიათებლები ახლოს არიან მათ თეორიულად შესაძლებელ ზღვრულ მნიშვნელობებთან. თუმცა ეს ზღვრული მნიშვნელობების დონე სასარგებლო მუშაობად სათბობის წვის სრული თერმოქიმიური ენერჯის მხოლოდ 45 – 46 % - ის გარდაქმნას უზრუნველყოფს. დანარჩენი სითბო ფუჭად “იკარგება” ატმოსფეროში ძრავის ზედაპირიდან, მისი სისტემების ან მისგან გამონაბოლქვი ნამუშევარი გაზების მეშვეობით ართმეული სითბოს სახით. “დანაკარგების” მნიშვნელოვანი ნაწილი სწორედ გამონაბოლქვ გაზებზე მოდის. დიზელის ძრავებში ასეთი დანაკარგები ეფექტურ სიმძლავრესთან მიმართებაში 85 – 110 % - ს შეადგენენ (აქ იგულისხმება ურთიერთშეხებაში მყოფი ზედაპირების ხახუნის შედეგად გამოყოფილი სითბოც), ხოლო სათბობის იძულებით აალებით მომუშავე ძრავებში კი 25 – 45 % აჭარბებს [1, 2, 29].

ატმოსფეროში გამობოლქვილი ნამუშევარი გაზები დიდი რაოდენობით შეიცავენ ტოქსიკურ ნივთიერებებს და ჭვარტლს [2, 15, 44, 84, 96, 97, 145, და სხვა]. მათი რაოდენობა 280 ერთეულზე მეტია და ისინი გამოუსწორებელ ზიანს აყენებენ ადამიანების ჯანმრთელობას, მათ გარშემო შექმნილ შენობა - ნაგებობებს, გარემომცველ ბუნებას. შიგაწვის ძრავებით გამოწვეული ეკოლოგიური ზიანის შემცირება თანამედროვე ძრავთმშენებლობაში წარმოადგენს უმნიშვნელოვანეს დამოუკიდებელ ამოცანას, რომლის გადაწყვეტა მრავალ შემთხვევაში უარყოფითად მოქმედებს ძრავის სიმძლავრით და ეკონომიკურ მაჩვენებლებზე [33, 55, 80, 84, 112, 136, 137 და სხვა].

ამასთან, სითბური ენერჯის დიდი “დანაკარგები”, რომელიც თან სდევს შიგაწვის ძრავის მუშაობას, მოწმობს მისი მახასიათებლების ზრდის მნიშვნელოვანი რეზერვების არსებობას, თუკი მოხდება ამ ენერჯის უტილიზაცია. ეს ეხება არა მარტო დამატებითი სასარგებლო მუშაობის მიღების შესაძლებლობას საწვავის დამატებით მოხმარების გარეშე, არამედ აგრეთვე, როგორც ჩვენს მიერ ჩატარებულმა კვლევებმა აჩვენეს, ძრავის ეკოლოგიური მახასიათებლების გაუმჯობესებას.

არსებობს ტექნიკური სისტემების მთელი რიგი, რომლებიც შეიძლება გამოყენებული იყვნენ შიგაწვის ძრავებიდან გამონაბოლქვი გაზების თბური ენერჯის უტილიზაციის მიზნით. ასეთი სისტემების შედარებითმა ანალიზმა აჩვენა სატრანსპორტო ენერგეტიკული დანადგარების ნამუშევარი გაზების ეგრეთწოდებული “უქმი” სითბური ენერჯის საფუძველზე როგორც სასარგებლო სითბოს, ასევე სიცივის მისაღებად ახალი ტიპის ტრიგენერაციული აბსორბციული სამაცივრო აგრეგატების გამოყენება. ასეთი ტიპის დანადგარების დამუშავება და კვლევა წარმატებით მიმდინარეობს აკაკი წერეთლის სახელმწიფო უნივერსიტეტის ენერგეტიკის და ტრანსპორტის დეპარტამენტებში, რასაც საქპატენტის მიერ გაცემული საავტორო მოწმობაც ადასტურებს [1].

ადრე შესრულებულ სამუშაოებში ნაკლებად გვხვდება შიგაწვის ძრავების გამონაბოლქვი გაზების სითბოს უტილიზაციის საფუძველზე სატრანსპორტო საშუალებების სათავსოების გათბობა - კონდიციონერების მიზნით სითბო - სიცივის მომცემ ერთობლივ რეჟიმებზე მომუშავე აგრეგატების და შედეგად სათბობის დამატებითი ხარჯის გარეშე როგორც გათბობა - კონდიციონერების უზრუნველყოფის, ასევე ძრავის

სიმძლავრითი, ეკონომიკური და ეკოლოგიური მაჩვენებლების გაუმჯობესებისადმი მიძღვნილი კომპლექსური კვლევები. მსგავსი კვლევების მნიშვნელოვან ელემენტს უტილიზატორში მოხვედრამდე ნამუშევარი გაზების ტემპერატურის სტაბილიზაციის შესაძლებლობის საკითხი წარმოადგენს, რამდენადაც უტილიზაციის სისტემების ეფექტურობა ბევრადაა დამოკიდებული ამ ტემპერატურაზე, რომელიც განიცდის მნიშვნელოვან ცვლილებებს მიწისზედა მობილური ტექნიკის სხვადასხვა რეჟიმებზე მუშაობის პროცესში. ამით კი მცირდება სითბოს უტილიზაციის ეფექტურობა. შიგაწვის ძრავიდან გამონაბოლქვი გაზების უტილიზატორში მოხვედრამდე მისი ტემპერატურული რხევების სტაბილიზაცია, და შესაბამისად უტილიზაციის პროცესის ეფექტურობის გაზრდა, შესაძლებელია სითბის აკუმულირების პრინციპის გამოყენებით.

მოცემული კვლევის მიზანს წარმოადგენს - სატრანსპორტო ენერგეტიკული დანადგარის ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის საფუძველზე მომუშავე სითბოს და სიცივის კომპლექსურად მაწარმოებელი სამაცივრო აგრეგატის მუშაობის გამოკვლევა, სატრანსპორტო საშუალების სათავსოების გათბობა - კონდიციონერების უზრუნველყოფის და შესაბამისად შიგაწვის ძრავის სიმძლავრითი, ეკონომიკური და ეკოლოგიური მახასიათებლების გაუმჯობესების თვალსაზრისით.

დასახული მიზნის მისაღწევად საჭირო გახდა შემდეგი ამოცანების გადაწყვეტა:

1. დამუშავდა და დამზადდა ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის უტილიზაციის სისტემა, რომელიც წარმოადგენს სითბო-სიცივის გამომამუშავებელი აგრეგატის ფუნქციონირების საფუძველს;
2. დამუშავდა სითბო - სიცივის გამომამუშავებელი აგრეგატის სრულყოფილი პრინციპიალური სქემა და ალბათური პრინციპიალური მსგავსების ნიშნით შეირჩა ექსპერიმენტალური დანადგარი და შესაბამისი სატრანსპორტო შიგაწვის ძრავი;
3. დამუშავდა კომპაქტურ მილტიხრებიან თბომცვლელში ნამუშევარი გაზების უტილიზაციის სისტემის სითბოგადაცემის პროცესის მათემატიკური მოდელი;
4. სითბოსგადამცემ ზედაპირებზე ჭვარტლის და სათბობის წვის სხვადასხვა პროდუქტების დანალექი შრის სისქის ძრავის მუშაობის რეჟიმებზე

დამოკიდებულების და თბოცვლის ეფექტურობაზე მისი გალენის მათემატიკური მოდელი;

5. ძრავის გამომშვები სისტემის ჰიდრავლიკურ წინააღმდეგობაზე გამონაბოლქვი აირების სითბური ენერჯის გავლენის მათემატიკური მოდელი;
6. შეიქმნა გამონაბოლქვი აირების სითბოს საფუძველზე მომუშავე ექსპერიმენტული დანადგარის საცდელი ნიმუში;
7. ჩატარდა ექსპერიმენტული კვლევები.

კვლევის ობიექტს წარმოადგენს ტექნიკური სისტემა (ენერგეტიკული დანადგარი), რომელიც შედგება ბენზინზე მომუშავე ოთხცილინდრიანი ძრავისაგან და გამონაბოლქვი გაზების სითბოს უტილიზაციის მოწყობილობისაგან, რომელიც წარმოადგენს თბომცვლელის და სითბო - სიცივის გამომამუშავებელი ჩილერული დანადგარის ერთობლივობას.

კვლევის საგნად აღებულია თბური ენერგეტიკული დანადგარების მაჩვენებლები და ის პროცესები, რომლებიც მიმდინარეობენ ნამუშევარი გაზებისადმი თბური ენერჯის მინიჭების და მისი სასარგებლო სითბოდ და სიცივედ გარდაქმნის დროს.

კვლევის შედეგების ჭეშმარიტობის დასაბუთება ხდება კომპლექსური თეორიული კვლევების თანამედროვე ინფორმატიკული და ობიექტურად დასაბუთებული მეთოდების გამოყენებით, გამზომი აპარატურის შერჩევით და მისი ცდომილების ხარისხის სისტემატიური კონტროლით, ტექნიკური სისტემების გამოცდების შესაბამისი სტანდარტების და ტექნიკური სახელმძღვანელო დოკუმენტაციის რეკომენდაციების განუხრელი დაცვით, ექსპერიმენტალური მონაცემების ზუსტი სტატისტიკური დამუშავებით თანამედროვე ინფორმაციული ტექნოლოგიების საფუძველზე. სამეცნიერო დებულებების და დასკვნების შემოწმება მოხდა ექსპერიმენტის პროცესში მიღებული მონაცემების მიხედვით.

კვლევის მეთოდიკა დამყარებულია თერმოდინამიკური დანადგარების კვლევის სისტემური ანალიზის ძირითად დებულებებზე და საკვლევ სისტემაში მიმდინარე პროცესების მათემატიკური მოდელირების პრინციპებზე; მრავალფაქტორიანი ექსპერიმენტის დაგეგმვის და მიღებული შედეგების სტატისტიკური დამუშავების თანამედროვე კომპიუტერული ტექნოლოგიების გამოყენებაზე.

სამუშაო ატარებს თეორიულ - ექსპერიმენტალურ ხასიათს. ფიზიკური სიდიდეების გაზომვების პროცესებში გამოყენებული იყო თანამედროვე მზომი და გამომთვლელი აპარატურა. დასკვნები და რეკომენდაციები ჩამოყალიბებულია ტექნიკური სისტემის (ენერგეტიკული დანადგარი, რომელიც შედგება ბენზინზე მომუშავე კარბურატორიანი საავტომობილო ძრავისაგან და გამონაბოლქვი გაზების სითბოს უტილიზაციის მოწყობილობისაგან, რომელიც წარმოადგენს თბომცვლელის და სითბო - სიცივის გამომამუშავებელი ჩილერული დანადგარის ერთობლივობას) ნატურული და მოდელური ექსპერიმენტალური კვლევების შედეგების საფუძველზე.

ავტორის მიერ საჯარო დაცვაზე გამოტანილი სადისერტაციო ნაშრომის

სამეცნიერო სიახლეს წარმოადგენს:

- ექსპერიმენტალურად მტკიცდება ჰიპოტეზა სატრანსპორტო შიგაწვის ძრავების სიმძლავრითი, ეკონომიური, და ეკოლოგიური მახასიათებლების ერთობლივი გაუმჯობესების შესაძლებლობის შესახებ გამონაბოლქვი გაზების თბური ენერჯის უტილიზაციით სპეციალურ თბომცვლელში და უტილიზირებული სითბოს გამოყენებით სასარგებლო სითბოს და სიცივის გამომამუშავებელი კოგენერაციული დანადგარის ასაძრავად;
- შეიქმნა მათემატიკური მოდელი, რომელიც იძლევა შიგაწვის ძრავის გამომშვებ სისტემაში ჩაყენებულ თბომცვლელში მიმდინარე პროცესების თეორიული კვლევების საშუალებას; თბომცვლელის შესასვლელზე ნამუშევარი გაზების ტემპერატურის გავლენის შეფასების შესაძლებლობას თბური ენერჯის უტილიზაციის მიმდინარეობის ხარისხობრივ მაჩვენებლებზე და ძრავის გამომშვები სისტემის ჰიდრავლიკურ წინააღმდეგობაზე.
- სითბოსგადამცემ ზედაპირებზე ჭვარტლის და სათბობის წვის სხვადასხვა პროდუქტების დანალექი შრის სისქის ძრავის მუშაობის რეჟიმებზე დამოკიდებულების და თბოცვლის ეფექტურობაზე მისი გავლენის მათემატიკური მოდელი;
- დამუშავდა სითბო - სიცივის გამომამუშავებელი აგრეგატის სრულყოფილი პრინციპიალური სქემა და მიახლოებითი პრინციპიალური მსგავსების ნიშნით

შეირჩა ექსპერიმენტალური დანადგარი და შესაბამისი სატრანსპორტო შიგაწვის ძრავი.

სამუშაოს პრაქტიკული ღირებულება იმაში მდგომარეობს, რომ დამუშავებული მათემატიკური მოდელი საშუალებას იძლევა ანგარიშის გზით შეფასდეს შიგაწვის ძრავის გამომშვებ სისტემაში დაყენებულ თბომცვლელში მიმდინარე თბური პროცესები და დადგინდეს ნამუშევარი გაზების ტემპერატურის პულსაციის ხარისხის გავლენა კოგენერაციული დანადგარის სტაბილური ფუნქციონირებისათვის საჭირო მახასიათებლების რაოდენობრივ მაჩვენებლებზე. გარდა ამისა, ბუნებრივი სათბობის წვის შედეგად ატმოსფეროში ნამუშევარი გაზების მეშვეობით “უქმად” გასაბნევი უტილიზირებული სითბოს საფუძველზე ფუნქციონირებადი სითბო - სიცივის მომცემი კოგენერაციული დანადგარი, შემდგომი დახვეწის შედეგად შეიძლება წარმატებით იყოს გამოყენებული ნებისმიერი სახის სათავსოს გათბობა - კონდიცირების მიზნით, რასაც თავისთავად მოჰყვება ენერგეტიკული დანადგარის როგორც სიმძლავრითი, ასევე ეკონომიკური და ეკოლოგიური მახასიათებლების გაუმჯობესება.

დისერტაციაში წარმოდგენილი მასალები შეიძლება გამოყენებული იყვნენ შესაბამისი პროფილის სამეცნიერო - კვლევით და საპროექტო - საკონსტრუქტორო ორგანიზაციებში, რომელთა მუშაობა უკავშირდება თბოენერგეტიკული დანადგარების შექმნას, მონტაჟს და ექსპლუატაციას.

სამუშაოს შედეგების რეალიზაცია. დისერტაციაში მოცემული ცალკეული თეორიული გამოკვლევების მეთოდოლოგია და შექმნილი ექსპერიმენტალური დანადგარი გამოყენებულია აკაკი წერეთლის სახელმწიფო უნივერსიტეტის ტრანსპორტის მიმართულების თბური ენერგეტიკული დანადგარების საბაკალავრო, სამაგისტრო და სადოქტორო პროგრამებზე მოსწავლე სტუდენტების სასწავლო პროცესებში.

სამუშაოს აპრობაცია. დისერტაციის ძირითადი დებულებები განხილული და მოწონებული იყო საერთაშორისო სამეცნიერო - ტექნიკურ კონფერენციებზე : “მექანიკის არაკლასიკური ამოცანები” (ქუთაისი 2012 წ.); “ენერგეტიკა: რეგიონალური პრობლემები და განვითარები სპერსპექტივები” (ქუთაისი 2013 წ.). trans&MOTAUTO’ 12 (ბულგარეთი, ვარნა 2012წ); trans&MOTAUTO’ 13 (ბულგარეთი, ვარნა 2013 წ.);

საქართველოს მექანიკოსთა კავშირის მეოთხე კონფერენციაზე (8 – 10. 11. 2013 წ. ქუთაისი).

აწსუ - ს ტრანსპორტის მიმართულების სამეცნიერო - პრაქტიკულ სემინარებზე (ქუთაისი 1012; 2013 წწ); აწსუ - ს ტრანსპორტის და ენერგეტიკის დეპარტამენტების გაერთიანებულ სამეცნიერო - პრაქტიკულ სემინარზე (ქუთაისი 2013 წ).

გამოქვეყნებული მასალები.

დისერტაციის თემაზე გამოქვეყნებულია ხუთი ნაბეჭდი სამუშაო. მათ შორის ორი - საერთაშორისო რეფერირებად ჟურნალებში.

დისერტაცია შედგება 178 ნაბეჭდი გვერდისაგან, რომელიც შეიცავს 58 ნახაზს, 15 ცხრილს; შედგება შესავალისაგან, ოთხი თავისაგან, დასკვნებისაგან, გამოყენებული ლიტერატურის (151 დასახელების) ჩამონათვალისაგან და დანართებისაგან.

თავი 1. სატრანსპორტო საშუალებების ენერგეტიკული დანადგარებიდან გამონაბოლქვი აირების თბური ენერჯის უტილიზაციის და მეორადი გამოყენების პერსპექტივები და პრობლემები

თანამედროვე სატრანსპორტო საშუალებებში გამოყენებული თბური ენერგეტიკული დანადგარების ყველაზე უფრო მეტად გავრცელებულ ტიპს შიგაწვის ძრავი (შწძ) წარმოადგენს.

ძრავი ეწოდება ენერგოდალურ მანქანას, რომელიც რომელიმე სახის ენერჯიას გარდაქმნის მექანიკურ მუშაობად. ხოლო ისეთი ძრავები, რომლებშიდაც მექანიკური მუშაობა სრულდება თბური ენერჯის გარდაქმნის შედეგად, იწოდებიან თბურ ძრავებად.

თბური ენერჯია მიიღება რომელიმე სახის სათბობის წვის შედეგად. თბურ ძრავს, რომლის მუშა მოცულობაში დამწვარი სათბობის ქიმიური ენერჯის ნაწილის გარდაქმნა ხდება მექანიკურ ენერჯიად უწოდებენ დგუშიან შიგაწვის ძრავს.

სატრანსპორტო საშუალებების უმრავლესობაში უპირატესი გავრცელება ჰპოვეს დგუშიანმა შიგაწვის ძრავებმა, სადაც საწვავის წვის პროცესში სითბოს გამოყოფა და მისი მექანიკურ მუშაობად გარდაქმნა ხდება უშუალოდ ცილინდრებში. თანამედროვე შიგაწვის ძრავების კლასიფიკაცია შეიძლება მოხდეს სხვადასხვა ნიშნების საფუძველზე:

- მუშა ნარეწარმოქმნის მიხედვით შიგაწვის ძრავები შეიძლება იყვნენ ნარევის გარეწარმოქმნით, სადაც საწვავი ნარევი იქმნება ცილინდრების გარეთ (კარბურატორიანი და გაზზე მომუშავე), და ნარევის შიგაწარმოქმნით, სადაც მუშა ნარევი იქმნება ცილინდრების შიგნით, ანუ დიზელის ძრავები;
- მუშა ციკლის შესრულების მიხედვით - ოთხტაქტიანი და ორტაქტიანი;
- ცილინდრების რიცხვის მიხედვით - ერთცილინდრიანი, ორცილინდრიანი და მრავალცილინდრიანი;
- ცილინდრების განლაგების მიხედვით - ერთ რიგად ცილინდრების ვერტიკალური ან დახრილი განლაგებით, ცილინდრების V-ს მაგვარი

განლაგებით, 180⁰-იანი კუთხით ანუ ცილინდრების ურთიერთსაწინააღმდეგო (ოპოზიტური) განლაგებით;

- გაგრილების სისტემის მიხედვით - სითხით და ჰაერით გაგრილებით;
- გამოყენებული საწვავის მიხედვით - ბენზინზე, დიზელზე და სხვადასხვა საწვავზე მომუშავე ძრავები;
- კუმშვის ხარისხის მიხედვით - განასხვავებენ მაღალი და დაბალი კუმშვის ხარისხის მქონე ძრავებს;
- ცილინდრების ახალი მუხტით შევსების ხერხის მიხედვით: ა) ძრავები, სადაც ჰაერით ან მუშა ნარევით ცილინდრების შევსება ხდება დგუშის შეწოვის ტაქტის დროს შემშვებ მილსადენებში წარმოშობილი გაუხშობის საფუძველზე; ბ) ჩაბერვით მომუშავე ძრავები, სადაც ჰაერით ან მუშა ნარევით ცილინდრების შევსება ხდება წნევით კომპრესორის გამოყენებით; ჩაბერვის მიზანია ცილინდრში მოხვედრილი მუხტის რაოდენობის გაზრდა და შესაბამისად ძრავის ფორსირება.
- ბრუნთა რიცხვის მიხედვით: ნელსვლიანი, გაზრდილი ბრუნთა რიცხვით და სწრაფსვლიანი;
- დანიშნულების მიხედვით განასხვავებენ სტაციონარულ, საავტოტრაქტორო, გემების, თბომავლების, საავიაციო და სხვა დანიშნულების ძრავებს.

1.1. გაგრილების სისტემით ართმეული და გამონაბოლქვ აირებს გამოყოფილი სითბური დანაკარგები დგუშიან შიგაწვის ძრავებში

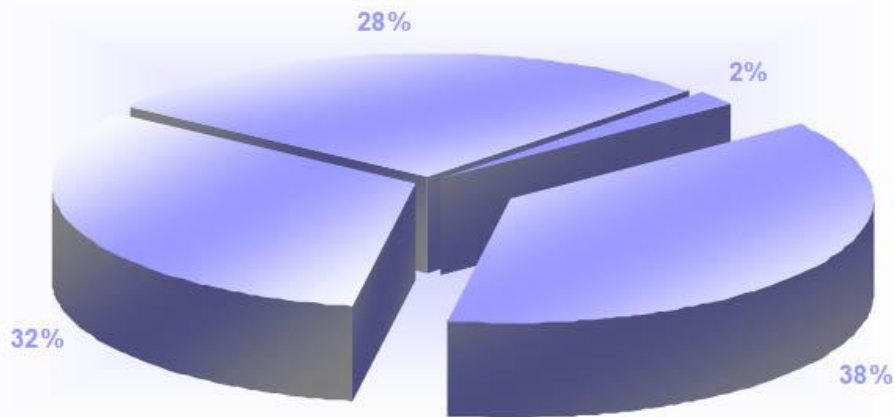
შიგაწვის ძრავებში სითბური ენერჯის დიდი ნაწილის ართმევა ხდება გაგრილების სისტემის მიერ და აგრეთვე მიჰყვება გამონაბოლქვ აირებს. გაგრილების სისტემით სითბოს ართმევა იმისათვისაა საჭირო, რომ არ მოხდეს დგუშის თითების და

გამომშვები სარქველების ბუდეების ჩამოწვა, დგუმის გახვრეტა ან გაჭედვა, ცილინდრების სახურავის დაზარადა, დეტონაციური პროცესების წარმოქმნა და ა.შ.

ძრავის ცილინდრში მუხტის წვის დრო ძალზე მცირეა, მაგრამ ამ პერიოდში გაზების წნევა მნიშვნელოვნად იზრდება, ხოლო ტემპერატურა კი აღწევს 2300 – 2500° C - ს. წვის დროს ცილინდრში ინტენსიურად მიმდინარეობენ გაზების გადაადგილების პროცესები, რასაც თან სდევს სითბოს ინტენსიური გადაცემა ცილინდრის კედლებსა და სახურავზე. სითბოს ის ნაწილი, რომლის ეკონომიაც დასაშვებია შიგაწვის ძრავის მუშა ციკლის ამ ფაზაში, შეიძლება გარდაიქმნას სასარგებლო მუშაობად შემდგომი გაფართოების ტაქტის განმავლობაში. სათბობის წვის დროს 6% - მდე თბური ენერჯია იკარგება, გადაეცემა რა წვის საკანს და ცილინდრის კედლებს. გაფართოების პროცესში ცილინდრის კედლებს გადაეცემა 7% - მდე თბური ენერჯია . ამ დროს დგუმში მოძრაობს ზედა მკვდარი წერტილიდან ქვედა მკვდარ წერტილამდე და თანდათანობით ათავისუფლებს ცილინდრის კედლის სულ უფრო მეტ ზედაპირს. რა ხანგრძლივობისაც არ უნდა იყვეს გაფართოების სვლა, სასარგებლო მუშაობად მხოლოდ 22-45% სითბოს გარდაქმნა შესაძლებელი.

გაგრილების სისტემით ართმეული სითბოს ნახევრამდე მოდის გამოშვების ტაქტზე. ნამუშევარი გაზები ცილინდრებიდან გამოედინებიან დიდი სიჩქარით და მათ აქვთ მაღალი ტემპერატურა. მათგან სითბოს გარკვეული ნაწილის ართმევა ხდება გაგრილების სისტემით გამომშვები სარქვლის და ცილინდრების სახურავში განლაგებული გამომშვები არხის მეშვეობით. უშუალოდ გამომშვები სარქვლის შემდეგ გამონაბოლქვი გაზი იცვლის მიმართულებას თითქმის 90° - ით, რა დროსაც წარმოიქმნება გრიგალი, რაც თავის მხრივ ხელს უწყობს სითბოგაცემის ინტენსივობის გაზრდას გამომშვები არხის კედლებზე. ნამუშევარი გაზების ართმევა ცილინდრების სახურავიდან უნდა მოხდეს უმოკლესი გზით, რადგანაც მის მიერ გადაცემული სითბო იწვევს ძრავის გაგრილების სისტემის ზედმეტ გადატვირთვას და მის ასართმევად საჭირო ხდება ძრავის ეფექტური სიმძლავრის ნაწილის გამოყენება. გამოშვების ტაქტის დროს გაგრილების სისტემით ხდება სათბობის წვის შედეგად მიღებული 15% -მდე სითბოს ართმევა.

ნახ.1.1 - ზე მოცემულია ბენზინზე მომუშავე ძრავის თბური ბალანსი.



ნახ.1.1. ბენზინით მომუშავე ძრავის თბური ბალანსი

სადაც 32% - სასარგებლო მუშაობად გარდაქმნილი სითბოა;

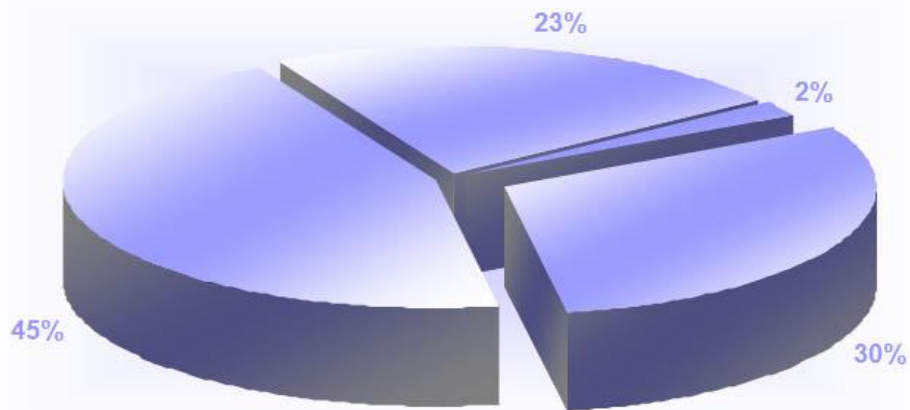
28% - გაგრილების სისტემით ართმეული სითბოა;

2% - დგუმის კედლებზე ხახუნის შედეგად წარმოქმნილი სითბოა;

38% - ნამუშევარი გაზების მიერ ართმეული სითბოა.

დიზელის ძრავებში სითბოს ართმევის პირობები სხვაგვარია. ბენზინით მომუშავე ძრავებთან შედარებით უფრო მაღალი კუმშვის ხარისხის გამო დიზელის ძრავის ცილინდრიდან გამომავალი ნამუშევარი გაზის ტემპერატურა გაცილებით დაბალია. რის გამოც გამოშვების ტაქტის დროს ართმეული სითბოს რაოდენობა შედარებით დაბალია და მთელ რიგ შემთხვევებში აღწევს მთლიანი სითბოს 25% - მდე.

წვის დროს გაზების წნევა და ტემპერატურა დიზელის ძრავებში უფრო მაღალია, ვიდრე ბენზინით მომუშავე ძრავებში, რაც ამ უკანასკნელის ცილინდრებში უზრუნველყოფს გრიგალური მოვლენების გაზრდილ სიჩქარეებს და შესაბამისად ცილინდრის კედლებსა და წვის საკნის კედლებზე გადაცემული სითბოს რაოდენობის გაზრდას. წვის პროცესში ეს სიდიდე აღწევს საწვავის წვის შედეგად მიღებული სითბოს 9% , ხოლო გაფართოების სვლის დროს - 6%. გამოშვების ტაქტის დროს გაგრილების სისტემით აერთმევა სითბოს 9% - მდე. დიზელის ძრავის თბური ბალანსი მოყვანილია ნახ.1. 2 - ზე.



ნახ.1.2. დიზელის ძრავის თბური ბალანსი

სადაც 45% - სასარგებლო მუშაობად გარდაქმნილი სიტუაცია;

23% - გაგრილების სისტემით ართმეული სიტუაცია;

2% - დღუშის კედლებზე ხახუნის შედეგად წარმოქმნილი სიტუაცია;

30% - ნამუშევარი გაზების მიერ ართმეული სიტუაცია.

დღუშის ცილინდრზე ხახუნის შედეგად გამოყოფილი სითბო ბენზინით მომუშავე ძრავებში სითბოს საერთო რაოდენობის 1,5% - მდეა, ხოლო დიზელის ძრავებში - 2% - მდე. ეს სითბო აგრეთვე აირთმევა გაგრილების სისტემით. უნდა აღინიშნოს, რომ მოყვანილი მაგალითები წარმოადგენენ გაზომვების შედეგებს, რომლებიც შესრულებულია საკვლევ ერთცილინდრიან ძრავებზე, და შეიძლება ახასიათებდნენ მხოლოდ საავტოტრაქტორო ძრავებს. რაც შეეხება სხვადასხვა აგრეგატების ამძრავებს, მათ შორის დიზელ - გენერატორების ძრავებს ზემოთ მოყვანილი სიდიდეების მნიშვნელობები შეიძლება იყვნენ მხოლოდ მიახლოებითი. თუმცა ეს მონაცემები სრულად შეიძლება იყვნენ გამოყენებული თბური დანაკარგების შეფასებითი გაანგარიშებებისათვის.

სათბობის წვის შედეგად შიგაწვის ძრავში წარმოშობილი სითბოს 23 - დან 32% - მდე ართმევა ხდება გაგრილების სისტემის მიერ. აქვე შედის როგორც უშუალოდ საწვავის დაწვით მიღებული, ასევე დღუშის ცილინდრთან ხახუნის შედეგად

წარმოქმნილი სითბო. ეს მოხაზუნე წყვილი უზრუნველყოფილი უნდა იყვეს კარგი შეზეთვით. ზეთის ტემპერატურამ არ უნდა გადააჭარბოს დასაშვებ ზღვრებს, რაც თავის მხრივ ზღუდავს ცილინდრის კედლის დასაშვებ ტემპერატურას. თანამედროვე ძრავის ზეთებისათვის ცილინდრის კედლის ტემპერატურამ არ უნდა გადააჭარბოს 220°C, იმავდროულად, როდესაც გაზების ტემპერატურა ცილინდრში წვის და გაფართოების ტაქტის დროს რამდენჯერმე მეტია. ყოველივე ამის გამო ცილინდრი საჭიროებს კარგ გაგრილებას.

სხვა პრობლემას გამომშვები სარქველის ნორმალური მუშა ტემპერატურის შენარჩუნება წარმოადგენს. ფოლადის სიმტკიცე მაღალ ტემპერატურაზე იკლებს. სპეციალური ფოლადების გამოყენების შემთხვევაშიდაც კი გამომშვები სარქველის დასაშვები ტემპერატურის გაზრდა მხოლოდ 900°C - მდეა შესაძლებელი.

იმისათვის, რომ გამაგრილებელმა სითხემ შეძლოს ძრავიდან ყველა საჭირო სითბოს ართმევა, მისი ტემპერატურა როგორც შესასვლელზე, ასევე გამისასვლელზე უნდა იყოს მკაცრად განსაზღვრულ ტემპერატურულ ზღვრებში. სხვადასხვა მონაცემებით გამაგრილებელი სითხის ტემპერატურა სისტემის გამოსასვლელზე უნდა იყოს არაუმეტეს 90 – 110°C. ამ ტემპერატურის გაზრდამ შეიძლება გამოიწვიოს ძრავის ავარიული გაჩერება. თავის მხრივ გამაგრილებელი სითხის ტემპერატურა გამოსასვლელზე დამოკიდებულია მის შესასვლელზე ტემპერატურაზე, რაც წარმოადგენს მახასიათებელ სიდიდეებს სითხით გაგრილების სისტემისათვის.

გაგრილების სისტემის მიერ ართმეული სითბოსთან ერთად ძრავში საწვავის წვის შედეგად გამოყოფილი სითბოს დიდი ნაწილი გამოაქვს ნამუშევარ გაზებს. დღეისათვის ამ სითბოს მნიშვნელოვანი ნაწილის გამოყენება ხდება სხვადასხვა მოწყობილობების გათბობისათვის და ტურბოჩაბერვის სისტემის სამუშაოდ.

გაზოჰაერიან თბოცვლის სისტემებში ნამუშევარი გაზებით ჰაერის გათბობა საშიშია იმის გამო, რომ შესაძლებელია თბომცვლელის მილსადენების დაზიანება ან ჰერმეტიულობის დარღვევა, რამაც შეიძლება გამოუსწორებელ შედეგებამდე მიგვიყვანოს. ამიტომ სითბოს გადასატანად იყენებენ ზეთს ან სხვა გაუყინავ სითხეს, რომელიც ცხელდება ნამუშევარი გაზებით.

კიდევ უფრო მიზანშეწონილია ნამუშევარი გაზების გამოყენება გაგრილების სისტემის ვენტილატორის ასაძრავად. ძრავის მაღალ დატვირთვებზე მუშაობის დროს ნამუშევარ გაზებს აქვს ძალიან მაღალი ტემპერატურა, ხოლო ძრავი საჭიროებს ინტენსიურ გაგრილებას. ამიტომ გაგრილების სისტემის ვენტილატორის ტურბინის ასაძრავად ნამუშევარი გაზების გამოყენება ძალზე მიზანშეწონილია და ნაწილობრივ უკვე დაიწყო პრაქტიკული გამოყენება. ასეთ ამბრავს შეუძლია ძრავის გაგრილების ავტომატური რეგულირება, თუმცა ამის ილწევა საკმაოდ ძვირი ჯდება.

ნამუშევარი გაზების ენერჯის გამოყენების ძირითად მეთოდს წარმოადგენს მისი გაფართოება ტურბინაში, რომელიც, როგორც ზემოთ იყო აღნიშნული, ხშირად გამოიყენება შიგაწვის ძრავში ჩაბერვის ცენტრიდანული კომპრესორის ასაძრავად. აგრეთვე ის შეიძლება გამოყენებული იყვეს სხვა მიზნებისათვისაც, მაგალითად გაგრილების სისტემის ვენტილატორის ასაძრავად. თუმცა გამონაბოლქვი გაზების ტურბინის ასაძრავად გამოყენების შემთხვევაში მისი ტემპერატურა მცირდება. ჩაბერვის ხარისხი დამოკიდებულია შიგაწვის ძრავის დანიშნულებაზე. მაღალი წნევით ჩაბერვის დროს კომპრესორში გამავალი ჰაერის ტემპერატურა მკვეთრად იზრდება ძრავის შესასვლელზე და საჭირო ხდება მისი გაგრილება, რაც აგრეთვე ითხოვს თბომცვლელი მოწყობილობის საჭიროებას. დღეისათვის ტურბოჩაბერვას ძირითადად იყენებენ დიზელებში, რომელთა სიმძლავრის 25 – 30 % - ით გაზრდა არ მოითხოვს დიდ ფორსირებას ჩაბერვის წნევის მიხედვით , და ამასთან ძრავის გაგრილება არ იწვევს განსაკუთრებულ სირთულეებს. დიზელის ძრავის სიმძლავრის გაზრდის ასეთი მეთოდი გამოიყენება ყველაზე უფრო ხშირ შემთხვევებში.

1.2. საავტომობილო ძრავების სითბოს რაოდენობის ანალიზი

სატრანსპორტო ტექნოლოგიების განვითარების თანამედროვე ეტაპზე შიგაწვის ძრავების გამოყენების მთავარ მიმართულებას საავტომობილო ტექნიკა წარმოადგენს. ავტომობილის ექსპლუატაციის პერიოდში დანახარჯების მთავარ მდგენელს

წარმოადგენს საწვავი, რომლის ნაწილი უშუალოდ იხარჯება ელექტროენერჯის გამომუშავებაზე და რომელიც თანამედროვე საავტომობილო ტექნიკაში ხმარდება არა მარტო შიგაწვის ძრავის ელექტრონული სისტემის მუშაობას, არამედ ავტომობილის მგზავრებისათვის მგზავრობის კომფორტული პირობების შექმნას. ამას უზრუნველყოფს კონდენცირების სისტემა (როდესაც კომპრესორის აძვრა ხდება ელექტროძრავის მიერ), სალონის გათბობა ისეთ შემთხვევაში, როდესაც ეს შეუძლებელია ძრავის გაგრილების სისტემიდან, სხვადასხვა სახის მედიამოწყობილობების მუშაობა და ა.შ. ამასთანავე როგორც ანალიზი აჩვენებს გამონაბოლქვი გაზების სითბო, რომელიც შეიძლება იყოს სათბობის წვის შედეგად გამოყოფილი მთლიანი სითბოს 30% - ზე მეტი , იფანტება ატმოსფეროში. აქვე შეიძლება გავიხსენოთ ძრავის გაგრილების შედეგად ართმეული სითბო, რომელიც დაბალპოტენციურია და ზოგ შემთხვევებში გამოიყენება მხოლოდ ავტომობილის სალონის გასათბობად.

ამ თავში შევეცდებით შევაფასოთ სითბოს ის რაოდენობა, რომელიც შეიძლება მივიღოთ შიგაწვის ძრავიდან მათი დამამზადებელი ფირმების კატალოგებში მოყვანილი მონაცემების საფუძველზე.

საწყის მონაცემებად აღებულია გერმანული ფირმა MAN - ის მიერ დამზადებული D 0834 და D 0836 მოდელისდიზელის ძრავები , რომელთა საწყისი მონაცემები მოცემულია ცხრილში 1.1.

მოცემული ტიპის და სერიის ძრავები შემთხვევით არ არის აღებული, ასეთი სიმძლავრის ძრავები სარგებლობენ დიდი პოპულარობით მცირეგაბარიტიანი სატვირთო ავტომობილებისა და მიკროავტობუსებისათვის.

ცხრილი 1.1.

MAN - ის D 0834 და D 0836 სერიისდიზელის ძრავების ტექნიკური მონაცემები სიმძლავრეების და საწვავის ტიპის მიხედვით

ძრავის ტიპი	ნომინალური სიმძლავრე		საწვავი
	კვტ.	ცხ.ძალა	
D 0834LOH	125	170	დიზელის
D 0834LOH	132	180	
D 0836 LOH	162	220	
D 0836 LOH	206	280	

ცხრილში 1.2. მოცემულია გამონაბოლქვი გაზების ტემპერატურების საპასპორტო მონაცემების მნიშვნელობები ტურბოჩაბერვის წინ და მის შემდეგ. რადგანაც გაზი ტურბინაში ასრულებს მუშაობას, შესაბამისად მისი ტემპერატურა ტურბინის შემდეგ მცირდება.

ცხრილი 1.2.

გამონაბოლქვი გაზების ტემპერატურების საპასპორტო მონაცემების მნიშვნელობები ტურბოჩაბერვის წინ და მის შემდეგ

ძრავის ტიპი	ნომინალური სიმძლავრე		გამონაბოლქვი გაზების ტემპერატურა	
			ტურბინამდე	ტურბ.შემდეგ
	კვტ.	ცხ.ძალა	С °	С °
D 0834 LOH	125	170	700	600
D 0834 LOH	132	180	700	600
D 0836 LOH	162	220	620	520
D 0836 LOH	206	280	710	600

როგორც ცხრილიდან ჩანს მოცემული ტიპის ძრავებისათვის მუშაობის ნომინალურ რეჟიმზე გამონაბოლქვი გაზების ტემპერატურამ შეიძლება მიაღწიოს 600 °C .

ცხრილში 1.3. შეტანილია გამონაბოლქვი გაზების მონაცემები თბური სიმძლავრის მიხედვით, ამასთანავე მხედველობაშია მიღებული დიზელის ძრავის მიერ აღძრული ელექტროგენერატორის მქვ, რომელიც მიახლოებით უდრის 0,97.

ცხრილი 1.3.

შიგაწვის ძრავიდან გამონაბოლქვი აირების თბური სიმძლავრე

ძრავის ტიპი	ნომინალური სიმძლავრე	გამონაბოლქვი გაზების ტემპერატურა		თბური სიმძლავრე
		ტურბინამდე	ტურბ.	

			შემდეგ		
	კვტ.	ცხ.ძალა	C °	C °	კვტ.
D 0834 LOH	125	170	700	600	129,25
D 0834 LOH	132	180	700	600	136,49
D 0836 LOH	162	220	620	520	167,51
D 0836 LOH	206	280	710	600	213,01

უნდა აღინიშნოს, რომ ეს მონაცემები მიღებულია შიგაწვის ძრავის ნომინალური სიმძლავრის რეჟიმზე მუშაობის შემთხვევისათვის, როდესაც გამონაბოლქვი გაზების ტემპერატურა 600 ° C - ისფარგლებშია. თუ ძრავი იმუშავებს ნომინალურისაგან განსხვავებულ რეჟიმებზე, ეს მონაცემებიც მნიშვნელოვნად იქნება განსხვავებული.

ცხრილში 1.4. შეტანილია იმ თბური სიმძლავრის მონაცემები, რომელიც ძრავიდან აირთმევა გაგრილების პერანგის მიერ, ხოლო ცხრილში 1.5. კი იმ ჯამური თბური სიმძლავრის მონაცემებია, რომელიც დიზელის ძრავისაგან საერთოდ აირთმევა მისი ნომინალურ დატვირთვაზე მუშაობის დროს.

ცხრილი 1.4.

ძრავის გაგრილების პერანგიდან ართმეული თბური სიმძლავრე

ძრავის ტიპი	ნომინალური სიმძლავრე		გამონაბოლქვი გაზების ტემპერატურა		თბური სიმ-ძლავრე	გაგრილ. პერანგის სიმძლავრე
			ტურბინამდე	ტურბ. შემდეგ		
	კვტ.	ცხ.ძალა	C °	C °	კვტ.	კვტ.
D 0834 LOH	125	170	700	600	129,25	80,64
D 0834 LOH	132	180	700	600	136,49	83,4
D 0836 LOH	162	220	620	520	167,51	95,24
D 0836 LOH	206	280	710	600	213,01	112,62

ცხრილი 1.5.

დიზელის ძრავისგან ართმეული ჯამური თბური სიმძლავრე

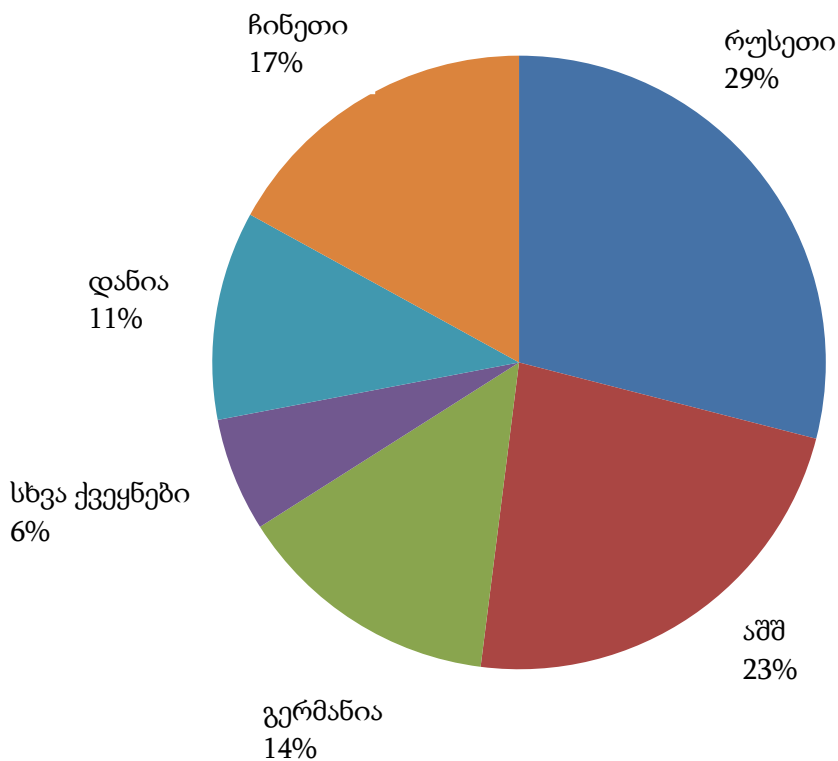
ძრავის ტიპი	ნომინ. სიმძლავრე		გამონაბოლქვი გაზების ტემპერატურა		თბური სიმძლავრე	გაგრილ. პერანგის სიმძლავ.	ჯამური თბური სიმძლავ.
			ტურბი-ნამდე	ტურბ. შემდეგ			
	კვტ.	ცხ.ძ.	C ⁰	C ⁰	კვტ.	კვტ.	კვტ.
D 0834 LOH	125	170	700	600	129,25	80,64	209,89
D 0834 LOH	132	180	700	600	136,49	83,4	219,89
D 0836 LOH	162	220	620	520	167,51	95,24	262,75
D 0836 LOH	206	280	710	600	213,01	112,62	325,63

მონაცემები, რომლებიც მიღებულია მოცემული სერიის დიზელის ძრავებისათვის, გარკვეული ხარისხით მიახლოებითია, მიუხედავად ამისა თვალნათლივ გვიჩვენებენ იმ თბურ სიმძლავრეს, რომელიც შეიძლება იყოს სასარგებლოდ უტილიზირებული. ეს გათვლები აგრეთვე გვიჩვენებენ თბური სიმძლავრის მნიშვნელობებს მხოლოდ ნომინალურ რეჟიმზე მუშაობის დროს, რომელშიდაც ძრავი მუშაობს ძალიან მცირე დროის განმავლობაში. უპრიანი იქნება გაკეთდეს თბური სიმძლავრის შეფასებითი ანალიზი შიგაწვის ძრავის მუშაობის სრულ დიაპაზონში უქმი სვლის რეჟიმიდან ნომინალურამდე, მაგრამ ეს უკვე სცდება ჩვენს მიერ აქ წარმოდგენილი აღნიშნული საკითხის შეფასებითი კვლევის ფარგლებს. სასარგებლო იქნება გვახსოვდეს, რომ შიგაწვის ძრავის მუშაობის პროცესში გაგრილების პერანგის და გამონაბოლქვი გაზების გარდა სითბოს ართმევა აგრეთვე ხდება შეკუმშული ჰაერისაგან ინტერქულერში ასეთი სისტემის არსებობის შემთხვევაში.

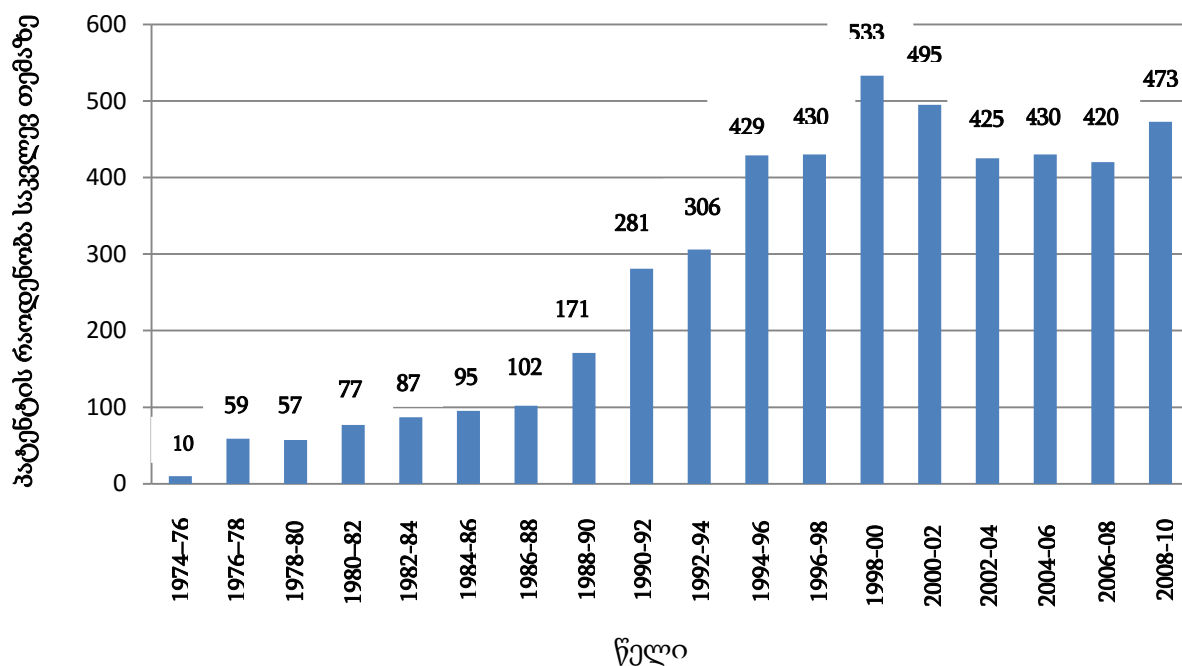
1.3. შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის უტილიზირების მეთოდები და საშუალებები

1.3.1. საპატენტო მიმოხილვა და ანალიზი

შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის უტილიზირების შესაძლებლობები დღეისათვის საკმაოდ კარგად არის გამოკვლეული. რასაც ჩვენს მიერ ჩატარებული საერთაშორისო საპატენტო ანალიზიც აჩვენებს (ნახ. 1.3, 1.4). კვლევები ჩატარდა ინტელექტუალური საკუთრების მსოფლიო ორგანიზაციის (<http://www.wipo.org>), ევროპის საპატენტო ორგანიზაციის (<http://www.european-patent-office.org>), გერმანიის (<http://www.deutshepatentamt.de>), კანადის (<http://opic.gc.ca>), აშშ-ს (<http://www.uspto.gov>), იაპონიის (<http://www.jpo-miti.go.jp>), და რუსეთის (<http://www.rupto.ru>) ნაციონალური საპატენტო უწყებების არქივების გამოყენებით.



ნახ.1.3. შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის უტილიზირების მეთოდების და საშუალებებისადმი მიძღვნილი, სხვადასხვა ქვეყნებში საერთოდ მიღებული პატენტების რაოდენობების დიაგრამა

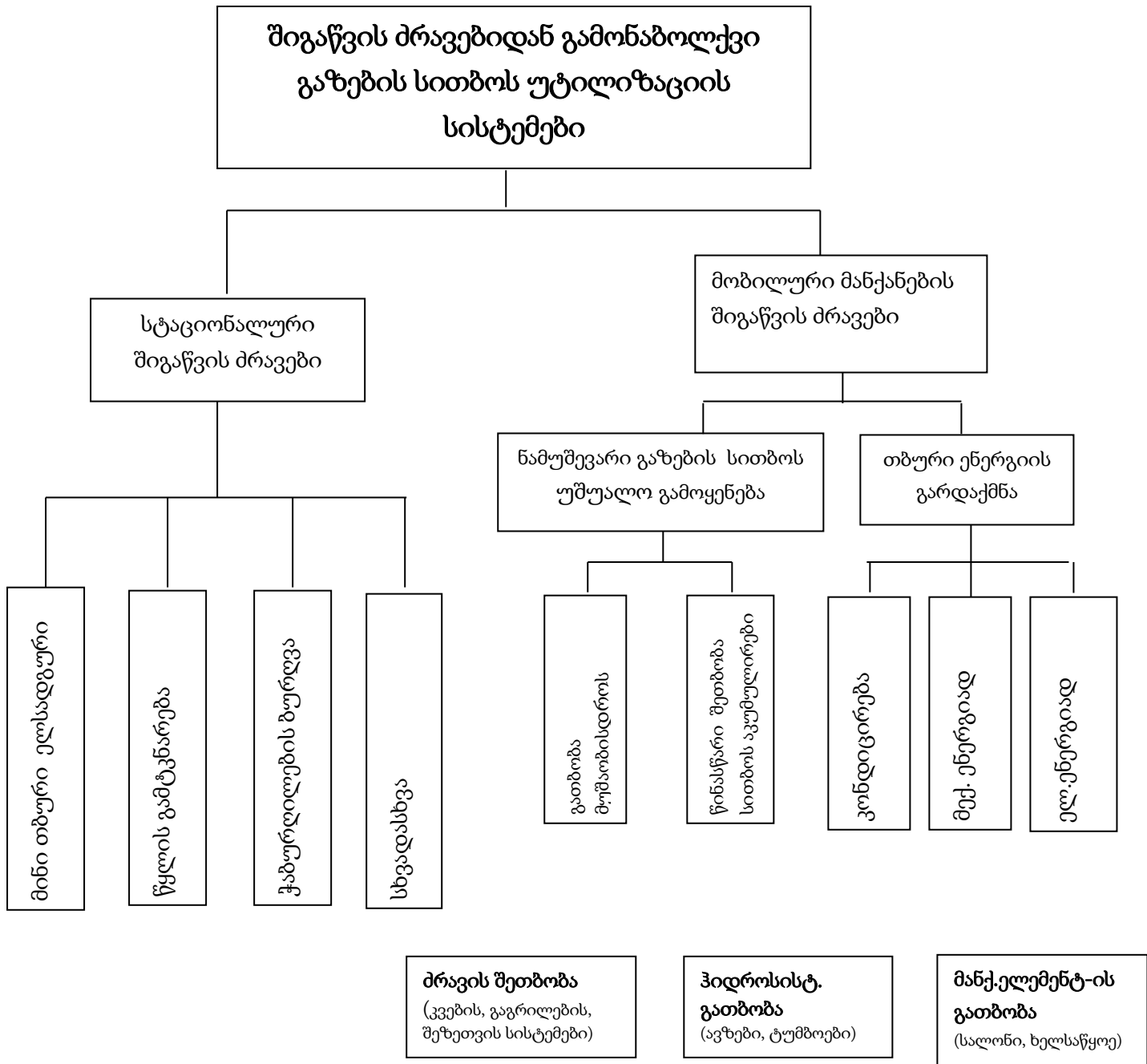


ნახ.1.4.. შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის უტილიზირების მეთოდების და საშუალებებისადმი მიძღვნილი პატენტების რაოდენობების ცვლილებების დიაგრამა წლების მიხედვით

აღმოჩენილია 10 000 - ზე მეტი პატენტი, რომლებიც ეძღვნება თბური ძრავების ნამუშევარი გაზების სითბოს გამოყენების სხვადასხვა ხერხებსა და მექანიზმებს. ამ თემაზე პირველი განაცხადები გამოჩნდნენ მე - 20 საუკუნის 70 - იან წლებში, ხოლო მათი მკვეთრი ზრდა ხდება 90 - იანი წლების ბოლოსათვის. ბოლო წლებში შეიმჩნევა თემისადმი მიძღვნილი პატენტების რაოდენობის შემცირება [103, 104, 105, 110, 111].

მაგრამ ასეთი ტენდენცია სულაც არ ნიშნავს იმას, რომ პრობლემა სრულად არის გამოკვლეული და ის უკვე ამოიწურა. ბოლო დროს დაპატენტებული სამუშაოების რაოდენობა იმის დასტურია, რომ კიდევ მრავალი მეცნიერია დაინტერესებული აღნიშნული კვლევების მართებულობაში და ეფექტურ შედეგებზე გასვლის აუცილებლობაში.

მიუხედავად გამოგონებების დიდი რაოდენობისა, ყველა ისინი ემყარებიან მსგავს პრინციპებს და განსხვავდებიან მხოლოდ კონსტრუქციული გადაწყვეტილებებით. შიგაწვის ძრავიდან გამონაბოლქვი ნამუშევარი გაზების სითბოს გამოყენების ძირითადი მეთოდები მოყვანილია სქემაზე (ნახ.1.5).



ნახ.1.5. შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის უტილიზირების შესაძლო მეთოდები

ნამუშევარი გაზების სითბოს უტილიზაციის ხარჯზე შიგაწვის ძრავის ეფექტურობის გაზრდის უამრავი მეთოდებიდან და მოწყობილობებიდან პრაქტიკული გამოყენება მხოლოდ ზოგმა მათგანმა მოიპოვა. ეს შეიძლება აიხსნას ერთი მხრივ შემოთავაზებული მოწყობილობის კონსტრუქციული სირთულით და მეორე მხრივ, დღეისათვის შიგაწვის ძრავის სათბობის შედარებითი სიიაფით, რაც ჯერ კიდევ არ

ითხოვს კვლევების ინტენსიურ ჩატარებას მისი სრული და ეფექტური წვის უზრუნველსაყოფად. მაგრამ არ უნდა დაგვავიწყდეს, რომ მიისჯემა ენერგეტიკული რესურსები ამოწურვადია და უკვე დროა მთელი ინტენსივობით გაჩაღდეს სამუშაოები ნავთობისაგან მიღებული სათბობის კიდევ უფრო მეტი ეფექტურობით გამოყენების და პარალელურად ალტერნატიული სახის სათბობზე გადასასვლის მიზნით.

1.4. თბური ბალანსი და სითბური დანაკარგების უტილიზაცია შიგაწვის ძრავებში

შიგაწვის ძრავში სათბობის დაწვის შედეგად გამოყოფილი სითბოს დანაწილებას ცალკეულ მდგენელებად (სასარგებლოდ გამოყენებული სითბო და სხვადასხვა სახის თბური დანაკარგები) ეწოდება ძრავის გარე თბური ბალანსი.

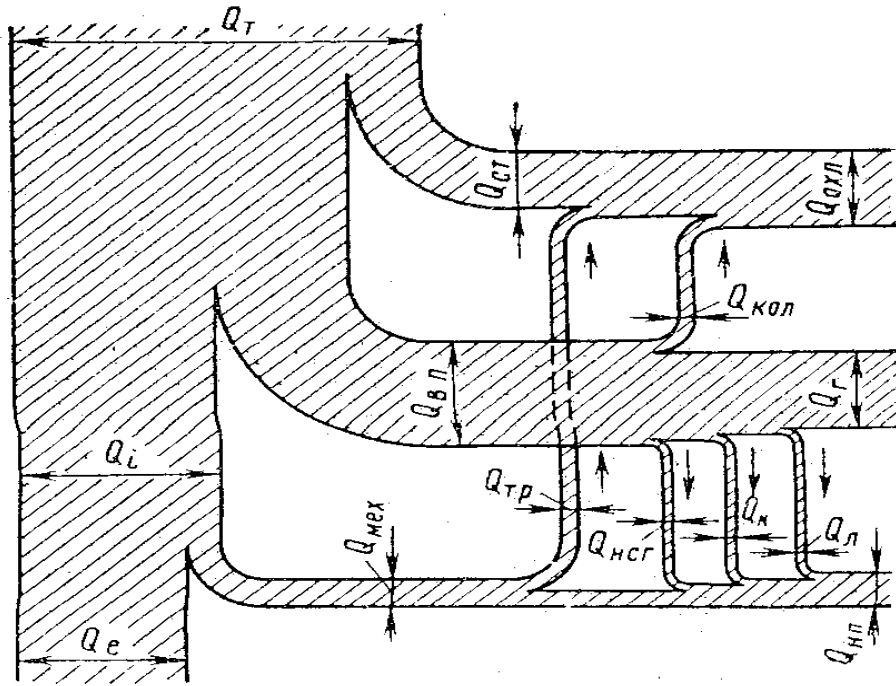
გარე თბური ბალანსი იძლევა ძრავის სრულყოფის ხარისხზე მსჯელობის საშუალებას, წარმოადგენს გაგრილების და შეზეთვის სისტემების პროექტირების საფუძვლებს, განსაზღვრავს თბური დანაკარგების უტილიზაციის გზებს. გარე თბური ბალანსის განსაზღვრა ძირითადად ხდება ექსპერიმენტალურად

გარე თბური ბალანსის განტოლებას აქვს სახე

$$Q_T = Q_e + Q_r + Q_{oxl} + Q_{in} \quad (1.1)$$

Q_T - საწვავის წვის შედეგად ძრავის ცილინდრებში გამოყოფილი სითბოა
(კჯ/სთ)

$$Q_T = G_T \cdot Q_H,$$



ნახ.1.6. ჩაბერვით მომუშავე ძრავის თბური ბალანსი

Q_e - სითბო, რომელიც ძრავის მუხლა ლილვზე მიღებული ეფექტური მუშაობის ექვივალენტურია, ის წარმოადგენს იმ სითბოთა სხვაობას, რომლებიც ცილინდრებში შესრულებული ინდიკატორული მუშაობის (Q_i) და ძრავში მექანიკური დანაკარგების ($Q_{მეხ}$) ექვივალენტურები არიან (კჯ/სთ);

$$Q_e = 3600 \cdot N_e,$$

Q_r - ძრავიდან გამონაბოლქვი გაზების მიერ ართმეული სითბოს რაოდენობა; იგი ტოლია გამომშვებ მილსადენში ნამუშევარი გაზების სითბოს გამოკლებული გაუთვალისწინებელი სითბური დანაკარგები (სითბო, რომელიც ექვივალენტურია სათბობის არასრული წვის $Q_{არ.წვა}$, გაზების კინეტიკური ენერჯის $Q_{კინ}$. და თბური გამისხივების $Q_{სხ}$).

Q_{oxl} - სითბო, რომელიც აერთმევა ცილინდრის კედლებს გამაგრებელი სითხით $Q_{ჰდ}$, გამომშვები კოლექტორით $Q_{კოლ}$. და ზეთით $Q_{ზე}$;

Q_{mh} - გაუთვალისწინებელი თბური დანაკარგებია.

აღსანიშნავია, რომ თანამედროვე შიგაწვის ძრავებში ჩაბერვის წნევის და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ზრდის შედეგად წვის დროს სითბოს დანაკარგები გაგრილების გარემოზე მცირდება. აგრეთვე მცირდება სითბოს დანაკარგები გამონაბოლქვ გაზებზე ჩაბერვის ტურბინაში დიდი თბური ვარდნების გამო.

ფარდობით სითბურ ბალანსში თბური ბალანსის მდგენელებს გამოსახვენ სათბობის წვის შედეგად წარმოქმნილი სითბოს ნაწილების % - ებით

$$q_T = q_e + q_r + q_{oxl} + q_{mn}$$

თანამედროვე (MC და RTA ტიპის) დიზელებში ფარდობითი სითბური ბალანსის მდგენელებს დაახლოებით შემდეგი მაჩვენებლები აქვთ:

$$q_e = 51 \% ; q_r = 27 \% ; q_{ფყ} = 18 \% ; q_m = 3 \% ; q_{mn} = 1 \%$$

$$\text{სადაც } q_{oxl} = q_{ფყ} + q_m$$

შიგაწვის ძრავში გამოყოფილი თბური ენერჯის გამოყენების ხარისხის გაზრდა შეიძლება:

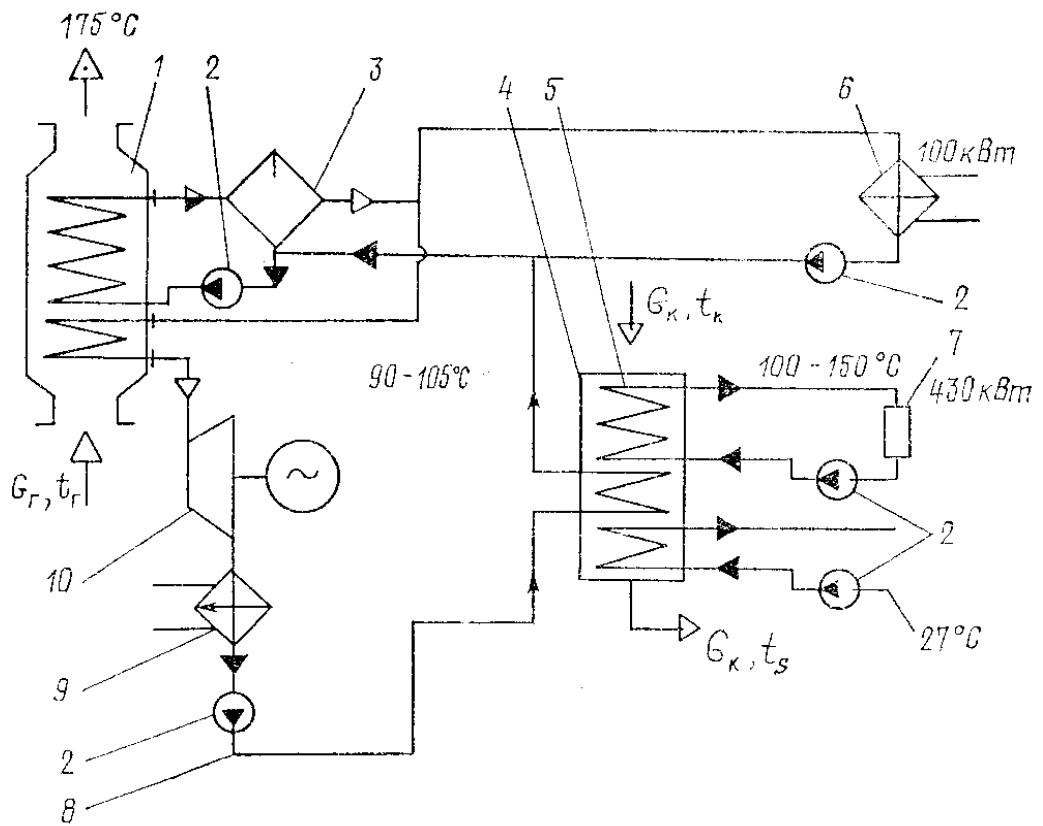
- გამონაბოლქვი გაზების უტილიზაციით;
- ჩასაბერი ჰაერის სითბოს უტილიზაციით;
- მტკნარი გამაგრილებელი წყლის სითბოს უტილიზაციით.

თანამედროვე სატრანსპორტო გემების ენერგეტიკულ დანადგარებში გავრცელებულია გამონაბოლქვი გაზების სითბოს, მთავარი ძრავების გაგრილების სისტემის მტკნარი წყლის სითბოს და ჩასაბერი ჰაერის სითბოს უტილიზაცია.

ნამუშევარი გაზების მაღალი პოტენციალის ($t_g = 320^\circ \text{C}$ და მეტი) სითბოს გამოყენებით საუტილიზაციო ქვაბში შესაძლებელია ნაჯერი და გადახურებული ორთქლის მიღება, რომელიც გამოიყენება ელექტროენერჯის გამომამუშავებელი უტილიზაციური ტურბოგენერატორის ასაძრავად.

ასეთ უტილიზაციას მთავარი ძრავის ნამუშევარი გაზების სითბოს ღრმა უტილიზაცია ეწოდება. ასეთ შემთხვევაში (გემის სვლის რეჟიმის დროს) დიზელგენერატორი, როგორც წესი, არ მუშაობს რაც გემის ელექტრო მომარაგების სისტემის ეფექტურობას 8 – 12 % - ით ზრდის.

თანამედროვე სტაციონარულ ენერგეტიკულ დანადგარებში, რომლებიც მუშაობენ გრძელვლიანი ორტაქტიანი შიგაწვის ძრავებით, რომლებსაც ახასიათებთ გამონაბოლქვი გაზების შედარებით დაბალი ტემპერატურა ($240 - 280 \text{ }^{\circ}\text{C}$), უტილიზაციური ტურბოგენერატორის მუშაობისათვის საჭირო გადახურებული ორთქლის მიღება საკმაოდ რთულ ამოცანას წარმოადგენს. ასეთ ენერგეტიკულ დანადგარებში იყენებენ სითბოს უტილიზაციის კომპლექსურ სისტემებს (ნახ. 1.7.), რომლებიც მოიხმარენ ნამუშევარი გაზების, ჩამბერი ჰაერის და გამაგრილებელი სითბის სითბოს.



ნახ.1.7.ნამუშევარი გაზების, ჩამბერი ჰაერის და გამაგრილებელი სითბის სითბოს კომპლექსური უტილიზაციის სქემა

ჩამბერვის წნევის დიდი მნიშვნელობების დროს ჰაერის ტემპერატურა კომპრესორის შემდეგ (t_k) შეადგენს $150 - 160 \text{ }^{\circ}\text{C}$ და ჩამბერი ჰაერის ამ სითბოს იყენებენ იმ წყლის წინასწარ გასათბობად, რომელიც მიეწოდება სითბოს უტილიზაციის ქვებს, ან

გამოყენება სხვა სახის მოხმარებისათვის. იმისათვის, რომ გამოყენებული იყოს ჩამბერი ჰაერის სითბო, აკეთებენ ორ ან სამსექციურ ჰაერის გამაგრილებელს. ამასთან გამაგრილებლის ერთი ან ორი მაღალტემპერატურული სექცია ჰაერის საჭირო ტემპერატურამდე გრილდება მტკნარი წყლით, ხოლო მესამე - გარეშე წყლით. პირველ სექციაში გამთბარი წყალი გამოიყენება ცისტერნებში სათბობის და გემის სათავსოების გასათბობად. ხოლო მეორე სექციიდან ართმეული სითბოს გამოყენება ხდება უტილიზაციის ქვაბში შემავალი წყლის გასათბობად $90 - 105^{\circ} \text{C}$ - მდე. მესამე სექციაში ჩამბერი ჰაერი საჭირო ტემპერატურამდე ($50 - 60^{\circ} \text{C}$) გრილდება გარეშე წყლით.

სულ უფრო ფართო გამოყენებას პოულობს მტკნარი გამაგრილებელი წყლის და დამხმარე ძრავებიდან გამონაბოლქვი გაზების სითბოს უტილიზაცია, რომლის საფუძველზედაც გემის დგომის რეჟიმებზე ხდება თბური ენერგიით სხვადასხვა მომხმარებლების მომარაგება, მათ შორისაა მთავარი ძრავებიც, რომლებიც მოითხოვენ გარკვეულ სითბურ მდგომარეობაში ყოფნას.

მტკნარი გამაგრილებელი წყლის სითბო შეიძლება აგრეთვე გამოყენებული იქნეს ვაკუუმურ გამამტკნარებელ მოწყობილობებში.

თანამედროვე დიზელების მაღალი ეკონომიურობა და გამონაბოლქვი გაზების, ჩასაბერი ჰაერის და ძრავის გამაგრილებელი სითბოს სითბოების ღრმა უტილიზაცია სათბობის დაწვის შედეგად მიღებული მთლიანი სითბოს 70%-ის სასარგებლოდ გამოყენების საშუალებას იძლევა.

1.5. კოგენერაციული და ტრიგენერაციული ტექნოლოგიების შესაძლებლობები და პერსპექტივები

ეკოლოგიური კულტურის ამაღლების და სათბობის სახის წიაღისეულის მოხმარების შემცირების საჭიროების გამო ჩნდება მისი თბურ ენერგიად გარდაქმნის მაღალეფექტური ტექნოლოგიების შექმნის და დანერგვის აუცილებლობა.

ელექტროენერჯის ტრადიციულად გაყოფილი წარმოება, საკონდენსაციო ელექტროსადგურებით და და თბური ქვაბებით, ხასიათდება დაბალეფექტური ტექნოლოგიით, რომელსაც თან სდევს ენერჯის ფუჭად დაკარგვა გამონაბოლქვი ნამუშევარი გაზების სითბოს სახით. რის გამოც თბური და ელექტროენერჯის კომბინირებული წარმოების ავტონომიური მოწყობილობები - კოგენერატორები აღმოჩნდნენ პრობლემის წარმატებული ტექნოლოგიური გადაწყვეტის მთავარ ფაქტორად.

კოგენერაცია არის ენერჯის კომბინირებული გამომუშავების ტექნოლოგია, რომელიც იძლევა სათბობის გამოყენების ეკონომიკური ეფექტურობის მკვეთრად გაზრდის საშუალებას, რადგანაც ამ დროს ერთ პროცესში ხდება ორი სახის - ელექტრული და თბური ენერჯების წარმოება. კოგენერაციის მაქსიმალური ეფექტი შეიძლება მივიღოთ მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუ ორივე სახის ენერჯია ოპტიმალურად იქნება გამოყენებული მათი საბოლოო მოხმარების ადგილებზე. ამ შემთხვევაში გაფანტული ენერჯია (გამონაბოლქვი გაზების და აგრეგატების გაგრილების სისტემების სითბო და სხვა) შეიძლება გამოყენებული იყოს პირდაპირი დანიშნულებით. უტილიზირებული სითბოს გამოყენება აგრეთვე შეიძლება აბსორბციულ დანადგარებში სიცივის მისაღებად. ასეთი ტექნოლოგია ტრიგენერაციის სახელით არის ცნობილი.

არსებობენ სამი ძირითადი ტიპის კოგენერაციული დანადგარები : ენერგობლოკები შიგაწვის ძრავების ბაზაზე, გაზოტურბინული დანადგარები და ორთქლგაზიანი დანადგარები. კოგენერაციის სისტემა (ანუ მინი თბური ელსადგურები) შედგება ოთხი ძირითადი ნაწილისაგან: პირველადი ძრავი, ელექტროგენერატორი, სითბოს უტილიზაციის სისტემა, კონტროლისა და მართვის სისტემა. წაყენებული მოთხოვნებიდან გამომდინარე პირველადი ძრავის სახით გამოყენებული შეიძლება იყოს დგუშიანი შიგაწვის ძრავი, გაზის ტურბინა, ორთქლის ტურბინა და ორთქლის და გაზის ტურბინის კომბინაცია. სამომავლოდ ეს აგრეთვე შეიძლება იყოს სტირლინგის ძრავი ან თბური ელემენტები.

ტრიგენერაცია წარმოადგენს შენობა - ნაგებობების ენერგომომარაგების მაღალეფექტურ მეთოდს, სადაც ენერჯის პირველადი წყარო, რომელიც შეიძლება იყოს

ბუნებრივი გაზის ან სხვა სახის სათბობის დაწვის შედეგად მიღებული სითბო, გამოიყენება ელექტროენერჯის, სითბოს და სიცივის მისაღებად . რამდენადაც ენერჯის ერთი წყაროს გამოყენება ხდება განმეორებით, ტრიგენერაციული მოწყობილობები გვაძლევენ კონდენცირების და გათბობის სისტემების მიერ ენერგომომხმარების შემცირების საკითხის რადიკალური გადაჭრის საშუალებას. ტრიგენერაციის საფუძველზე მიღებული ყველაზე უფრო დიდი ეკონომიური ეფექტი მხოლოდ იმ შემთხვევაში მიიღწევა , როდესაც შესაძლებელი იქნება სამივე სახის ენერჯის ოპტიმალური გამოყენება მათი მოხმარების ადგილებზე. ასეთ შემთხვევაში გაბნეული ენერჯია (გამონაბოლქვი გაზების და გაგრილების სისტემის მიერ ართმეული სითბო) შეიძლება გამოყენებული იყოს პირდაპირი დანიშნულებით. ხოლო უტილიზირებული სითბო აგრეთვე შეიძლება გამოყენებული იყოს აბსორბციულ მანქანებში სიცივის მისაღებად.

ნახ.1.8. - ზე მოცემულია ტრიგენერაციულ სისტემებში გამოყენებული სტაციონარული დიზელ-გენერატორის საერთო ხედი.

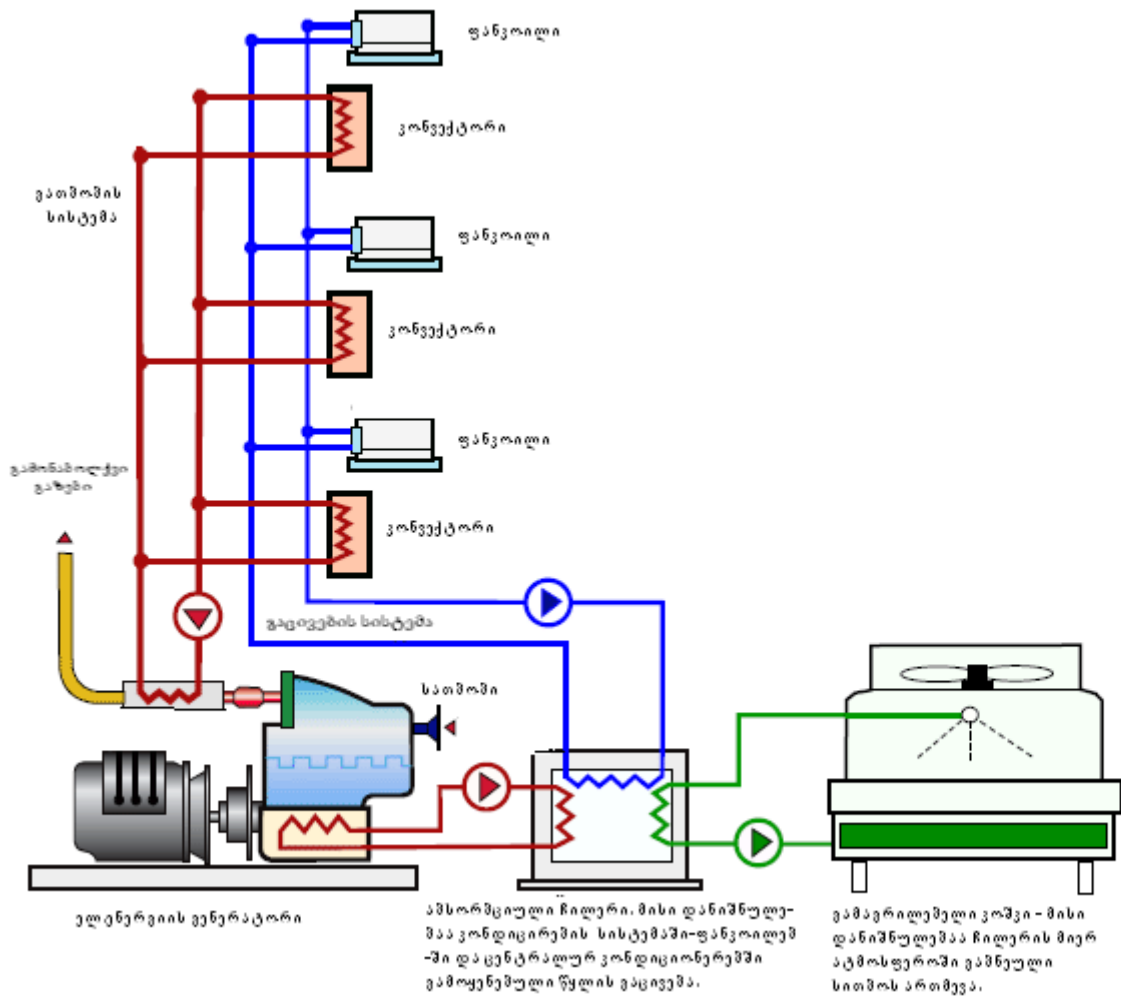
ტრიგენერაციისაგან განსხვავებით, ტერმინი კოგენერაცია აღნიშნავს ორი სახის ენერჯის - ელექტრულის და თბურის კომპლექსურ წარმოებას, სადაც თბური ენერჯის გამოყენება ხდება გათბობის სისტემებში. კოგენერაციულმა სისტემებმა უფრო ადრე ჰპოვეს გავრცელება ვიდრე ტრიგენერაციულმა. დღეისათვის სამომხმარებლო ბაზარზე არსებობენ მრავალბლოკიანი კოგენერაციული აგრეგატები, რომელთა დანიშნულებაა სითბოს და ელექტროენერჯის ერთობლივი წარმოება. გამონაბოლქვი გაზების თბური ენერჯია გამოიყენება გათბობის სისტემაში გამავალი წყლის გასათბობად. კოგენერაციული დანადგარები აგრეთვე შეიძლება გამოყენებული იქნენ ტრიგენერაციულ სისტემებშიც.



ნახ.1.8. ელექტრული და თბური ენერჯის საწარმოებელი კოგენერაციული დანადგარის საერთო ხედი

ტრიგენერაციის სისტემის სქემა

დღეისათვის არსებობს ტრიგენერაციული სისტემების ორგანიზების მრავალი სქემა. ნახ.1.9 - ზე მოცემულია გამარტივებული ტრიგენერაციული სისტემის სქემის მაგალითი. საბაზო ელემენტს წარმოადგენს ელექტროენერჯის და სითბოს მისაღები კოგენერაციული დანადგარი. სითბოს გამოყენება ხდება ზამთრის და გარდამავალ პერიოდებში წყლის გასაცხელებლად გათბობის სისტემებში. აბსორბციული მაცივარის დანიშნულებაა კონდენცირების სისტემებში, ჰაერგადამამუშავებელ აგრეგატებში და ცენტრალურ კონდიცირების სისტემებში გამოყენებული წყლის გაცივება. აგრეგატი წყალს აცივებს 7°C - მდე. აბსორბციულ დანადგარში სამაცივრო ციკლის ორგანიზაციისათვის საჭირო ენერჯიას ის თბური ენერჯია წარმოადგენს, რომლის უტილიზირებაც დიზელის ძრავიდან გამონაბოლქვი გაზების თბური ენერჯიისსაფუძველზე ხდება. აბსორბციული მაცივარის მუშაობის შედეგად გამოყოფილი სითბო კი გარემოში გაიბნევა.



ნახ.1.9. ტრიგენერაციული სისტემის გამარტივებული სქემა

ფანკოილის დანიშნულებას სათავსოში მიუხედავად მისი ტიპისა (საცხოვრებელი, საწარმოო, საოფისე და სხვა) და მოცულობისა, საჭირო ტემპერატურამდე ჰაერის რეცირკულაცია, გაცივება და/ან გათბობა წარმოადგენს. ფანკოილი თავის თავში შეიცავს შემდეგ ძირითად ელემენტებს: ვენტილაციის ბლოკს, თბომცვლელს, ფილტრს და მართვის ბლოკს.

ჩილერი წარმოადგენს სრულფუნქციურ სამაცივრო მანქანას, რომლის დანიშნულებაა იმ წყლის და სხვა გაუყინავი სითხეების გაცივება, რომლებიც გამოიყენებიან ფანკოილების, ნაკადური მოწყობილობების, ცენტრალურ და სხვა სახის კონდეციონერების სისტემებში.

ტრიგენერაციული სისტემების პოპულარობა ამერიკის შეერთებულ შტატებში და აგრეთვე დასავლეთ და ცენტრალური ევროპის განვითარებულ ქვეყნებში განპირობებულია ენერგომატარებლების ფასების და მათზე მოთხოვნის განუხრელი ზრდით. რის გამოც ინვესტორები იძულებული არიან ეძებონ ალტერნატიული გადაწყვეტილებები, რომლებიც მისცემენ ენერგოდანახარჯების შემცირების საშუალებას.

შიგაწვის ძრავები

ტრადიციული დიზელ - გენერატორები გამოიყენება ელექტროენერჯის სარეზერვო წყაროდ. თუ ისინი აღჭურვილი იქნებიან თბომცვლელით ან ქვაბ - უტილიზატორით , ისინი გახდებიან მინი თბური ელსადგურები. გამონაბოლქვი აირებიდან და გაგრილების სისტემებიდან ართმეული სითბო გამოიყენება შენობა-ნაგებობის გასათბობად და ცხელი წყლით მოსამარაგებლად. მექანიკურ მუშაობად გარდაიქმნება საწვავის თბური ენერჯის მხოლოდ მესამედი. დარჩენილი თბური ენერჯის გამოყოფა ხდება სითბოს სახით .

დიზელის ძრავების გარდა აგრეთვე გამოიყენება გაზზე და გაზოდიზელზე მომუშავე შიგაწვის ძრავები. გაზის ძრავს შეიძლება ჰქონდეს რამდენიმე შემრევი, რაც იძლევა რამდენიმე სახის გაზზე მუშაობის საშუალებას. გაზოდიზელიანი აგრეგატები გაზთან ერთად მოიხმარენ 1,5% - მდე დიზელის საწვავს და ავარიულ შემთხვევაში მდოვრედ გადადიან გაზიდან დიზელის საწვავზე. დიზელის კოგენერატორები უფრო მისაღებია არაგაზიფიცირებული რეგიონებისათვის, რადგანაც გაზთან შედარებით თხევადი საწვავი გამოირჩევა სიძვირით. საწვავად აგრეთვე შეიძლება გამოყენებული იყოს ბიოგაზი, ნაგავსაყრელებისაგან მიღებული გაზი, პიროლიზის პროდუქტები, რაც მნიშვნელოვნად ზრდის მათი გამოყენების ეფექტურობას ფერმებში, ნაგავის გადამამუშავებელ ქარხნებში, გამწმენდ ნაგებობებში და ა.შ.

გაზზე მომუშავე დგუშიან ძრავებს, სადაც გამოყენებულია ნაპერწკლური ანთება, აქვთ საუკეთესო თანაფარდობა “სათბობის ხარჯი/ენერჯია” და გამოირჩევიან მაღალი ეფექტურობით 0,03 - დან 5 - 6 მეგავატამდე სიმძლავრეების დიაპაზონში. თვითაალებით მომუშავე ძრავები (დიზელები) მუშაობენ 0,2 – 20 მეგავატ სიმძლავრის დიაპაზონში.

მინი თბურ ელსადგურებში დგუშიანი შიგაწვის ძრავების გამოყენებას აქვს შემდეგი უპირატესობები და თავისებურებები:

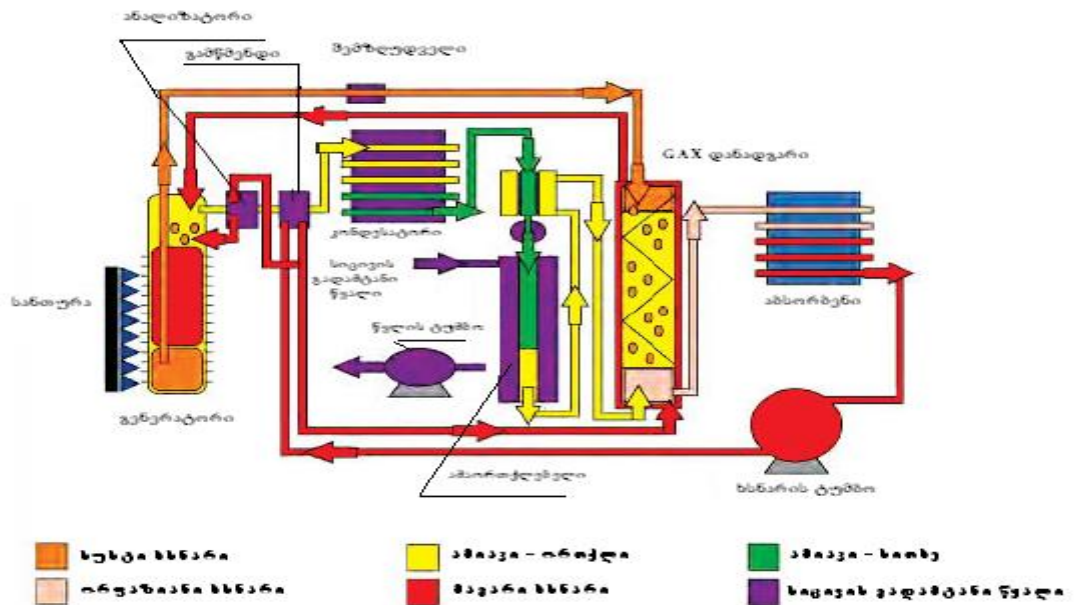
- გამონაბოლქვ გაზებში აზოტის ჟანგეულების დაბალი დონე, რომელიც შეიძლება სრულიად აღმოიფხვრას შიგაწვის ძრავის მდიდარ ნარევეზ მუშაობით და წვის პროდუქტების შემდგომი დაწვით ქვაბში;
- მუშაობის უფრო მაღალი რესურსი (150 – 200 ათასი საათი) გაზოტურბინულ დანადგარებთან შედარებით;
- ახასიათებთ მცირე კაპიტალური და საექსპლუატაციო დანახარჯები;
- ერთი სახის საწვავიდან მეორეზე გადასვლის სიმარტივე.

1.6. აბსორბციული სამაცივრო დანადგარები

სითბოს და ელექტროენერჯის ერთობლივი წარმოების სისტემები ეფექტურად მუშაობენ მხოლოდ იმ შემთხვევებში, როდესაც საწვავის წვის შედეგად გამოყოფილი სითბო სრულად ან მაქსიმალურად შესაძლო რაოდენობით გარდაქმნება სასარგებლო მუშაობად. მუშაობის რეალური პირობები ხასიათდება ცვალებადი დატვირთვებით , რის გამოც საწვავის ეფექტური გამოყენების მიზნით საჭიროა წარმოებული სითბოს და ელექტროენერჯის თანაფარდობის დაბალანსება. ჭარბი ელენერჯის დასაფარავად ზაფხულის პერიოდში იყენებენ აბსორბციულ სამაცივრო დანადგარებს. მინი თბური ელსადგურების და აბსორბციული სამაცივრო დანადგარების კომბინაციით ჭარბი სითბო გამოიყენება სიცივის მისაღებად კონდეცირების სისტემებში. შიგაწვის ძრავის გაგრილების ჩაკეტილი სისტემიდან გამოსული ცხელი წყალი წარმოადგენს აბსორბციული სამაცივრო დანადგარში სიცივის მიღების წყაროს.

ენერჯის პირველადი წყაროს ასეთი სახით გამოყენებას ტრიგენერაცია ეწოდება. აბსორბციული სამაცივრო დანადგარის მუშაობის პრინციპი შეიძლება წარმოვიდგინოთ შემდეგი სახით:

აბსორბციულ სამაცივრო დანადგარში გვაქვს ერთმანეთთან შეერთებული ორი ცირკულიაციური კონტური (ნახ.1.10.). თერმოსტატიკური მარეგულირებელი ვენტილის და ამორთქლებელის შემცველ კონტურში ორთქლისჭავლიანი ტუმბოს მიერ შექმნილი გაუხშობის საფუძველზე ხდება სამაცივრო აგენტის (ამიაკის) აორთქლება. ვენტილი ზღუდავს თხევადი ამიაკის ახალი ულუფის შესვლას, უზრუნველყოფს რა მის სრულ აორთქლებას რომელიც მიმდინარეობს სითბოს შთანთქმით. ამ დროს წარმოქმნილი ამიაკის ორთქლი გადაიტუმბება ორთქლისჭავლიანი ტუმბოთი. წყლის ორთქლი გაივლის რა საქშენს, თან წარიტაცებს ამიაკის ორთქლს. მეორე კონტური შეიცავს ორთქლის მშთანთქმელ გამაცხელებელს და აბსორბერს, სადაც ხდება ამიაკის ორთქლის შთანთქმა წყლის მიერ. უკუპროცესი (ამიაკის აორთქლება წყლიდან) ხდება უტილიზირებული სითბოს ხარჯზე. ამის შემდეგ ამიაკი კონდენსირდება თბომცვლეულში, რომელიც გარედან გრილდება ჰაერით. ზემოთ აღწერილი ტექნოლოგია რეალიზებულია დანადგარში “ გენერატორი - აბსორბერი - თბომცვლელი”, რომელმაც უკვე გაიარა გამოცდა და გამოჩნდა სამომხმარებლო ბაზარზეც.



ნახ.1.10. აბსორბციული სამაცივრო დანადგარის პრინციპიალური სქემა

1.7. სატრანსპორტო საშუალებებში გამოყენებული ჰაერის კონდიციონირების ახალი სისტემები

როგორც სატრანსპორტო საშუალებების სალონში ჰაერის კონდიციონირებისათვის, ასევე რეფრეჟერატორულ ავტომობილებში სიცივის მისაღებად მიზანშეწონილია ახალი ტიპის სისტემების - აბსორბციული სამაცივრო დანადგარების გამოყენება. ამ ტიპის დანადგარებისათვის ენერჯის წყაროს სატრანსპორტო საშუალების შიგაწვის ძრავის გამონაბოლქვი აირებიდან და გაგრილების სისტემიდან ართმეული სითბური ენერჯია წარმოადგენს. დიზელის საწვავზე მომუშავე დგუშიანი შიგაწვის ძრავი გამონაბოლქვი აირების და გაგრილების სისტემის მეშვეობით ატმოსფეროში უშვებს საწვავის წვის შედეგად გამოყოფილი სითბოს საერთო რაოდენობის 63 – 65%. ეს ხდება მაშინ, როდესაც ყველა ტიპის ავტომობილების და ავტობუსების სალონებში ჰაერის კონდიციონირებისათვის იყენებენ კომპრესორულ თბურ ტუმბოებს და სამაცივრო დანადგარებს. კომპრესორის მუშაობაზე კი იხარჯება შიგაწვის ძრავის აძვრაზე დახარჯული საწვავის 13 – 18%.

1. ახალი ტიპის კონდიციონირების და სამაცივრო სისტემების ძირითადი განსხვავებები ტრადიციული სისტემებისაგან შემდეგია:

- 1.1. გამონაბოლქვი გაზების სითბოს ართმევა ხდება მილსადენებიდან და მაყუჩიდან;
 - 1.2. ავტომობილების ჰაერის კონდიციონირების აბსორბციულ სამაცივრო აგრეგატებში მუშა ნივთიერებად გამოიყენება ფრეონი - R123 ან მეთანოლი; (თბური ტუმბოს მიერ მაცივარ-აგენტად გამოიყენება მეთანოლი ან ამიაკი);
 - 1.3. საავტომობილო რეფრეჟერატორების გასაცივებელ აბსორბციულ სამაცივრო აგრეგატებში მუშა ნივთიერებად გამოიყენება R22 ან ამიაკი;
 - 1.4. სამაცივრო მანქანის გენერატორთან სითბოს მიყვანა ხდება სხვადასხვა კონსტრუქციის ამორთქლებელ - საკონდენსაციო აპარატებით;
 - 1.5. სითბოს უტილიზაციის და აკუმულირების აპარატებში და მოწყობილობებში გამოიყენება თბური მილები (ორფაზიანი თერმოსიფონები).
2. აბსორბციული სამაცივრო აგრეგატების ძირითადი უპირატესობებია:

2.1. სამაცივრო აგრეგატის ყველა აპარატის კონსტრუქცია შეიძლება საკმაოდ მარტივად იყოს ადაპტირებული ნებისმიერი სახის სატრანსპორტო საშუალებისათვის და შიგაწვის ძრავიანი სტაციონარული ენერგეტიკული დანადგარისათვის;

2.2. გამონაბოლქვი გაზების სითბოს გადაცემა მილსადენებიდან და მაყუჩიდან ხდება საკმაოდ ეფექტური გზით;

2.3. გამონაბოლქვი გაზებიდან მუშა ნივთიერებამდე სითბოს გადასაცემად თბური მილების გამოყენება უზრუნველყოფს სამაცივრო დანადგარის საიმედო და მინიმუმ ორჯერ მეტად ხანგრძლივ მუშაობას ვიდრე ტრადიციული თბომცვლელი მოწყობილობების გამოყენების შემთხვევაში;

2.4. სამაცივრო აგრეგატში შეიძლება გამოყენებული იყოს მუშა ნივთიერება (ხსნარი) მეთანოლი/ LiBr, რომელიც უზრუნველყოფს ჰაერის კონდეცირებისათვის საჭირო სამაცივრო ციკლის მაღალ თერმოდინამიკურ ეფექტს;

2.5. თბომცვლელი აპარატების გაბარიტული ზომები და მასა ნაკლებია ვიდრე ანალოგიური მანქანების, რომლებიც მუშა ნივთიერებად წყალი/ LiBr ან R22/DE-TC იყენებენ.

3. აბსორბციული სამაცივრო დანადგარების ეკონომიკური ეფექტურობა და გამოყენების სფეროები:

3.1. გამოყენების სფეროები:

- ავტობუსები, რეფრეჟერატორული მანქანები, შიგაწვის ძრავებით აღჭურვილი სხვა მანქანები;
- კვებისა და რძის გადამამუშავებელი საწარმოები;
- სპირტის და ღვინის ქარხნები;
- საკონსერვო პროდუქციის დამამზადებელი ქარხნები;
- ქიმიური და ნავთობგადამამუშავებელი საწარმოები;
- საცხოვრებელი სახლებში და სამრეწველო ობიექტებში ჰაერის გათბობა - კონდიცირება.

3.2. ეკონომიკური ეფექტურობა:

3.2.1. 55 ადგილიანი ავტობუსის სალონში ჰაერის კონდეცირებისათვის საჭირო აბსორბციული სამაცივრო დანადგარის ღირებულება შეადგენს 4500 – 4800 ევროს;

3.2.2. ჩართული კომპრესორიანი კონდენციონერით ერთი ავტობუსის მიერ იდეალურ პირობებში გარბენის შემთხვევაშიდაც კი 100 კილომეტრის გარბენაზე იხარჯება 34 ლიტრი საწვავი;

3.2.3. კომპრესორული სამაცივრო აგრეგატის შეცვლა აბსორბციული აგრეგატით იძლევა მინიმუმ 4 ლიტრი სათბობის ეკონომიას 100 კმ. გარბენზე. რეალურად კი ეკონომია შეადგენს არა ნაკლებ 6 ლიტრს (გაჩერებების გათვალისწინებით) ყოველი 100 კმ - ის გარბენაზე;

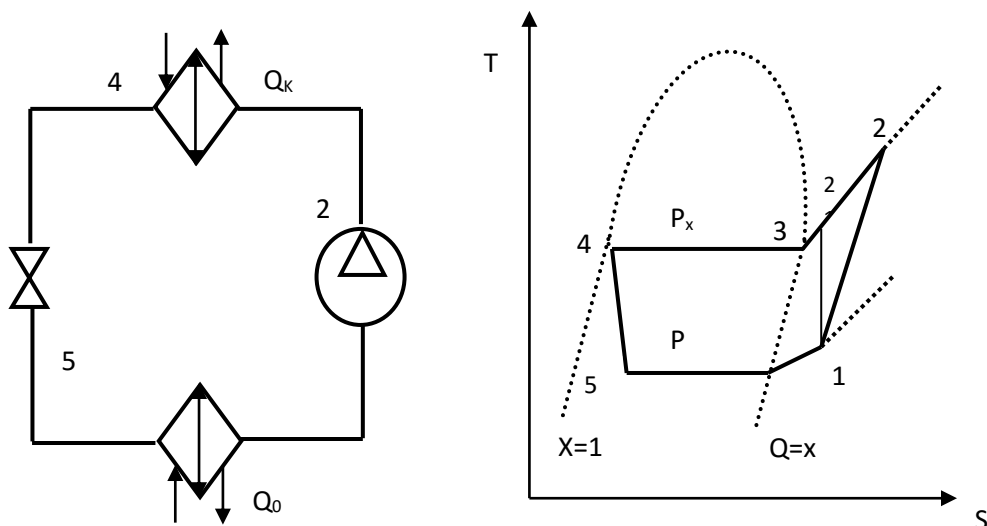
3.2.4. თუ დავუშვებთ, რომ 1 ლ. დიზელის საწვავის ღირებულება 1 ევროა და ავტობუსი თვეში გადის 6 000 კმ - ს , მაშინ წლის განმავლობაში მიღებული ეკონომია იქნება 4320 ევრო;

3.2.5. აბსორბციული სამაცივრო აგრეგატის დაყენების ხარჯების ანაზღაურება ერთი ავტობუსისათვის მოხდება 13,4 თვეს;

3.2.6. აბსორბციული სამაცივრო დანადგარი იყენებს ნებისმიერი პოტენციალის თბურ ენერგიას. სითბოს გარდაქმნის კოეფიციენტი აბსორბციულ სამაცივრო დანადგარებში შეადგენს 0,73 – 0,75, ხოლო მარგი ქმედების კოეფიციენტი უტოლდება 0,8 – 0,85.

დღეისათვის თითქმის ყველა მოდელის მსუბუქი ავტომობილისათვის, აგრეთვე სატვირთო თუ სპეციალური დანიშნულების ავტომობილისათვის განუყოფელ ატრიბუტს წარმოადგენს ჰაერის კონდენციონერი. ჩვეულებრივად საავტომობილო კონდენციონერებში გამოიყენებიან ორთქლის კუმშვის სამაცივრო სისტემები, რომლებიც აღჭურვილი არიან კომპრესორებით. ეს უკანასკნელი კი მოძრაობაში მოდის ავტომობილის ძრავის მუხლა ლილვიდან ღვედური გადაცემით. ასეთი სისტემის უარყოფით მხარეს წარმოადგენს ის, რომ სამაცივრო კომპრესორის აძვრაზე იხარჯება შიგაწვის ძრავის მიერ გამომუშავებული სასარგებლო სიმძლავრის ნაწილი, რაც იწვევს საწვავის ხარჯის გაზრდას და ავტომობილის დინამიკური მახასიათებლების გაუარესებას.

ცნობილია ორთქლკომპრესიული სამაცივრო დანადგარები (ნახ.1.11.), რომლებიც მუშაობენ შემდეგი სქემით [12] :



ნახ.1.11. ორთქლკომპრესიული სამაცივრო დანადგარის მუშაობის სქემა და ციკლი T – S დიაგრამაში

კომპრესორი ამორთქლებლიდან შეიწოვს სამაცივრო აგენტის - ადვილად მადულარი სითხის ცივ ორთქლს დუღილის წნევით p_0 (წერტილი 1) და პოლიტროპულად (პროცესი 1 – 2) კუმშავს მას წნევამდე, რომელიც თეორიულად კონდენსაციის წნევის p_k ტოლია. ამ დრო სორთქლი სტემპერატურ ამნიშვნელოვნად იზრდება. მაცივარაგენტი სშეკუმშული ორთქლი (წერტილი 2) ხვდება კონდენსატორში, სადაც მუდმივი წნევი p_k ქვეშ თავდაპირველად ცივდება (გადახურების მოხსნა - პროცესი 2 – 3), შემდეგ კი კონდენსირდება (პროცესი 3 – 4) მუდმივი ტემპერატურით t_k და იგივე წნევით p_k ; თხევადი მაცივარაგენტი (წერტილი 4) დროსელირდება სარეგულაციო სარქველში. დროსელირების პროცესი (4 – 5) მიმდინარეობს მუდმივი ენტალპიით.

დროსელირების შედეგად წნევა ეცემა p_0 - მდე, ხოლო ტემპერატურა t_0 - მდე, ხოლო სითხე გარდაიქმნება ტენიან ორთქლად, ანუ ორთქლსითხოვან ნარევად (წერტილი 4). შემდეგ ეს ნარევი მოხვდება ამორთქლებელში, სადაც იწყებს დუღილს და ამ დროს აცივებს თბილ ჰაერს, რომელიც უკვე ხვდება ავტომობილის სალონში და აგრილებს მას.

მაცივარაგენტის დუღილის პროცესი ამართქლებელში მიმდინარეობს მუდმივიწნევის *p* და ტემპერატურის *t* პირობებში. შემდგომში პროცესები მეორდება.

თანამედროვე ავტომობილის სალონში ჰაერის კონდენცირების უზრუნველსაყოფად მისი სიცივეწარმომქმნელი სამაცივრო დანადგარის სიცივეწარმოებლობა უნდა იყოს 1 - დან 6 კვტ - მდე. ამასთან კონდენციონერის სამაცივრო მოწყობილობის კომპრესორის აძვრაზე შიგაწვის ძრავი ხარჯავს მის მიერ გამომუშავებული სასარგებლო სიმძლავრის 5-10%. საჭიროა აღინიშნოს, რომ, როგორც ცნობილია, შიგაწვის ძრავებში სათბობის წვის შედეგად მიღებული თბური ენერჯის მხოლოდ 22 – 45 % - ის გარდაქმნა ხდება სასარგებლო მექანიკურ მუშაობად. თბური ენერჯის უფრო დიდი ნაწილი ფუჭად გაიფრქვევა ატმოსფეროში ნამუშევარ გაზებთან ერთად, რომლის ტემპერატურა ძრავიდან გამოსვლის მომენტში ჩვეულებრივ 300 °C –ზე მეტია.

შიგაწვის ძრავში ერთ საათში 10 ლიტრი სათბობის დაწვის შედეგად მიიღება 100 კვტ სითბო, რომლის შემდეგი განაწილება ხდება შემდეგი სახით (ცხრილი 1.6.):

ცხრილი 1.6.

სხვადასხვა ტიპის ძრავების გარე თბური ბალანსის მდგენელების მაჩვენებლები (% - ში)

მდგენელები/ძრავის ტიპი	q_e	q_b	q_r	q_{oc}
კარბურატორიანი დგუშიანი	22 - 29	20 - 35	30 - 55	6 - 63
დიზელები ჩაბერვის გარეშე	29 - 42	20 - 35	25 - 40	4 - 16
კომბინირებული ჩაბერვით:				
ზომიერი	35 - 45	10 - 25	25 - 45	5 - 19
მაღალი	40 - 48	10 - 18	20 - 40	6 - 20

ცხრილი 1.6. - ში :

q_e - ძრავის ეფექტური მუშაობის ექვივალენტური სითბოა;

q_b - ძრავიდან გამაგრებელი სისტემის (სითხით ან ჰაერით) მიერ ართმეული სითბო;

q_r - ძრავიდან გამონაბოლქვი გაზებით ართმეული სითბო;

q_{oct} - საწვავის არასრული წვის სითბო; აგრეთვე ზეთის მიერ ართმეული და კონვექტორულ - სხივური თბოცვლის შედეგად ართმეული სითბო.

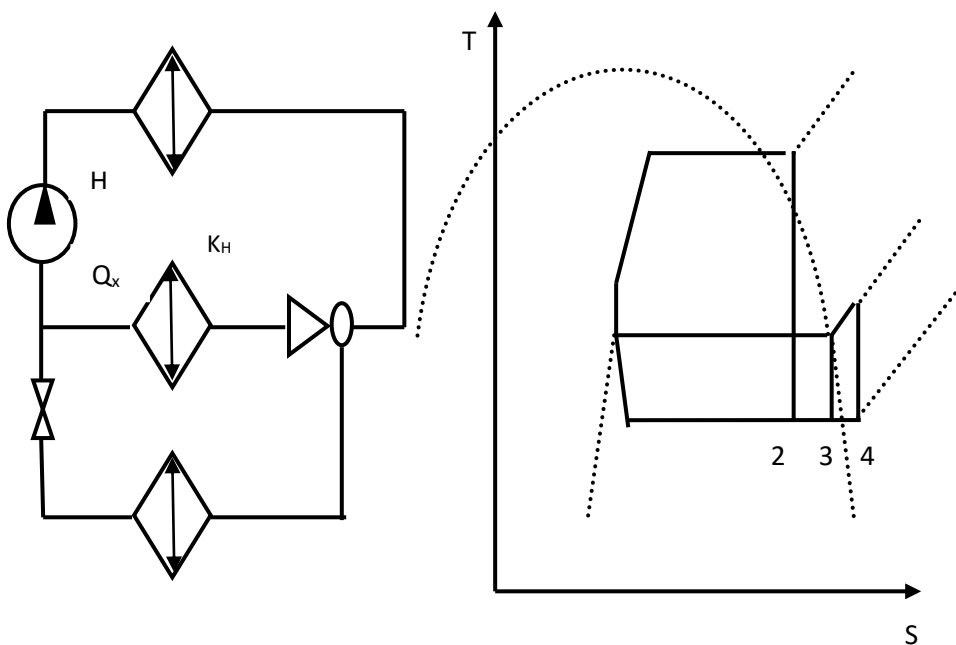
ხშირად შიგაწვის ძრავებში გამონაბოლქვი გაზების კინეტიკური ენერგია გამოყენებულია ცილინდრებში ჰაერის ტურბოჩაბერვის მოწყობილობის ტურბინის ასაძრავად, მაგრამ ასეთ შემთხვევაშიდაც კი ძრავში გამოყოფილი სითბოს დაახლოებით ნახევარი იხარჯება გამონაბოლქვი გაზებით ჩვენი გარემომცველი ატმოსფეროს გათბობაზე. ენერგორესურსების დაზოგვის სულ უფრო გამკაცრებულმა მოთხოვნებმა და სატრანსპორტო საშუალებების შიგაწვის ძრავებიდან გამონაბოლქვი როგორც სითბოს, ასევე წვის პროდუქტების გარესამყაროზე ფართომასშტაბიანი ნეგატიური გავლენით გამოწვეულმა პრობლემებმა მიგვიყვანა იმ დასკვნამდე, რომ გამონაბოლქვი გაზების სითბოს გამოყენება სატრანსპორტო საშუალების სალონში და სათავსოებში ჰაერის კონდენცირების მიზნით წარმოადგენს მეტად მნიშვნელოვან თანამედროვე ეფექტურ ტექნოლოგიას როგორც ეკონომიკური ასევე ეკოლოგიური თვალსაზრისით.

არსებობს სიცივის მიღების ალტერნატიული გზა, რომელიც შეიძლება წარმატებით იყოს გამოყენებული საავტომობილო კონდეციონერებში. ამ მეთოდის რეალიზება ხდება ისეთ სამაცივრო დანადგარებში, რომელთა მუშაობის პროცესი დაფუძნებულია თბური ენერგიის სიცივედ გარდაქმნაზე. სითბოზე მომუშავე სამაცივრო აგრეგატებში სიცივის გამომუშავება ხდება თბური ენერგიის, მათ შორის დაბალი პოტენციალის მქონის, და ტუმბოს ასაძრავად საჭირო მცირე რაოდენობის ელექტროენერგიის მეშვეობით. თბურ ენერგიაზე მომუშავე სამაცივრო აგრეგატები შეიძლება იყვნენ აბსორბციული და ორთქლეჟექტორული ტიპის [12]. ექსპლუატაციის პირობებიდან და კონსტრუქციის სიმარტივიდან გამომდინარე საავტომობილო კონდეციონერებისათვის უფრო მიზანშეწონილად ორთქლეჟექტორული სამაცივრო აგრეგატის გამოყენება ითვლება.

ორთქლეჟექტორული სამაცივრო აგრეგატი (ნახ.1.12.) მუშაობს შიგაწვის ძრავიდან გამონაბოლქვი გაზების ან გაგრილების სისტემის მაღალი პოტენციალის სითხის სითბოს მეშვეობით. მაღალპოტენციური სითბოს მიყვანის შედეგად ორთქლის გენერატორში Γ წარმოქმნილი ორთქლი მდგომარეობიდან 1 ხვდება ეჟექტორში 5. გაივლის რა ეჟექტორის საქმენს, ის გაფართოვდება და იცვლის თავის მდგომარეობას 2-

ზე. საქმენში ორთქლის პოტენციალური ენერგია გარდაიქმნება ჭავლის კინეტიკურ ენერგიად, რომელიც გამოედინება რა მაღალი სიჩქარით ამორთქლებელიდან II ახდენს ორთქლის ექექტირებას მდგომარეობაში 9. ექექტორის შემრევ საკანში 2 და 9 მდგომარეობის ორთქლის შერევის შედეგად მიიღება 3 მდგომარეობის ორთქლი. შემდგომში ეს შერეული ორთქლი, გაივლის რა ექექტორის დიფუზორს, სადაც მოხდება მისი კინეტიკური ენერგიის პოტენციურ ემერგიად გარდაქმნა, ხვდება კონდენსატორში KH მდგომარეობაში 4. კონდენსატორში ორთქლი განიცდის გამოკონდენსირებას (პროცესი 4 – 5) და სითბოს გადასცემს გარემოს. მე - 5 მდგომარეობის ორთქლის ნაწილი, რომელიც ტოლია მიწოდებული პასიური ორთქლის მასის, დროსელირებული ონკანის ΔB გავლით ხვდება ამორთქლებელში (პროცესი 5 – 8), სადაც იგი დულს (პროცესი 8 – 9), აართმევს რა სითბოს სატრანსპორტო საშუალების სალონს.

კონდენსატის მეორე ნაწილი, რომლის რაოდენობა ორთქლის გენერატორიდან მიწოდებული ორთქლის მასის ტოლია, იჭირხნწვა H ტუმბოთი ორთქლის გენერატორში (პროცესი 5 – 6), ცხელდება (პროცესი 6 – 7), დულს (პროცესი 7 – 1). დულილის შედეგად წარმოქმნილი 1 მდგომარეობის ორთქლი მიეწოდება ექექტორს E. ამის შემდგომ პროცესები მეორდებიან.



ნახ.1.12. ორთქლეექტორული სამაცივრო სისტემის მუშაობის სქემა და იდეალური ციკლი გამოსახული T - S დიაგრამაში

საავტომობილო კონდიციონერების ორი სქემის ორთქლკომპრესორული და ორთქლინექტორული სამაცივრო აგრეგატის შედარებისას საჭიროა პირველ რიგში შედარდეს დანახარჯები მათ ექსპლუატაციაზე. ორთქლკომპრესორული სამაცივრო აგრეგატებისათვის ეს დანახარჯები უკავშირდება ენერგიას, რომელიც საჭიროა მივიყვანოთ კომპრესორთან იმ მიზნით, რომ მოხდეს მაცივარაგენტის შეკუმშვა ამორთქლებელში დუღილის წნევიდან კონდენსაციის წნევამდე. ორთქლინექტორული სამაცივრო აგრეგატისათვის ეს დანახარჯები შეადგენენ მხოლოდ იმ ენერგიას, რომელსაც იყენებს ტუმბო თხევადი მაცივარაგენტის დასაჭირხნად ორთქლის გენერატორში კონდენსაციის წნევიდან გენერაციის წნევამდე.

საავტომობილო კონდიციონერებში მაცივარაგენტის სახით უპირატესობა ენიჭება “ხლადონი R134a” - ის გამოყენებას, ამიტომ ორი სისტემის შედარებითი ანალიზისას იყენებენ მას, როგორც ორთქლკომპრესორული სამაცივრო აგრეგატის მაცივარაგენტს. ორთქლეექტორული სამაცივრო აგრეგატისათვის მაცივარაგენტის შერჩევა დამოკიდებულია დანადგარის მუშაობის კონკრეტულ პირობებზე. ორთქლეექტორული სამაცივრო აგრეგატის სამაცივრო ციკლის მოთხოვნების მიხედვით და მაცივარაგენტისადმი წაყენებული უსაფრთხოების და არააგრესიულობი სმოთხოვნებიდან გამომდინარე, ყველაზე უფრო მისაღებად მაცივარაგენტი R141b ითვლება. ანალიზის შედეგად თბური ენერგიის წყაროდ შეირჩა ძრავის გაგრილების სისტემა სადაც წყლის სითბო რომლის ტემპერატურ აგაგრილების სისტემის პერანგიდან გამოსასვლელზე ეტოლია 85°C - ის.

თითოეულ ამ სისტემაში ენერგიის დანახარჯების შედარებითი ანგარიშებისათვის გამოყენებულია საავტომობილო კონდიციონერის მუშაობის შემდეგი თანაბარი პირობები:

- სიცივისმწარმოებლობა - 1 კვტ;
- მაცივარაგენტის დუღილის ტემპერატურა ამორთქლებელში - 15°C ;
- მაცივარაგენტის კონდენსაციის ტემპერატურა კონდენსატორში - 40°C ;

ცხრილი 1.7.

სამაცივრო დანადგარების მუშაობის ძირითადი მახასიათებლები

სამაცივრო დანადგარები/ მახასიათებლები	ორთქლკომპრესორული	ორთქლეექტორული
მაცივარაგენტი	R134a	R141b
კუთრი სიცივემწარმოებ- ლობა, კვ/კგ	153	205
სამაცივრო აგენტის ხარჯი ამაორთქლებელიდან, კგ/წმ	0,0065	0,0048
თბური დატვირთვა კონდენსატორზე, ვტ	1148	11880
ენერჯის დანახარჯი დანადგარის აძვრაზე, ვტ	154	10,9

ცხრილიდან ჩანს, რომ ავტომობილის კონდიციონერისათვის ორთქლეექტორული სამაცივრო აგრეგატის გამოყენების შემთხვევაში მის აძვრაზე დახარჯული ენერჯია შედარებით მცირეა ორთქლკომპრესორული დანადგარის გამოყენებასთან შედარებით, მაგრამ ამ დროს ადგილი აქვს კონდენსატორზე თბური დატვირთვის გაზრდას. ეს მოვლენა იმით აიხსნება, რომ კონდენსატორში გარდა ამორთქლებლის ორთქლისა, აგრეთვე ხვდება ორთქლი ორთქლის გენერატორიდანაც. კონდენსატორ-ზე თბური დატვირთვის გაზრდა იწვევს მისი ზედაპირის ფართობის გაზრდას. მიუხედავად ამისა, ორთქლკომპრესორული და ორთქლეექტორული სამაცივრო დანადგარების მქონე კონდენციონერების დაყენებაზე გაწეული დანახარჯების პირველადი ანალიზი არ იძლევა მნიშვნელოვან დანახარჯებს. ავტომობილის სალონის კონდეციონერების უზრუნველსაყოფად როგორც ორთქლკომპრესორული ასევე ორთქლეექტორული სამაცივრო დანადგარების გამოყენება მოითხოვს ენერგეტიკულ დანახარჯებს, მაშინ, როდესაც სატრანსპორტო საშუალების შიგაწვის ძრავიდან ატმოსფეროში უქმად “გაბნეული” სითბოს გამოყენება ორთქლეექტო-რულ სამაცივრო

დანადგარებში მნიშვნელოვნად შეამცირებს მათი აძვრისათვის ძრავის მიერ გამომუშავებული სასარგებლო სიმძლავრის მოხმარებას.

გამოკვლევები აჩვენებენ, რომ ორთქლექეტორული სამაცივრო დანადგარების ასაძრავად საჭიროა დაიხარჯოს 14 -ჯერ უფრო ნაკლები ენერგია ვიდრე ის დაიხარჯება ორთქლკომპრესორული სამაცივრო დანადგარების ასაძრავად. ენერგიის მოხმარების შემცირება იწვევს საწვავის ხარჯის შემცირებას, რაც ენერგეტიკული რესურსების მარაგების შემცირების და მათზე ფასების მუდმივი ზრდის ეპოქაში წარმოადგენს ენერგიის დაზოგვის მიზნით გადადგმულ მნიშვნელოვან ნაბიჯს .

განხილული სამაცივრო დანადგარი ზრდის საავტომობილო კონდიციონერის საიმედოობას მექანიკურ კომპრესორზე უარის თქმის გამო, რომელთანაც არის დაკავშირებული სისტემის ძირითადი უწყესივრობები. ამ დროს მექანიკური კომპრესორი შეცვლილია უფრო საიმედო ჰავლურით. ცნობილი ფაქტია, რომ საავტომობილო ტრანსპორტი წარმოადგენს გარემოს დაბინძურების ერთ-ერთ მთავარ მიზეზს. ეკოლოგიური თვალსაზრისით, სათბობის ხარჯის შემცირების შედეგად ხდება შიგაწვის ძრავიდან გამონაბოლქვ გაზებში მავნე მინარევების და ატმოსფეროში გაფრქვეული საშიში ელემენტების რაოდენობის შემცირება. აქვე უნდა აღინიშნოს, რომ შიგაწვის ძრავიდან ართმეული, სასარგებლო მუშაობად გარდაუქმნელი თბური ენერგიის დამატებით გამოყენება სამაცივრო აგრეგატების სამუშაო ციკლის განსახორციელებლად ამცირებს ძრავიდან ატმოსფეროში უქმად “გაბნეული” სითბოს რაოდენობას, რასაც შესაბამისად მივყავართ გარესამყაროს ე.წ. “სითბური ეფექტის” შემცირებამდე.

დასმული საკითხის მდგომარეობის ანალიზი იძლევა შემდეგი დასკვნის გაკეთების შესაძლებლობას: საავტომობილო კონდიციონერებისათვის ორთქლექეტორული სამაცივრო აგრეგატის გამოყენებას, მათი დახვეწის და სრულყოფის შემთხვევაში, აქვს პრაქტიკაში ფართოდ დანერგვის და სამომხმარებლო ბაზრის შესაბამისი სექტორის ათვისების ძალიან კარგი პერსპექტივები

1.8. დიზელ-გენერატორის შიგაწვის ძრავიდან გამონაბოლქვი გაზების თბურ ენერგიაზე მომუშავე აბსორბციული სამაცივრო დანადგარები

დიზელგენერატორებით ელექტრომომარაგების ისეთ სისტემებში, სადაც ადგილი აქვს მაღალ პიკურ დატვირთვებს, კომპრესორული ტიპის სამაცივრო მანქანების გამოყენება მაწილობრივ რთულდება. ელექტრომომარაგების დიზელგენერატორული სისტემის დატვირთვების შემცირებისათვის ბოლო წლებში განხორციელებული ერთ-ერთი მეთოდი აბსორბციული სამაცივრო მანქანების გამოყენება იყო. ასეთი მანქანები გამოირჩევიან ელექტროენერგიის განსაკუთრებით დაბალი (80%-მდე) მოხმარებით და მათი გამოყენება იძლევა როგორც საექსპლუატაციო, ასევე ექსპლუატაციისათვის მოსამზადებელი დანახარჯების შემცირებას. აბსორბციული სამაცივრო მანქანების ძირითადი უპირატესობა მათ მიერ ელექტროენერგიის მოხმარების სიმცირეა. ასეთ მანქანებში სიცივე მიიღება არა ელექტრული ენერგიის დახარჯვით (როგორც კომპრესორული ტიპის მანქანებში), არამედ დიზელის შიგაწვის ძრავში გამოყოფილი უქმი თბური ენერგიის ხარჯზე. მეორადი თბური რესურსების საფუძველზე მომუშავე აბსორბციული სამაცივრო დანადგარის მიერ სიცივის გამომუშავების დროს სრულიად იზოგება ის ელექტროენერგია, რომელიც წინააღმდეგ შემთხვევაში გამოყენებული უნდა ყოფილიყო სიცივის მისაღებად კომპრესორის ელექტროძრავის აძვრის მიზნით.

შიგაწვის ძრავიდან გამონაბოლქვი გაზი წარმოადგენს მეორადი თბური ენერგიის წყაროს. მისი გამოყენება საშუალებას იძლევა უზრუნველყოთ სატრანსპორტო საშუალებების სათავსოების კონდიციონერება - გაგრილება დამატებითი საწვავის დაწვის გარეშე. შიგაწვის ძრავიდან გამონაბოლქვი გაზების საშუალო ტემპერატურა 500°C - მდე აღწევს. ასეთი ტემპერატურა კი სიცივის მისაღებად დამატებითი დანახარჯების გარეშე იძლევა აბსორბციული სამაცივრო აგრეგატის საკმაოდ ეფექტური გამოყენების საშუალებას. რადგანაც ბრომ - ლითიუმისანი სამაცივრო დანადგარების მუშაობისათვის საჭირო ტემპერატურაა $70 - 90^{\circ}\text{C}$, ხოლო წყალ-ამიაკიანი აბსორბციული სამაცივრო აგრეგატების წარმატებული მუშაობისათვის საჭირო ტემპერატურა $180 - 200^{\circ}\text{C}$ - ა. გამახურებელი სითბოს წყაროდ შიგაწვის ძრავიდან გამონაბოლქვი გაზების თბური ენერგიის გამოყენებით მომუშავე აბსორბციული სამაცივრო აგრეგატების მიერ

გამომუშავებული სიკვის თვითღირებულება 2–3-ჯერ უფრო იაფია ორთქლ-კომპრესორულ ელექტროამძრავიან სამაცივრო მანქანებთან შედარებით.

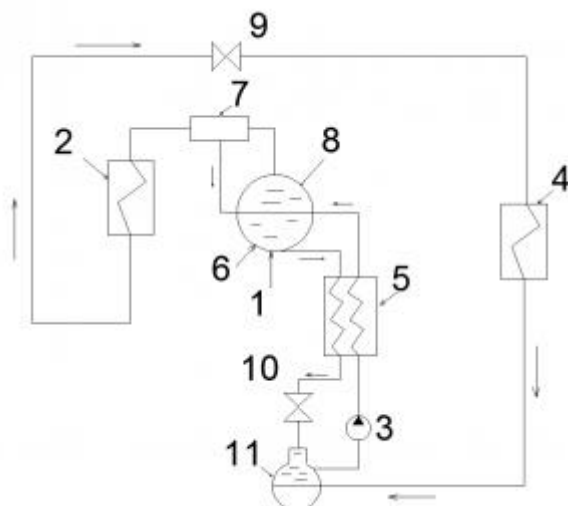
აბსორბციული სამაცივრო მანქანების უპირატესობები დგუშიანი და როტაციული კომპრესორების მქონე მანქანებთან შედარებით შემდეგია:

- დაბალი ხმაური მუშაობაში, ვიბრაციების არარსებობა;
- მაძალი წნევის არარსებობა სისტემაში;
- მასიური მოძრავი ნაწილების არარსებობა;
- სამაცივრო დანადგარის მაძალი საიმედოობა;
- მომსახურების სიიაფე;
- მუშაობის გაზრდილი ხანგამძლეობა.

აბსორბციული სამაცივრო მანქანების უარყოფითი მხარეებია:

- გამოყენებული სითხეების აგრესიულობა;
- გაზრდილი მასა.

ნახ.1.13 - ზე მოყვანილია შიგაწვის ძრავიდან გამონაბოლქვი გაზების თბური ენერგიის საფუძველზე მომუშავე აბსორბციული სამაცივრო აგრეგატის მუშაობის პრინციპიალური სქემა.



ნახ.1.13. შიგაწვის ძრავიდან გამონაბოლქვი გაზების თბური ენერგიის საფუძველზე მომუშავე აბსორბციული სამაცივრო აგრეგატის მუშაობის პრინციპიალური სქემა.

- 1 - გენერატორი;
- 2 - კონდენსატორი;
- 3 - თერმოსიფონი;
- 4 - ამორთქლებელი;
- 5 - თბომცვლელი;
- 6 - ძრავის გამონაბოლქვის სითბო;
- 7 - დეფლუგლემატორი;
- 8 - რექტიფიკატორი;
- 9 - სარეგულირო ონკანი 1 ;
- 10 - სარეგულირო ონკანი 2 ;
- 11 - აბსორბერი.

შიგაწვის ძრავიდან გამონაბოლქვი გაზების თბური ენერჯის საფუძველზე მომუშავე აბსორბციული სამაცივრო აგრეგატის მუშაობის პრინციპი შემდეგია:

წყალამიაკიანი ხსნარი ცხელდება სითბოს წყაროს გენერატორში. გაცხელების შედეგად ხსნარიდან გამოყოფილი გაზისმაგვარი სამაცივრო აგენტი (ამიაკი) მილსადენით მიეწოდება დეფლუგლემატორს (7), სადაც ამიაკის ორთქლი იწმინდება წყლის ორთქლისაგან. რის შემდეგაც ამიაკის გაწმენდილი ორთქლი ხვდება კონდენსატორში (2), ამის შემდეგ გათხევადებული სამაცივრო აგენტი მილსადენით მოხვდება ამორთქლებელში (4) მარეგულირებელი ონკანის 1 (9) გავლით, სადაც იგი ორთქლდება სიცივის გამოყოფით (შთანთქავს სითბოს), და ამცირებს ამორთქლებლის ტემპერატურას. მაცივარაგენტის ორთქლი მილსადენით ხვდება აბსორბერში (11), სადაც ის შთანთქმება სუსტი ხსნარით და ხდება მისი გამდიდრება. მაცივარ-აგენტის გამდიდრებული ხსნარი აბსორბერიდან თერმოსიფონის (3) დახმარებით მილსადენით მიეწოდება რექტიფიკატორს (8), სადაც ამიაკის ორთქლი იწმინდება წყლისაგან, და შემდეგ მიეწოდება გენერატორს (1), გაივლის რა ამის წინ თბომ-ცვლელს (5). გენერატორში (1) და აბაზანაში ხსნარის მოცულობის ბალანსის შესანარჩუნებლად მაცივარაგენტის სუსტი ხსნარი გენერატორიდან (1) მილსადენით ბრუნდება აბსორბერში (11), გაივლის რა თბომცვლელს (5). თბომცვლელში (5) წყალ-ამიაკოვანი სუსტი ხსნარის სითბო გამოიყენება მაგარი (გაჯერებული) ხსნარის წინასწარ

გასათბობად, რომელიც თერმოსიფონის (3) მიერ მიეწოდება აბსორბერიდან (11) გენერატორს. სითხეებს შორის ასეთი თბოცვლა იწვევს მაცივარაგრეგატის მუშაობის ეფექტურობის ზრდას. გენერატორის გაცხელების წყაროს შიგაწვის ძრავიდან (6) გამონაბოლქვი გაზების სითბო წარმოადგენს.

ჰაერის კონდენცირების მიზნით მთელი რიგი ფორმების მიერ დამუშავებულია საკმაოდ კომპაქტური ჰერმეტიკული სამაცივრო აგრეგატი რომლებიც აღჭურვილი არიან სატრანსპორტო საშუალების შიგაწვის ძრავის მუხლა ლილვიდან აძრული დგუშიანი ან როტაციული კომპრესორებით. ასეთი სისტემების მუშაობაზე დამატებით იხარჯება სათბობის 10 – 12 %, შესაბამისად მცირდება ძრავის სიმძლავრე. მაშინ როდესაც ძრავის მუშაობის პროცესში ენერჯის დიდი ნაწილი გამაგრებელი სითხის და გამონაბოლქვი გაზების მიერ სითბოს სახით უქმად იფანტება ატმოსფეროში. მაშინ როდესაც ამ თბურ ენერჯიას და მის ტემპერატურულ პოტენციალს შეუძლია აბსორბიციული სამაცივრო აგრეგატის მუშაობის ჭარბად უზრუნველყოფა და შედეგად სატრანსპორტო საშუალების სალონში, საოფისე თუ საყოფაცხოვრებო სათავსოებში ჰაერის კონდენცირების თანამედროვე სისტემებით კომფორტული პირობების შექმნა.

აბსორბიციულ სამაცივრო მანქანებს და თბურ ტუმბოებს აგრეთვე აქვთ დიდი ენერგეტიკული უპირატესობები სათბობად გაზის ან სხვა სახის თხევადი საწვავის გამოყენების შემთხვევაშიც.

პირველი თავის დასკვნები

1. განხილულია შიგაწვის ძრავის თბური ბალანსი, რომლის საფუძველზე დადგინდა, რომ საწვავის წვის შედეგად გამოყოფილი თბური ენერჯის მნიშვნელოვანი ნაწილი (საშუალოდ 25 % და მეტი) ნამუშევარი გაზების მიერ გადაეცემა გარემოს.
2. დასაბუთებულია თბური ენერგეტიკული დანადგარის (მათ შორის შიგაწვის ძრავის) ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის უტილიზაციის მნიშვნელობა და აუცილებლობა. ეს საშუალებას მოგვცემს გავაუმჯობესოთ მანქანა – დანადგარის ეფექტურობა, გავზარდოთ თბური ძრავის სითბური ენერჯის გამოყენების

- კოეფიციენტი, შევამციროთ ხმაურის დონე და გავაუმჯობესოთ მისი ეკოლოგიური მაჩვენებლები.
3. ჩატარებულია საერთაშორისო საპატენტო ანალიზი შიგაწვის ძრავების ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის უტილიზაციის საშუალებების და მეთოდების შესახებ, რომელმაც აჩვენა მთელი მსოფლიოს მკვლევარების მზრდადი ინტერესი აღნიშნული პრობლემის მიმართ. განხილულია სამუშაოები რომლებიც ეძღვნება შიგაწვის ძრავის თბური ენერჯის უტილიზაციის საკითხებს. გამოკვეთილია მათი უპირატესობები და ნაკლოვანებები.
 4. განსაზღვრულია დისერტაციის მიზანი – სატრანსპორტო საშუალების სათავსოების გათბობა – კონდიცირება შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის გამოყენების საფუძველზე.
 5. შიგაწვის ძრავიდან ართმეული, სასარგებლო მუშაობად გარდაუქმნელი თბური ენერჯის დამატებით გამოყენება სამაცივრო აგრეგატების სამუშაო ციკლის განსახორციელებლად ამცირებს ძრავიდან ატმოსფეროში უქმად “გაბნეული” სითბოს რაოდენობას, რასაც შესაბამისად მიჰყვართ გარესამყაროს ე.წ. “სითბური ეფექტის” შემცირებამდე.
 6. ჩამოყალიბდა ჩასატარებელი კვლევების შემდეგი ამოცანები:
 - ა) შიგაწვის ძრავების ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის კომპაქტურ მილ – წიბოებიან თბომცვლელში უტილიზაციის პროცესის მათემატიკური მოდელის დამუშავება;
 - ბ) თბოცვლის ზედაპირზე წვის პროდუქტების დანალექი შრის სისქის გავლენის გამოკვლევა თბომცვლელის თბოგადაცემის ეფექტურობაზე;
 - გ) სატრანსპორტო საშუალების სალონის გათბობა – კონდიცირების მიზნით აბსორბციული დანადგარის კონსტრუქციის დამუშავება და მისი მუშაობის ეფექტურობის გამოკვლევა;
 - დ) შიგაწვის ძრავიდან გამონაბოლქვი ნამუშევარი გაზების ხმაურის ჩამხშობი მაყუჩის და კომპაქტური მილ – წიბოვანი თბომცვლელის სიმბიოზური კონსტრუქციის შექმნის და პრაქტიკული გამოყენების შედარებითი ანალიზი.

თავი 2. კვლევის საერთო მეთოდოლოგია

2.1. კვლევების ჩატარების წინაპირობები

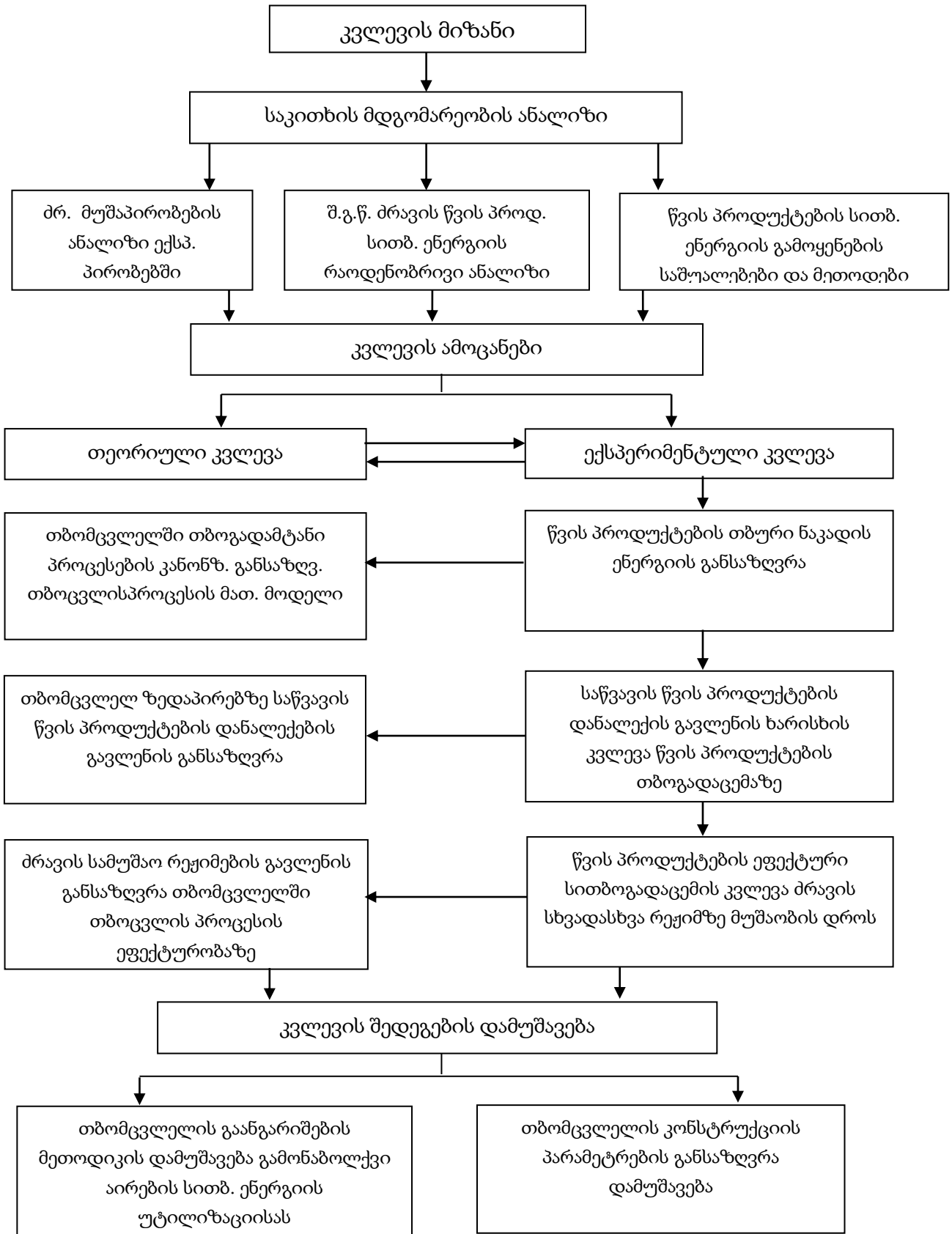
კვლევის საერთო მეთოდოლოგია შედგება შემდეგი ძირითადი ეტაპებისაგან (ნახ. 2.1.) დასამუშავებელი საკითხების ანალიზი წარმართება საკვლევ სფეროში არსებული ტექნოლოგიური პროცესების ხარვეზების გამოვლენის და კვლევის საბაზო ცნებების განსაზღვრის მიზნით, საინფორმაციო და სამეცნიერო მასალების დამუშავების და კვლევის ამოცანების განსაზღვრისათვის.

საწვავის წვის იმ სითბური ენერჯის რაოდენობრივი ანალიზი, რომელიც გააჩნია ძრავის გამონაბოლქვ აირებს და გვიჩვენებს კვლევის წარმართვის მიზანშეწონილობას ისეთი მიმართულებით, რომელიც ხელს შეუწყობს ძრავის გამონაბოლქვი აირების სითბური ენერჯის სასარგებლოდ გამოყენების ხერხების და საშუალებების დამუშავებას.

ძრავის ნამწვი აირების სითბოს უტილიზაციის სისტემების საპატენტო ანალიზი, ემსახურება იმას, რომ შეგვექმნას წარმოდგენა სითბოს უტილიზაციის სისტემების არსებულ კონსტრუქციებზე, მათი სისტემატიზაციის და კლასიფიკაციის განსაკუთრებულობის შესახებ, სატრანსპორტო საშუალებების კონდენცირებისა და გათბობის სისტემებში ნამწვი აირების სითბური ენერჯის შესაძლო გამოყენების შესახებ.

წვის პროდუქტების სითბოს უტილიზაციის სისტემების ანალიზი ემსახურება ძრავის ნამუშევარი აირების სითბური ენერჯის გამოყენების მეთოდების შეფასებას და იმ უარყოფითი ფაქტორების გამოვლენას, რომელიც დგას მრავალი საწარმოების და ძრავთმშენებლობის წინაშე და რომელთა აღმოფხვრა შეუძლებელია მეცნიერული კვლევების საფუძველზე არსებული მეთოდების კორექტირების გარეშე.

ანალიზის ეტაპი მთავრდება კვლევის ამოცანების დაყენებით. შემდგომი ეტაპების დამუშავება, რომელიც უშუალოდ დაკავშირებულია დასმული ამოცანების გადაწყვეტასთან განისაზღვრება არამართო მათი განსაკუთრებულობით, არამედ პრაქტიკული რეალიზაციის პერსპექტივითაც.



ნახ. 2.1. კვლევის საერთო მეთოდოლოგია

თეორიული და ექსპერიმენტული კვლევები უნდა მიმდინარეობდეს პარალელურად, რაც საშუალებას მოგვცემს გამოვიყენოთ სამეცნიერო ამოცანების გადაწყვეტის ეტაპობრივი შედეგები ინფორმაციების შიგაეტაპობრივი გაცვლით და მივიღოთ კვლევის განსაზღვრული შედეგები ყოველი ეტაპის დასრულების შემდეგ.

თეორიული კვლევა შედგება რამოდენიმე ეტაპისაგან:

- ძრავის გამონაბოლქვი აირების თბოგადამტანი პროცესების კანონზომიერების განსაზღვრა;
- თბოგადამტანი პროცესების მათემატიკური მოდელის შექმნა ნამუშევარი აირების უტილიზაციის კომპაქტური მილწიბოვანი თბომცვლელისათვის;
- თბოგაცემის ზეაპირებზეწვის პროდუქტების დანალექების გავლენის განსაზღვრა თბოგაცემის ეფექტურობაზე;
- ძრავის მუშაობის პირობების და რეჟიმების გავლენის განსაზღვრა ნამუშევარი აირების თბური ნაკადის სიდიდეზე.

ექსპერიმენტული კვლევა მიმდინარეობს ასევე ეტაპობრივად, რომელიც მოიცავს ნამუშევარი აირების საშუალო თბური ნაკადის განსაზღვრის და მათი ძრავის მუშაობის პირობებზე და რეჟიმებზე დამოკიდებულების ცვალებადობის პროცესებს:

- სითბოგადამტანზე ნამუშევარი აირებისგანსითბოგაცემის ეფექტურობის გამსაზღვრელი ფაქტორების ხარისხის გავლენის კვლევა (დანალექი მური და სხვა წვის პროდუქტები).

ჩატარებული კვლევის შედეგები წარმოადგენს განსახილველი პროცესის მათემატიკური მოდელის კორექტირების საფუძველს, თბოცვლის პროცესებზე მოქმედი ფაქტორების გავლენის გათვალისწინებით; ნამუშევარი აირების სითბური ენერჯის უტილიზაციის სისტემის დამუშავების და ექსპერიმენტული კვლევის წინაპირობას; დასმული ამოცანების გადასაწყვეტად მიმართული თეორიული კვლევის სანდოობის დასაბუთების საშუალებას.

კვლევის მონაცემების დამუშავების შედეგების მიხედვით შეიქმნება აღნიშნული ტიპის თბომცვლელის პრინციპიალური სქემები, მოხდება ძრავის ნამუშევარი აირების სითბური ენერჯის გამოყენებისათვის საჭირო თბომცვლელის გაანგარიშების მეთოდის დამუშავება. ამავე დროს ჩამოყალიბდება ჩატარებული

სამუშაოს შედეგები და დამუშავდება რეკომენდაციები შემოთავაზებული მეთოდების, ხელსაწყოების და მოწყობილობების პრაქტიკული გამოყენებისათვის.

2.2 . სატრანსპორტო ენერგეტიკული დანადგარების გამონაბოლქვი აირების სითბური ენერჯის გამოყენების პერსპექტივები

თანამედროვე სატრანსპორტო საშუალებები ძირითადად აღჭურვილნი არიან დგუშიანი შიგაწვის ძრავებით, რომლებიც ხასიათდებიან საწვავის მაღალი ეკონომიურობით სხვა ბუნებრივ საწვავზე მომუშავე ენერგეტიკულ განადგარებს შორის. შეიძლება ითქვას, რომ პერსპექტივაში დგუშიანი შიგაწვის ძრავების შეცვლა სხვა რომელიმე ანალოგიური მოწყობილობით პრაქტიკულად გამორიცხულია, ანუ მრავალმხრივი პროგნოზირებით ძირითადად ის კვლავ დარჩება ძირითად სატრანსპორტო ენერგეტიკულ განადგარად 21-ე საუკუნეში.

ამავდროულად მსოფლიოში კვლავ მკვეთრად იზრდება დგუშიანი შიგაწვის ძრავებით აღჭურვილი სატრანსპორტო საშუალებების პარკები, რომლებიც არიან ბუნებრივი საწვავი რესურსების მომხმარებლები, რომლის მარაგიც დედამიწაზე შეზღუდულია. აქედან გამომდინარე ნათელია, რომ სატრანსპორტო ენერგეტიკულ დანადგარებში მაღალეფექტური ციკლის განხორციელება მეტად მნიშვნელოვანია, რადგანაც ის დაკავშირებულია გლობალურ ენერგეტიკულ პრობლემებთან. მეორეს მხრივ ისეთი ციკლის განხორციელება, რომელიც მინიმალური ეკოლოგიური პარამეტრებით ხასიათდება – თავისი აქტუალობით უფრო მნიშვნელოვანია ვიდრე მაღალეფექტური ციკლი და უშუალოდ დაკავშირებულია გლობალურ ეკოლოგიურ პრობლემებთან. აღნიშნული პრობლემების ცალ-ცალკე განხილვა (გადაწყვეტა) არამიზანშეწონილია, ვინაიდან ისინი ერთმანეთთან უშუალოდ არიან დაკავშირებული. ასე მაგ. ციკლის ტემპერატურული ზღვრების გაზრდა მარგი ქმედების კოეფიციენტის მატებას იწვევს. რეალობაში ტემპერატურის ზღვრების გაზრდა შესაძლებელია მხოლოდ ციკლის ტემპერატურის ზედა ზღვრის ე.ი. ციკლის

მაქსიმალური ტემპერატურის გაზრდით, ამ დროს ტემპერატურის ქვედა ზღვრის ცვლილება უმნიშვნელოა. ასევე ციკლის ტემპერატურის გაზრდით იზრდება ხმაური, აზოტის ჟანგეულების რაოდენობა და გამონახოლქვი აირების სითბური ენერგია, რომელიც გამოიფრქვევა გარემოში. ეს იმაზე მიგვანიშნებს, რომ საწვავის ეკონომიურობა და ეკოლოგიურობა ერთმანეთთან „შეუთავსებელია“. საწვავის ეკონომიურობა რაოდენობრივად ასახავს ეფექტურ მარგი ქმედების კოეფიციენტს. ძრავის ეკოლოგიურობა საწვავის ეკონომიურობისაგან განსხვავებით მარგი ქმედების კოეფიციენტზე არ არის დამოკიდებული, თუ არ გავითვალისწინებდით გამონახოლქვში ნახშირორჟანგის რაოდენობას. უკანასკნელი ატმოსფეროში „სათბურის–ეფექტს“ აძლიერებს.

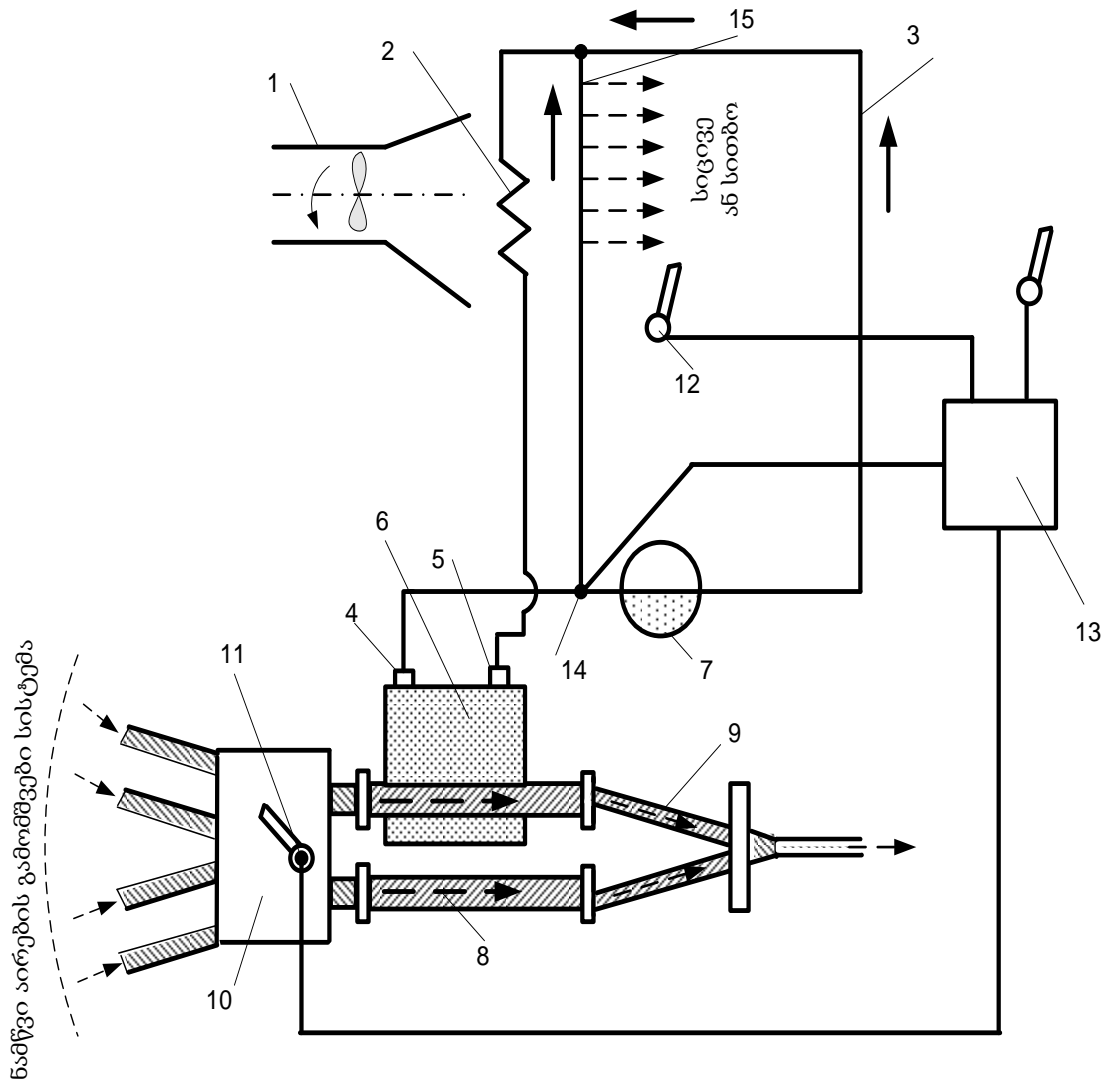
ძრავის ეკოლოგიურობის შეფასებისათვის გამოიყენება ისეთი მაჩვენებლები, როგორცაა გამონახოლქვში აირების მიერ გარემოში „გაფრქვეული“ სითბური ენერგია. ამასთან დაკავშირებით ძირითადი პრობლემა ძრავთმშენებლობაში შეიძლება ფორმულირდეს შემდეგნაირად: მაღალეფექტური და მაღალეკოლოგიური ციკლების შექმნა და დამუშავება. მნიშვნელოვანია ამ პრობლემების გადაწყვეტისას მოიძებნოს „შეუთავსებლობის“ დასაშვები გზები და საშუალებები [71].

გამონახოლქვ აირებში ნახშირორჟანგის რაოდენობა მნიშვნელოვანია და იგი ეკოლოგიურად საშიშია. სხვა ქიმიურ ნაერთებისაგან განსხვავებით ნახშირორჟანგი ხასიათდება ძლიერი სითბური გამოსხივებით დედამიწის ზედაპირზე და გარემო სივრცეში, რაც იწვევს გლობალური დათბობის გაძლიერებას ე.ი. გარემოს საშუალო ტემპერატურის ამაღლებას. ძრავის მარგი ქმედების კოეფიციენტის გაზრდის და „სათბურის ეფექტის“ შემცირების ერთ-ერთი ეფექტური საშუალება არის გამონახოლქვი აირების სითბური ენერგიის გარდაქმნა მექანიკურ მუშაობად და ამ ენერგიის გამოყენება სხვადასხვა დანიშნულებისათვის. მაგალითად - ავტომობილის სალონის კონდიციონერისა და გათბობისათვის. ასეთი სისტემის პრინციპიალური სქემა ნაჩვენებია ნახ. 2.2-ზე. ავტომობილის კონდიციონერის სისტემა შეიცავს შიგაწვის ძრავას კოლექტორთან დაკავშირებულ სადულარას და მასთან მიერთებულ თბომცვლელს (სიცივის მისაღებად), რომელიც ვენტილატორთან ერთად განთავსებულია სალონში ჰაერის მიმწოდებელ არხში. სისტემა ასევე აღჭურვილია

აბსორბერის საშუალებებით, რომლებიც დაკავშირებულია დროსელთან და ტემპერატურის გადამწოდთან [1].

სამუშაოს ტექნიკური შედეგია სატრანსპორტო საშუალების გათბობა-კონდიციონირების სისტემის მუშაობის საიმედოობის ამაღლება, საწვავის ეკონომიურობა, საერთო მარგი ქმედების კოეფიციენტის გაზრდა და „სათბურის–ეფექტის“ შემცირება. ტექნიკური შედეგი მიიღწევა ძრავის გამომშვები კოლექტორიდან სითბოს ეფექტური ართმევის ხარჯზე (ნამწვი აირების ტემპერატურა უშუალოდაა გამოყენებული), კონსტრუქციის სიმარტივისა და შედეგად მუშაობის საიმედოობის ზრდის გათვალისწინებით. შიგაწვის ძრავის გამომშვები კოლექტორის გაგრძელებაზე გამომავალ დამატებით მიღზე ჩამოცმულია წყალამიაკის ხსნარით შევსებული სადულარა, რომელიც ძრავის ნამწვი აირების სითბოს უშუალოდ გამოყენების მიზნით შეერთებულია ნამწვი აირის მილსადენთან გამომშვები და შემშვები მილყელებით, ხოლო დამატებითი არხი იძლევა სისტემაში ტემპერატურის რეგულირების შესაძლებლობას.

ავტომობილის სალონის კონდიციონირების და გათბობის სისტემა მუშაობს შემდეგნაირად: შიგაწვის ძრავის ამუშავების შემდეგ გამომშვები კოლექტორიდან 10 ნამწვი აირი მიეწოდება დამატებით მილს 9, საიდანაც სითბო გადაეცემა სადულარა 6 და აცხელებს სადულარაში მოთავსებულ სამაცივრო აგენტს $438 \div 448^{\circ}\text{K}$ ($165 \div 175^{\circ}\text{C}$) ტემპერატურამდე. წარმოქმნილი ორთქლი აბსორბერის 7 გავლით გადაადგილდება აირის მილსადენში 3 და დაბალი ტემპერატურის მქონე ორთქლი მიეწოდება თბომცვლელს 2, რომელშიც სალონზე ჰაერის მიმწოდებელი არხიდან 1, ჩაყენებულია ვენტილატორი, შემავალ ჰაერს აერთმევა სითბო და შედეგად გაცივებული ჰაერი მიეწოდება ავტომობილის სალონს. შემდეგ თბომცვლელიდან 2 სიცივის აგენტის ორთქლი აირის მილსადენის გავლით კვლავ მოხვდება სადულარაში 6, ხოლო სალონის გათბობის სისტემის მუშაობისათვის საჭიროა მოქმედებაში მოვიდეს ელექტრო ონკანი 14 და სადულარიდან აგენტის ორთქლი აბსორბერამდე მე-14 ელექტრო-ონკანისა და მილსადენი 15-ის გავლით მაღალი ტემპერატურის მქონე ორთქლი მიეწოდება თბომცვლელს 2 და შედეგად თბილი ჰაერი მიეწოდება ავტომობილის სალონს, რის შედეგაც ციკლი მეორდება ზემოთ აღწერილის მსგავსად. პროცესი მიმდინარეობს უწყვეტად, სანამ მუშაობს სადულარა 6. სადულარაში ტემპერატურის რეგულირება ხდება გადამწოდი 12-დან მიღებული სიგნალის საფუძველზე, მართვის საშუალების 13 მეშვეობით, დროსელის 11 მართვითა და ამის შედეგად, საჭიროების შემთხვევაში, სითბოს წყაროს გამომშვები კოლექტორიდან 10 ნამწვი აირების ძირითად მილში გადაშვებით.

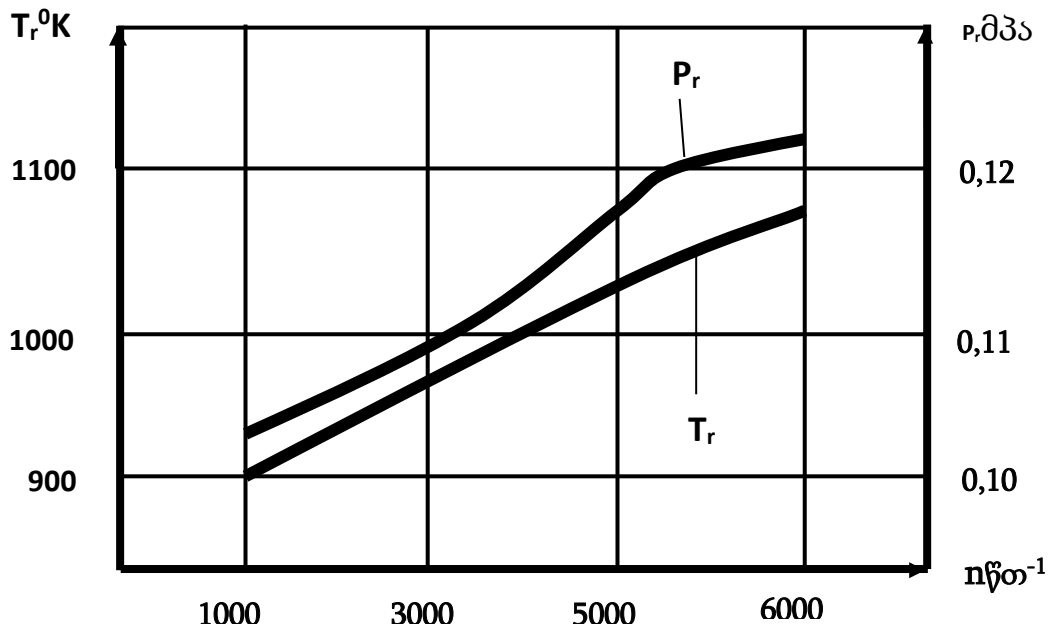


ნახ.2.2. ავტომობილის სალონის კონდიციონერის და გათბობის სისტემის პრინციპიალური სქემა.

სატრანსპორტო საშუალების სალონის კონდიციონერის და გათბობის სისტემა შეიცავს ავტომობილის სალონში ჰაერის მიმწოდებელ არხში 1 მოთავსებულ თბომცვლელს 2, დაკავშირებულს აირის მილსადენთან 3, რომელიც მილყელების 4 და 5 მეშვეობით დაკავშირებულია სადულარასთან 6, ხოლო ჰაერის მილსადენში 3, მილყელისა და თბომცვლელს 2 შორის ჩაყენებულია აბსორბენი 7 და ელექტრო-ონკანი 14, სისტემა დამატებით შეიცავს აგრეთვე ნამწვი აირების გამომშვებ მილს 9, რომელზეც ჩამოცმულია სადულარა 6. გამონაბოლქვი აირების გამომშვები ძირითადი მილი 8 ზედმეტი ნამწვი აირების გადასაშვებად, დამატებითი მილით დაკავშირებულია სითბოს წყაროს გამომშვებ კოლექტორთან 10, რომელშიც ჩასმულია დროსელი 11, ხოლო თბომცვლელში 2 – ტემპერატურის გადამწოდი 12 და

რეჟიმის გადამრთველი ელექტრო ონკანი 14, დაკავშირებულია მართვის საშუალებასთან 13.

მაშასადამე სატრანსპორტო საშუალების სალონის კონდიციონერების და გათბობის სისტემის ეფექტურობა უპირველესად დამოკიდებულია ნამწვი აირების პარამეტრებზე, როგორც ცნობილია, წვის პროდუქტების ტემპერატურა გამომშვებ სარქველთან მუდმივი კუმშვის ხარისხის პირობებში პრაქტიკულად სწორხაზობრივად იზრდება ძრავის სიჩქარით რეჟიმზე დამოკიდებულებით. ამავე დროს ნამწვი აირების წნევა გამომშვებ სარქველთან მნიშვნელოვნად დამოკიდებულია გაზგანაწილების ფაზების სიდიდეზე და ძრავის ნომინალურ სიჩქარით რეჟიმზე მუშაობისას ნამწვი აირების წნევა იზრდება(ნახ.2.3).



ნახ.2.3 ნამწვი აირების ტემპერატურის(T_r) და წნევის(P_r) ცვლილების დამოკიდებულება ძრავის სიჩქარით რეჟიმზე.

ზემოთ მოყვანილის ანალიზიდან შეიძლება დავასკვნათ, რომ სატრანსპორტო საშუალების სალონის კონდიციონერების და გათბობის სისტემის ეფექტური მუშაობის უზრუნველსაყოფად, საჭირო რეალური სისტემის თეორიულ-ექსპერიმენტული კვლევა, რაც საშუალებას მოგვცემს განისაზღვროს თბომცვლელის ოპტიმალური გეომეტრიული პარამეტრები.

2.3. შიგაწვის ძრავებში გამონაბოლქვი აირების მასისა და თბოცვლის პროცესების თავისებურებანი

სატრანსპორტო ოთხტაქტიან შიგაწვის ძრავებში წვის პროდუქტების განდევნის პროცესი იწყებაცილინდრებიდან გაფართოების პროცესის დასასრულს გამომშვები სარქველის გაღების მომენტიდან და გრძელდება დგუშის მთელი სვლის განმავლობაში ქვედა მკვდარი წერტილიდან ზედა მკვდარ წერტილამდე. განდევნის პროცესი მთავრდება გამომშვების სარქველის დახურვის მომენტში, რაც ჩვეულებრივ, ზედა მკვდარი წერტილის შემდეგ წარმოებს.

ოთხტაქტიან ძრავის ცილინდრში ნამუშევარი აირების განდევნის პროცესი მუხლა ლილვის 2-ჯერ შემობრუნების პირობებში ერთჯერ მიმდინარეობს[3] ე.ი. მას მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხის მიხედვით დათმობილი აქვს

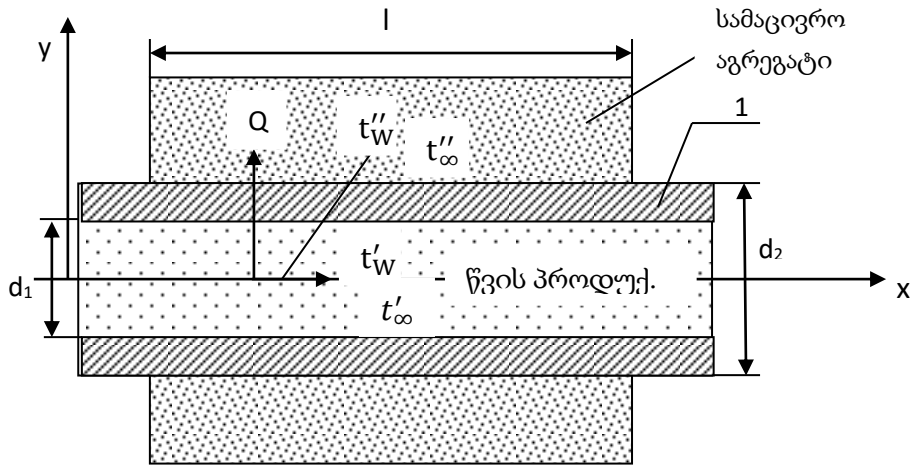
$$\varphi_{\#} = \varphi_1 + 180^{\circ} + \varphi_2$$

სადაც φ_1 - გამომშვები სარქველის გაღების წინსწრების კუთხეა;

φ_2 - გამომშვები სარქველის დახურვის დაგვიანების კუთხეა.

თუ საცნობარე მონაცემებს დავეყრდნობით, მაშინ სწრაფსვლიან ოთხტაქტიან ძრავში ნამუშევარი აირების განდევნის პროცესს მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხის მიხედვითეთმობა $\varphi_{\#} \approx 250^{\circ} \div 260^{\circ}$. მაშასადამე, ნამუშევარი აირების განდევნის პროცესი ძრავის გამომშვებ სისტემაში მიმდინარეობს პულსირებულად და ბიჯი განისაზღვრება $720^{\circ}/i$ სადაც i - ცილინდრების რაოდენობაა.

გამონაბოლქვი აირების სითბური ენერგია, რომელიც მას გააჩნია გამომშვები სარქველის შემდეგ კოლექტორში, შეიძლება გამოყენებული იქნას სასარგებლოდ, კერძოდ ავტომობილის სალონის გათბობისა და კონდენცირებისათვის. ამისათვის საჭიროა დამზადდეს თბომცვლელი, რომელიც აართმევს გამონაბოლქვ აირებს სითბოს გარკვეულ რაოდენობას და გარდაქმნის სასარგებლო მუშაობად. ამ თვალსაზრისით საჭიროა თბოცვლის პროცესების თეორიული კვლევა ყველა იმ ფაქტორების გათვალისწინებით, რომლებიც მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს სითბოგადაცემაზე გამონაბოლქვ აირსა და თბომცვლელს შორის. ამ შემთხვევაში ამოცანა განიხილება სითბოგადაცემა ცხელი ტანიდან ცივ ტანზე თბომცვლელის საშუალებით, ე.ი. საჭიროა რთული სითბოგადაცემის ფიზიკო-მათემატიკური მოდელირება [49].



ნახ.2.4. სითბოგადაცემის საანგარიშო სქემა.

ნახ.2.4-ზე ნაჩვენებია რთული სითბოგადაცემის საანგარიშო სქემა, რომლის თანახმად სითბოგადაცემის პროცესი მოიცავს სამ ქვეპროცესს: 1. კონვექციული და გამოსხივებით თბოგაცემა გამონაბოლქვი აირიდან მილის (1) შიგა კედელზე. 2. თბოგამტარობა ცილინდრის (1) კედლის საშუალებით. 3. თბოგაცემა ცილინდრის (1) d_2 დიამეტრის მქონე ზედაპირიდან სამაცივრო აგენტზე.

სითბოგადაცემის პროცესის უკეთ მოდელირებისა და ანალიზისათვის საჭიროა სამივე ქვეპროცესის ცალ-ცალკე განხილვა და ანალიზი.

1. თბოგადაცემა გამონაბოლქვი აირებიდან გამომშვები მილის კედელზე მიმდინარეობს როგორც იძულებითი კონვექციური თბოგვლით, ასევე თბური გამოსხივებით

$$Q_{\Sigma} = Q_K + Q_g + \dots$$

სადაც Q_K - არის თბური ნაკადი აირის ნაკადიდან კედლის ზედაპირზე;

Q_g - თბური ნაკადი აირიდან კედლის ზედაპირზე თბური

გამოსხივების შემთხვევაში.

$$Q_{\Sigma} = \alpha_K (t'_{\infty} - t'_W) \cdot F_1 + \varepsilon C_0 \left[\left(\frac{T'_{\infty}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T'_W}{100} \right)^4 \right] F_1 =$$

$$= \left\{ \alpha_K + \varepsilon C_0 \left[\frac{\left(\frac{T'_{\infty}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T'_W}{100} \right)^4}{T'_{\infty} - T'_W} \right] \right\} F_1 (t'_{\infty} - t'_W) = (\alpha_K + \alpha_W) (t'_{\infty} - t'_W) F_1 \beta$$

სადაც α_K - არის კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი;

α_W - თბური გამოსხივებით თბოგაცემის კოეფიციენტი.

გაზის კონვექციური თბოგაცემის კოეფიციენტი

$$\alpha_K = f(W, \lambda_{\infty}, \mu_{\infty}, \rho_{\infty}, C_p, T_{\infty}, T_W, d, l, \tau)$$

ხოლო გაზის თბური გამოსხივებით თბოგაცემის კოეფიციენტი

$$\alpha_W = f(\varepsilon_{\infty}, \varepsilon_W, T_{\infty}, T_W, \tau, d, l, \tau)$$

სადაც W - გაზის სიჩქარე მილის კედლის მიმართ;

$\lambda_{\infty}, \mu_{\infty}, \rho_{\infty}, C_p$ - თბოგამტარობის კოეფიციენტი, გამონაბოლქვი აირის

სიბლანტე, სიმკვრივე და კუთრი სითბოტევადობა;

T_{∞}, T_W , - გაზისდაკედლისტემპერატურა ;

$\varepsilon_{\infty}, \varepsilon_W$ - გაზის და კედლის სიშავის ხარისხი;

d, l - გეომეტრიული ზომები.

ამავე დროს აღსანიშნავია ის გარემოებაც, რომ გამონაბოლქვი აირები ძირითადად შეიცავს (C_2O , H_2O , SO_2 და NO_2) სამატომიან აირებს, რომელთაც აქვთ სხივური ენერჯის შთანთქმის უნარი. ამ აირების გამოსხივების გაანგარიშება ხდება შემდეგი ფორმულით

$$E = \varepsilon C_0 \left(\frac{T'_{\infty}}{100} \right)^4 \text{ ვტ/მ}^2$$

მაგრამ აირებისათვის სიშავის ε ხარისხი ან მისი ტოლი შთანთქმის A კოეფიციენტის სიდიდე დამოკიდებულია T ტემპერატურაზე და $P \cdot S$ ნამრავლზე, სადაც P არის გამონაბოლქვ აირში შემავალი კონკრეტული აირის პარციალური წნევა, ხოლო S - სისქე სხივის გავრცელების მიმართულებით. ამ პარამეტრების საშუალებით E აიღება სპეციალურ ცნობარებში მოცემული ნორმოგრამებიდან.

2. თბოგამტარობა კედლის საშუალებით.

კედელი წარმოადგენს ცილინდრულს, რომლის შიგა დიამეტრია d_1 , ხოლო გარე დიამეტრი d_2 . შიგა და გარე იზოთერმულ ზედაპირზე ტემპერატურებია t'_W და t''_W , თბოგამტარობის კოეფიციენტი - λ მუდმივია და სითბური ნაკადი ვრცელდება რადიუსის მიმართულებით (ნახ.2.4) გამონაბოლქვი აირების ტურბულენტული დინების მაღალი ხარისხის გამო გარკვეული სიზუსტით შეიძლება ჩაითვალოს კედლის სასაზღვრო ქვეფენაში და შიგა კედლის ტემპერატურა ტოლია. მაშინ ცილინდრული კედლის მიერ გატარებული სითბური ნაკადი Q იანგარიშება ფორმულით[5]:

$$Q_{\Sigma} = \frac{2\pi l \lambda}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (t'_W - t''_W), \text{ ვტ.}$$

λ - თბოგამტარობის კოეფიციენტი არ არის მუდმივი სიდიდე და ის ტემპერატურაზე დამოკიდებულებით იცვლება. ძირითადად მისი განსაზღვრა ექსპერიმენტებით წარმოებს ან მოცემულია მასალების მიხედვით საცნობარე ლიტერატურაში. ასევე შეიძლება განისაზღვროს თეორიული გზით $\lambda = \lambda_0(1 \pm bt)$ სადაც λ_0 არის თბოგამტარობის კოეფიციენტის მნიშვნელობა 0°C ტემპერატურის პირობებში. B - მუდმივია, ხშირად ტექნიკური გაანგარიშებების დროს იღებენ თბოგამტარობის კოეფიციენტის საშუალო მნიშვნელობას.

3. თბოგაცემა ცილინდრის გარეზედაპირიდან სამაცივრო აგენტზე.

თბოგაცემა ცილინდრის გარეზედაპირიდან სამაცივრო აგენტზე მიმდინარეობს თავისუფალი კონვექციით, სადაც აირი დაბალი სიჩქარით მოძრაობს. ასეთ შემთხვევაში თუკი ცილინდრის გარე ზედაპირზე ტემპერატურა იქნება t''_W , სამაცივრო აგენტის t''_{∞} და თბოგაცემის კოეფიციენტი α_2 , მაშინ სამაცივრო აგენტზე გაცემული სითბური ნაკადი Q იანგარიშება ფორმულით[5]

$$Q_{\Sigma} = \alpha_{\infty} (t''_W - t''_{\infty}) \cdot F_2, \text{ ვტ.}$$

თუ კი განვიხილავთ დამყარებულ თბურ რეჟიმს, რომლის დროს სითბოს რაოდენობა, რომელიც ცხელი ნაკადიდან (გამონაბოლქვი აირიდან) კედელს გადაეცემა, იმავე რაოდენობით ცილინდრულ კედელში გატარდება და კედლის გარე ზედაპირიდან ცივ თბოგამტარს გადაეცემა, მაშინ თბური ნაკადისათვის შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახის სამი ტოლობა:

$$Q_{\Sigma} = (\alpha_K + \alpha_W)(t'_{\infty} - t'_W)F_1$$

$$Q_{\Sigma} = \frac{2\pi l \lambda}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (t'_W - t''_W)$$

$$Q_{\Sigma} = \alpha_{\infty} (t''_W - t''_{\infty}) \cdot F_2$$

ამ განტოლებების გამარტივებითა და გარდაქმნით მივიღებთ

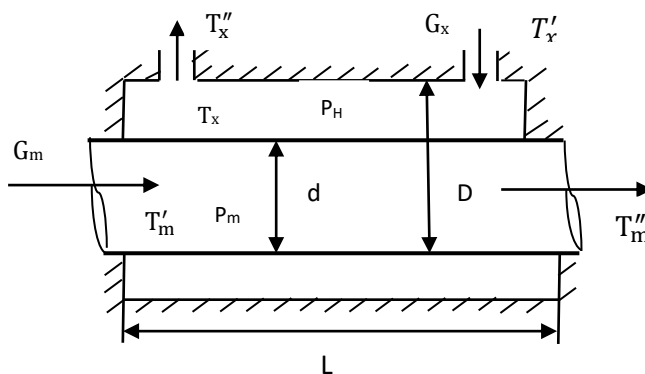
$$Q_{\Sigma} = \frac{l(t'_{\infty} - t''_{\infty})}{\frac{1}{\pi d_1 (\alpha_K + \alpha_W)} + \frac{1}{2\pi \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\pi d_2 \alpha_{\infty}}}$$

უკანასკნელი ფორმულის საშუალებით იანგარიშება ცხელი თბოგამტანიდან ცივ თბოგადამტანზე გადაცემული სითბური ნაკადი, რომელიც საშუალებას გვაძლევს გავანალიზოთ თბომცვლელის პარამეტრების მნიშვნელობები (ზომები)

თუ კი წინასწარ განსაზღვრული იქნება სითბური ნაკადი (Q_{Σ}), რომელიც საჭირო იქნება ავტომობილის სალონის გათბობის და კონდენცირების მუშაობისათვის ან პირიქით, თუ კი განსაზღვრული იქნება თბომცვლელის საჭირო პარამეტრები, მაშინ იანგარიშება სითბური ნაკადი (Q_{Σ}).

2.4. შიგაწვის ძრავის გამონაბოლქვი აირების სითბური ენერგიის გამოყენების თეორიული კვლევა და ანალიზი

სატრანსპორტო საშუალებათა გამონაბოლქვი აირების სითბური ენერგია, რომელიც მას გააჩნია გამომშვები სარქველის გავლის შემდეგ, ხასიათდება სითბოს დიდი რაოდენობით და მუშაუნარიანობით, რომლის რეალიზაცია შესაძლებელია მუშაობის შესრულებით ან სითბოს დახარჯვით [49]. ამისათვის საჭიროა გამონაბოლქვი აირიდან ართმეული გარკვეული რაოდენობის სითბური ენერგია გარდაიქმნას სასარგებლო მუშაობად და გამოყენებული იქნას სატრანსპორტო საშუალებათა სალონის გათბობის და კონდენცირების სისტემის ეფექტური მუშაობისათვის, ამ თვალსაზრისით უნდა ჩავატაროთ სითბოგადაცემის პროცესის თეორიული კვლევა ყველა იმ ფაქტორის გათვალისწინებით, რომელიც მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს რთული სითბოგადაცემის პროცესზე გამონაბოლქვ აირსა და სამაცივრო აგენტს შორის ან სითბოგადაცემაზე ცხელი თბოგადამტანიდან ცივ თბოგადამტანზე, რომელიც მიმდინარეობს თბომცვლელში [6] (ნახ.2.5).



ნახ.2.5. თბომცვლელში სითბოგადაცემის საანგარიშო სქემა

თბომცვლელში მიმდინარე თბური პროცესების მიხედვით შეიძლება გამოვყოთ სამი უბანი. პირველი უბანი იწყება სამაცივრო აგენტის შესასვლელთან და მთავრდება იქ, სადაც სამაცივრო აგენტი იწყებს დუღილს. ამ მონაკვეთზე სამაცივრო აგენტის ტემპერატურა მატულობს T'_x -დან T_x -მდე და გამონაბოლქვი აირიდან გაცემული სითბო ხმარდება სამაცივრო აგენტის ტემპერატურის ამაღლებას და ადგილი აქვს ტოლობას

$$G_m C_p \frac{\partial T_m}{\partial x} = G_x C_x \frac{\partial T_x}{\partial x}$$

სადაც G_m - ძრავის სარქველიდან გამომავალი წვის პროდუქტების წამური ხარჯი (კგ/წმ)-

დროში ცვლადი ფუნქციაა;

C_p - წვის პროდუქტების სითბოტევადობა (ჯ/კგ⁰K);

T_x -სამაცივრო აგენტის ტემპერატურა ⁰K-დროში ცვლადი ფუნქციაა;

T_m - წვისპროდუქტების ტემპერატურა ⁰K-დროში ცვლადი ფუნქციაა;

G_x - სამაცივრო აგენტის წამური ხარჯი კგ/წმ- დროში ცვლადი ფუნქციაა.

მეორე მონაკვეთი ხასიათდება დუღილით და ამ მონაკვეთისათვის დამახასიათებელია დამოკიდებულება

$$G_m C_p \frac{\partial T_m}{\partial x} = G_x \frac{r}{L'}$$

სადაც r - სამაცივრო აგენტის აორთქლების კუთრი სითბოა P_H , T_H პარამეტრების

შესაბამისად (ჯ/კგ);

L' - დუღილის მონაკვეთის სიგრძე (მ).

მესამე მონაკვეთი ხასიათდება სამაცივრო აგენტის ორთქლის ტემპერატურის ზრდით T_H -დან T''_x -მდე. ამ მონაკვეთზე ენერჯის ბალანსის დიფერენციალურ განტოლებას აქვს სახე

$$G_m C_p (T'_m - T''_m) = G_x [C_x (T_H - T'_x) + r + C'_x (T''_x - T_H)]$$

სადაც T'_m და T''_m - წვის პროდუქტების ტემპერატურებია მილის შესასვლელსა და გამოსასვლელში (⁰K);

T_H - სამაცივრო აგენტის დუღილის ტემპერატურა (⁰K);

T'_x, T''_x - სამაცივრო აგენტის ტემპერატურები თბომცვლელის შესასვლელსა და

გამოსასვლელში;

C'_x - წყლის და ამიაკის ორთქლის ნარევის სითბოტევადობა ჯ/კვ(°K).

პროცესის პარამეტრების გაანგარიშებისათვის პირველ რიგში ვსაზღვრავთ თბოგამტარობის კოეფიციენტებს. ამ მიზნით უნდა განისაზღვროს:

ა) წვის პროდუქტების სიმკვრივე

$$\rho_m = \frac{P_m}{RT_m} \quad \text{კგ/მ}^3 .$$

ბ) წვის პროდუქტების მყისა სიჩქარე

$$W_m = \frac{4G_m}{\pi d^2 \cdot \rho_m} \quad \text{მ/წმ} .$$

გ) რეინოლდსის რიცხვი მილში წვის პროდუქტების დინებისათვის

$$Re = \frac{W_m d}{\gamma_m}$$

სადაც γ_m - წვის პროდუქტების კინემატიკური სიბლანტეა, (მ²/წმ).

დ) ნუსველტის რიცხვი

$$Nu = 0,023 Re^{0,9} \cdot Pr^{0,40} \quad \text{თუ კი } Re=2,3 \cdot 10^3 \div 10^4$$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \quad \text{თუ კი } Re=10^4 \div 5 \cdot 10^6$$

სადაც Pr - წვის პროდუქტების პრანტლის რიცხვია.

ე) თბოგაცემის კოეფიციენტი მილის შიგა ზედაპირზე იანგარიშება

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_m}{d}$$

სადაც λ_m - წვის პროდუქტების თბოგამტარობის კოეფიციენტია ვტ/მ·°K.

იმის გამო, რომ თბომცვლელში სამაცივრო აგენტის ხარჯი და სიჩქარე არაა ცნობილი, მილის გარე ზედაპირზე თბოგაცემის კოეფიციენტი უნდა დავუშვათ და შემდეგ შევამოწმოთ. პირველ ეტაპზე შეიძლება მივიღოთ $\alpha_2 \approx \alpha_1$, მაშინ თბოგაცემის კოეფიციენტი განისაზღვრება ფორმულით:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

წვის პროდუქტების ტემპერატურა მილიდან გამოსვლისას [49]

$$T_m'' = T_H + (T_m' + T_H) \exp \left[\frac{-2\pi r K d L}{c_m c_p} \right] \quad (^\circ\text{K.});$$

თბომცვლელის თბური სიმძლავრე

$$N_T = G_m c_p (T_m' - T_m'') \quad (\text{კტ}).$$

სამაცივრო აგენტის წამური ხარჯი თბომცვლელის გამოსასვლელში

$$G_x = \frac{N_T}{c_x (T_H - T_x') + r + c_x' (T_x'' - T_H)} \quad \text{კგ/წმ}.$$

ამგვარად G_m -ის და T_m -ის ყოველი მყისა მნიშვნელობებისათვის განვსაზღვრავთ გამოსასვლელში სამაცივრო აგენტის ხარჯს და დაახლოებით ერთი ციკლის განმავლობაში საშუალო ხარჯი იქნება

$$\bar{G}_x = \frac{1}{T_e} \int_0^{T_e} G_x dT$$

მას შემდეგ რაც დავადგენთ სამაცივრო აგენტის საშუალო ხარჯს, შეგვიძლია დავაზუსტოთ თბოგაცემის კოეფიციენტი dz შემდეგი თანმიმდევრობით:

სამაცივრო აგენტის საშუალო სიჩქარე თბომცვლელში განისაზღვრება ფორმულით

$$W_x = \frac{4G_x}{\pi(D^2 - d^2)\rho_x} \quad \text{მ/წმ},$$

სადაც D - თბომცვლელის შიგა დიამეტრია, (მ);

d - ძრავის გამომშვები მილის დიამეტრია, (მ);

ρ_x - სამაცივრო აგენტის სიმკვრივეა, (კგ/მ³).

რეინოლდსის რიცხვი

$$Re_x = \frac{W_x (D - d)}{\gamma_x}$$

სადაც γ_x - სამაცივრო აგენტის კინემატიკური სიბლანტეა, (მ²/წმ).

ნუსველტის რიცხვი

$$Nu = 0,08 Re_x^{0,9} \cdot Pr_x^{0,4}, \text{ თუ კი } Re_x = 2,3 \cdot 10^3 \div 10^4$$

$$Nu = 0,023 Re_x^{0,8} \cdot Pr_x^{0,43}, \text{ თუ კი } Re_x = 10^4 \div 5 \cdot 10^6$$

თბოგაცემის α_2 კოეფიციენტი განისაზღვრება

$$\alpha_2 = \frac{N_u \cdot \lambda_x}{D - d}$$

სადაც λ_x - სამაცივრო აგენტის თბოგამტარობის კოეფიციენტია (ვტ/მ²·K); P_{rx} - სამაცივრო აგენტისათვის პრანტლის რიცხვია.

ამის შემდეგ ჩავატარებთ თბური ნაკადის გაანგარიშებას განმეორებით α_2 - ის დაზუსტებული მნიშვნელობის გათვალისწინებით.

თბოგაცემის პროცესის თეორიული გაანგარიშების შემდეგ განისაზღვრება სატრანსპორტო საშუალების სალონის გათბობისა და კონდენცირების სისტემის პარამეტრები.

თეორიული კვლევის შედეგები საშუალებას გვაძლევს გავაანალიზოთ თბომცვლელის პარამეტრების ცვალებადობის გავლენა სითბური ნაკადის მნიშვნელობაზე, რომელიც საჭიროა სატრანსპორტო საშუალების სალონის გათბობის და კონდენცირების ეფექტური მუშაობისათვის.

2.5. ნაუმეგარი აირების სითბური ენერჯის თბოცვლის პროცესების

მათემატიკური მოდელი

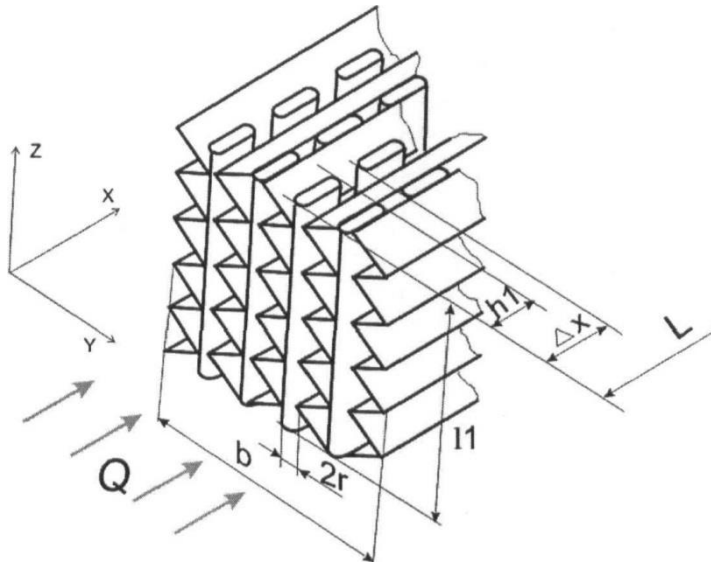
ძრავის ნაუმეგარი აირების სითბური ენერჯის უტილიზაციისათვის თბომცვლელის გაანგარიშების დროს გათვალისწინებული უნდა იყოს ექსპლუატაციის პირობების გავლენა – არასტაციონალური სითბური ნაკადი და წვის პროდუქტების დალექვა თბომცვლელის ზედაპირებზე.

კომპაქტური მილ-წიბოვანი თბომცვლელის თბოცვლის პროცესის განტოლებას აქვს შემდეგი სახე:

$$dQ_{1i} = \frac{\partial T}{\partial X} k \beta_i F_{1i} dx d\tau \quad (2.1)$$

$$dQ_{2i} = \frac{\partial T}{\partial X} k F_{2i} dx d\tau \quad (2.2)$$

სადაც განტოლები (2.1–2.2) აღწერს თბოგადაცემის პროცესს ცხელი თბოგადამტანიდან (გამონაბოლქვი აირები) თბომცვლელის გარე ზედაპირზე და შესაბამისად თბომცვლელის შიგა ზედაპირიდან ცივ თბოგადამტანზე. ნახ. 2.6-ზე ნაჩვენებია განტოლებათა სისტემის საანგარიშო სქემა



ნახ.2.6. თბოცვლის პროცესის საანგარიშო სქემა.

თუ განტოლებათა სისტემაში (2.1 – 2.2) ჩავსვამთ ცნობილ სიდიდეებს და ვაინტეგრებთ, მივიღებთ თბოცვლის პროცესის კერძო შემთხვევის მათემატიკურ მოდელს კომპაქტურ მილ-წიბოებიან თბომცვლელში ნამუშევარი აირების სითბური ენერგიის უტილიზაციისათვის[142] :

$$Q_{1i} = k\beta(S - S)(h_2 + a) \int_{x_1}^{x_2} T(x)dx \quad (2.3.)$$

$$Q_{2i} = 2kn_1l_1r(\pi - 2) \int_{x_1}^{x_2} T(x)dx \quad (2.4)$$

სადაც Q_{1i} , Q_{2i} –თბოცვლის i -ურ მონაკვეთზე სითბური ნაკადია, რომელიც ნამუშევარი აირების მიერ შესაბამისად გადაეცემა თბომცვლელის გარე კედელზე და თბომცვლელის შიგა კედლიდან ცივ თბოგადამტანზე;

F – სითბოგადაცემის ზედაპირის ფართობია (m^2);

ΔT – ტემპერატურათა სხვაობაა ცხელ (ნამუშევარი გაზები) და ცივ (სამაცივრო აგენტი) თბოგადამტანებს შორის;

β – კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს წვის პროდუქტების დანალექებს თბომცვლელის ზედაპირზე.

კოეფიციენტი β შეიძლება განისაზღვროს ΔT ტემპერატურათა სხვაობით.

სითბოგადაცემის კოეფიციენტი განისაზღვრება თბომცვლელის ზედაპირის გაწიბოვნების კუთრი ზედაპირის გათვალისწინებით:

$$K = \left[\frac{1-\varphi}{\alpha_1} + \frac{\delta(1+\varphi)}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right]^{-1} \quad (2.5)$$

სადაც α_1 , α_2 – შესაბამისად ნამუშევარი აირების და ცივი თბოგადამტანის თბოგადაცემის კოეფიციენტები (ვტ / m^2 .გრად).

δ , λ – კედლის სისქე (მ) და თბომცვლელის მასალის სითბოგამტარობის კოეფიციენტი (ვტ / მ.გრად).

φ – გაწიბოვნების კოეფიციენტია.

გაწიბოვნების კოეფიციენტი φ განისაზღვრება იმ მოსაზრებიდან, რომ გავითვალისწინებთ თბომცვლელის მილის კედლის მცირე სისქეს, ასევე თბომცვლელის მილის შიგნით გაწიბოვნების არარსებობას და მილის შიგა და გარე ზედაპირების ფართობს მივიღებთ ერთმანეთის ტოლად. მაშინ გაწიბოვნების კოეფიციენტი შეიძლება განისაზღვროს ფორმულით [94] :

$$\varphi = 1 - \frac{F_1}{F_2} \quad (2.6)$$

სადაც F_1 და F_2 – თბომცვლელის ზედაპირის ფართობებია შესაბამისად ცხელი და ცივი თბოგადამტანის მხრიდან (m^2).

2.6. მილ - წიბოვანი თბომცვლელის კონსტრუქციული პარამეტრების შერჩევა - გაანგარიშება

2.6.1. მილ - წიბოვანი თბომცვლელის გეომეტრიული პარამეტრები

კომპაქტური თბომცვლელის გაანგარიშების და პროექტირების პროცესში გვხვდება ოთხი საანგარიში გეომეტრიული პარამეტრი [139].

- ექვივალენტური დიამეტრი d_E

$$d_E = \frac{4S}{P} \quad (მ) \quad , \quad (2.7)$$

სადაც S – ცოცხალი კვეთის ფართობია და P – ორ მეზობელ წიბოს შორის შექმნილი ერთეულოვანი არხის პერიმეტრია. ამ პარამეტრის საშუალებით ნებისმიერი ფორმის არხი დაიყვანება მასთან საკმაოდ მიახლოებულ d_E შიგა დიამეტრის მქონე ექვივალენტურ მილზე.

- კომპაქტურობის კოეფიციენტი β_K

$$\beta_K = \frac{F}{V} \quad , \quad (2.8)$$

სადაც F – თბოცვლის მთლიანი ზედაპირია (გაწიბოვნებას + მილები);

V – მოცულობა, რომელიც უჭირავს გაწიბოვნებას სივრცეში. ეს სითბო გადამცემი გაწიბოვნებული ზედაპირის ერთ კუბურ მეტრ მოცულობაზე მოსული კუთრი ფართობის სიდიდეა. გამოიყენება გაწიბოვნების კომპაქტურობის შეფასებათვის.

- ცოცხალი კვეთის კოეფიციენტი σ

$$\sigma = \frac{S}{S_\Sigma} \quad , \quad (2.9)$$

სადაც S – ცოცხალი კვეთის ფართობია; S_Σ გაწიბოვნებით დაკავებული ადგილის მთლიანი ფრონტალური კვეთია. მოცემული კოეფიციენტი ახასიათებს ფრონტალური კვეთის შევსებას წიბოების განივი კვეთით.

- გაწიბოვნების კუთრი ზედაპირი

$$\varphi = \frac{F_P}{F} \quad , \quad (2.10)$$

სადაც F_P წიბოების ფართობია; F – თბომცვლელის მთლიანი ზედაპირის ფართობია (გაწიბოვნებას+მილები). ახასიათებს თბოგადამცემის ჯამური ზედაპირიდან გაწიბოვნებული ფართობის წილს. φ კოეფიციენტი ახასიათებს მილის გაწიბოვნებას: თუ φ ის ნულის ტოლია, მაშასადამე არ გვაქვს გაწიბოვნება; თუ $\varphi \rightarrow 1$ გაწიბოვნება მაქსიმალურია.

2.6.2. თბომცვლელის მახასიათებლები

დამახასიათებელი ზომები და პარამეტრები უპირობოდ აღწერენ კონკრეტული გაწიბოვნების ფორმის მქონე თბომცვლელის თვისებებს. ამავდროულად ამ პარამეტრების არსებობის შემთხვევაში ადვილად მიიღება თბომცვლელის ის გეომეტრიული პარამეტრები, რომელიც გამოიყენება მისი გაანგარიშების დროს: ცოცხალი კვეთი და თბოგადამცემი ზედაპირის ფართობი. ქვემოთ მოყვანილი მაგალითი შეესაბამება ნახ.2.3-ის აღნიშვნებს და შესრულებულია თბომცვლელის ერთი ცხელი ტრაქტისათვის, ხოლო მახასიათებლები მეორე ტრაქტისათვის (ცივი) იანგარიშება ანალოგიურად [139].

- ცოცხალი კვეთის ფართობი S_r

$$S_r = n_r l_1 h_1 \left(1 - \frac{\delta_p}{h_p}\right) \quad (2.11)$$

სადაც n_r – ცხელი გაწიბოვნებული მილების რაოდენობაა; l_1, h_1 – ცხელი გაწიბოვნებული მილის სიგანე და სიმაღლე; δ_p და h_p – წიბოს სისქე და მათ შორის მანძილია. ფორმულა (2.11)-ის ფრჩხილებში მოთავსებული გამოსახულება ითვალისწინებს ცოცხალი კვეთის დატვირთულობას წიბოების განივი კვეთით. ფორმულა (2.5) შეესაბამება მართკუთხა გაწიბოვნებას და ამავე დროს იძლევა მცირე ცდომილებებს სხვა ტიპის გაწიბოვნებისათვის.

- თბოგადამცემი ზედაპირის ფართობი F_r

$$F_r = 2n_r l_1 l_2 \frac{1}{1 - \varphi_r} \quad (2.12)$$

სადაც l_1, l_2 – ცხელი ფირფიტის სიგანე და სიგრძეა; φ_r – ცხელი ზედაპირის გაწიბოვნების კოეფიციენტი; n_r – თბომცვლელში გაწიბოვნებული ცხელი მილების რაოდენობაა. თავისი შინაარსით F_r – თბომცვლელის ზედაპირის მთლიანი ფართობია (გაწიბოვნება + მილი) ცხელი თბოგადამტანის მხრიდან ერთიანობაში მთელი თბომცვლელისათვის.

თბომცვლელის ჰიდროდინამიკური მახასიათებლები აღწერენ წნევის დანაკარგის სიდიდეს (ენერჯის დანაკარგები), რომელიც იხარჯება მოთხოვნილი დინებითი რეჟიმის შესაქმნელად და საჭირო ინტენსიურობის თბოგაცემის პროცესის მისაღებად.

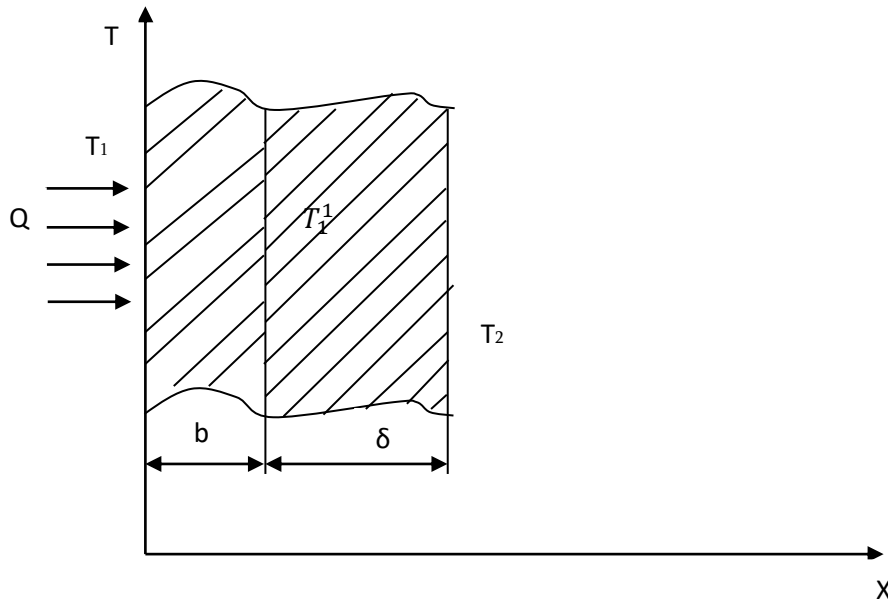
- ხახუნზე დანაკარგების კოეფიციენტი ζ

$$\zeta = \frac{\Delta P_T}{\frac{\rho}{2} \frac{V^2 L}{d_E}} \quad , \quad (2.13)$$

სადაც ΔP_T – წნევის დანაკარგებია d_E დიამეტრის და L სიგრძის არხში დინების V სიჩქარემდე მიღწევის დროს.

მოცემული კოეფიციენტი წარმოადგენს წნევის დანაკარგების საზომს არხის ერთეულოვანი სიგრძის ფარდობას (ჭავლის სიჩქარეზე). ამ ენერგიის ფიზიკური საზომია ძალა, რომელიც საჭიროა ხახუნის ძალის დაძლევისათვის არხის კედელზე.

გაბნეული ან მრუდწირული გაწიბოვნებისას აღნიშნული სიდიდე ასევე შედის წნევის დანაკარგებში მრუდის ხაზობრივი ცვლილების უბანზე, ასევე მისი ხელოვნური მოწყვეტისას.



ნახ. 2.7. სქემა ζ კოეფიციენტის გაანგარიშებისათვის.

.... – თბოგამტარის ზედაპირზე წვის პროდუქტების დანალექი (მურის) შრის სისქე; b – თბომცვლელის მიღების კედლის სისქე.

2.6.3. გაწიბოვნებისგანივი კვეთის ფორმის შერჩევა

გაწიბოვნების კლასიფიკაციის ერთ-ერთ მთავარ ელემენტს წარმოადგენს ერთეულოვანი არხის განივი კვეთის ფორმა. ტექნოლოგიურ განსხვავებებთან ერთად ეს არსებითად აისახება მუშაობის პრინციპზე და ჯამში გაწიბოვნების

თბოჰიდრავლიკურ მახასიათებლებზე. ძირითადად გვხვდება სამი ტიპის კვეთი: მართკუთხა „II“, სამკუთხა „T“ და ტრაპეციული „Tp“, მითითებულია გაწიბოვნების მარკირებაში. ამ ქვეთავში მოცემულია არხის სხვადასხვა ფორმის განივი კვეთის საერთო დახასიათება დამოკლვე ურთიერთ შედარება მათი მუშაობის თავისებურების მიხედვით [138, 139].

არხების განივი კვეთის ფორმის გავლენის მექანიზმი თბოჰიდრავლიკურ მახასიათებლებზე დაფუძნებულია „კუთხურ ეფექტზე“. მისი არსი მდგომარეობს განივი კვეთის თითოეულ კუთხეში სასაზღვრო ფენის სისქის მომატებაში, რასაც ადგილი აქვს ბრტყელი სასაზღვრო შრის ინტერფერენციის ხარჯზე, რომელიც ვითარდება კუთხის კედლების გასწვრივ. კუთხეებში განივი ფენების გასქელებას თან სდევს კვეთში თბოგადაცემის საშუალო კოეფიციენტის მნიშვნელობის შემცირება ერთეულოვანი წრიული მილის თბოგადაცემასთან შედარებით, სადაც „კუთხური ეფექტი“ არ არის. ამავდროულად გვაქვს ხელსაყრელი ცვლილება, რომელიც მდგომარეობს საწყისი მონაკვეთის სიგრძის მკვეთრ შემცირებაში სასაზღვრო შრეების შემჭიდროებამდე, რამდენადაც კუთხური ზონები წარმოადგენენ რა არხში დამატებითი ტურბულენტობის წყაროს, აჩქარებენ შემავალი ნაწიბურებისაგან განვითარებული სასაზღვრო შრეების შემჭიდროებას. მოცემული უარყოფითი და დადებითი მხარეების ურთიერთ შერწყმა განსაზღვრავს გაწიბოვნების თბოჰიდრავლიკური მახასიათებლების კონკრეტულ მნიშვნელობას. არხის გეომეტრიული პარამეტრები მოცემულია ცხ. 2.1–ში.

ცხრილი 2.1.

წრიული, კვადრატული, მართკუთხა და სამკუთხა არხის კვეთების გეომეტრიული

პარამეტრების შედარება [80]

№	აღნიშვნა	მილის ტიპი	$d_E, მ$	L/d	$S, მ^2$
1	წ.	წრიული	5,9	79,2	$0,27 \cdot 10^{-4}$
2	კვ.	კვადრატული	4,57	100	$0,27 \cdot 10^{-4}$
3	მართ.	მართკუთხა	4,4	80	$0,204 \cdot 10^{-4}$
4	სამკ.	სამკუთხა	2,87	74	$0,14 \cdot 10^{-4}$

წრიული კვეთი – გაწიბოვნების ასეთი ფორმის მქონე განივი კვეთს ამზადებენ, როგორც ჩვეულებრივ ეტალონურ ერთეულოვან მილს, რომელსაც იყენებენ

შედარებისათვის საბაზოდ. „კუთხური ეფექტი“-ს არ არსებობა იძლევა ერთგვაროვან წვრილ სასაზღვრო შრეს და არხის მთელ სიგრძეზე მის ყველაზე უფრო მოგვიანებით შემჭიდროებას. დაკვირვების შედეგად შეინიშნება დინების გარდამავალი რეჟიმის განგრძობა და ტურბულენტული რეჟიმის უფრო გვიან დამყარება.

მართკუთხა კვეთი – გაწიბოვნებათა შორის ყველაზე მეტად გავრცელებული განივი კვეთის ფორმაა, რომელიც გამოირჩევა ტექნიკური სიმარტივით, გაზრდილი კუთრი თბოცვლის ფართობით და გაუმჯობესებული თბოჰიდრავლიკური მახასიათებლებით. სასაზღვრო შრის რამდენადმე გასქელებაა მართკუთხედის მოკლე წიბოს კუთხეებში ჭარმად კომპენსირდება სასაზღვრო ფენის ჩქარი შემჭიდროებით მართკუთხა გაწიბოვნების გრძელი წიბოების მთელ სიგრძეზე. ჯამში თბოგაცემა ლამინარული სივრცეში პრაქტიკულად არ უარესდება, ამ დროს იგი მკვეთრად იზრდება გარდამავალ სივრცეში, რომელიც გამოწვეულია ტურბულენტული დინების რეჟიმზე უფრო ადრე გადასვლის გამო.

სამკუთხა კვეთი – ტექნოლოგიური და ოპტიმალური თბოჰიდრავლიკური მახასიათებლების ოპტიმალური შეხამების გამო სამკუთხა კვეთი გაწიბოვნებათა შორის ყველაზე მეტად გავრცელებული განივი კვეთის ფორმაა. სასაზღვრო შრის მომატებული გასქელება მახვილ კუთხეებთან რამდენადმე კომპენსირდება კუთხეების შემცირება სამამდე შემცირებით, და აგრეთვე წარმოქმნილი შემავალი სასაზღვრო შრის უფრო მეტად სწრაფი შემჭიდროებით. შედეგად თბოგაცემა ლამინარულ სივრცეში არ უარესდება, არამედ უფრო ინტენსიური ხდება დინების ტურბულენტურ რეჟიმზე უფრო ადრე გადასვლის გამო სწორკუთხა არხებთან შედარებით. ბოლო დროს ტექნოლოგიების სრულყოფის ხარჯზე შესაძლებელია გადასვლა მახვილი კუთხეების სამკუთხა განივი კვეთის ფორმიდან მომრგვალებული კუთხეების მქონე სამკუთხა კვეთის ფორმაზე, რომელშიც აღმოფხვრილია სამკუთხა განივი კვეთის მთავარი უწესივრობა - სასაზღვრო შრის დამატებითი გასქელება მახვილ კუთხეებში.

ტრაპეციული კვეთი. აღნიშნულმა კვეთმა მოიპოვა შეზღუდული გავრცელება მხოლოდ ისეთი შემთხვევებისათვის, როდესაც საჭიროა გაწიბოვნების დიდი სიმაღლე. თავისი თბოჰიდრავლიკური მახასიათებლებით იკავებს შუალედურ

მდგომარეობას მართკუთხა და სამკუთხა კვეთებს შორის, მაგრამ უფრო ახლოსაა პირველთან [139].

კვეთის ფორმის კონსტრუქციული თავისებურებების და სამუშაო პირობების ანალიზის გათვალისწინებით ჩატარებულმა სამუშაოებმა შესაძლებელი გახადა განსაზღვრულიყო შესათავაზებელი თბომცვლელისათვის უფრო შესაფერისი სამკუთხა ფორმის კვეთი. გაწიბოვნების სამკუთხა ფორმა შესაძლებლობას იძლევა მიღწეული იქნას თბომცვლელის საკმაოდ მაღალი თბოტექნიკური მახასიათებლები და დამზადების სიმარტივე.

2.7. კომპაქტური მილ-წიბოვანი თბომცვლელის კონსტრუქციის ოპტიმიზაცია

ძრავის გამონაბოლქვი აირების სითბოს უტილიზაციისათვის საჭირო კომპაქტური მილ-წიბოვანი თბომცვლელის ექსპლუატაციის პირობების გათვალისწინებით დამუშავებულია საერთო ალგორითმი მეთოდით, რომელიც მოცემულია ნაშრომში [139]. ამ მეთოდის ფარგლებში ხდება კომპაქტური ფირფიტოვან-წიბოვანი თბომცვლელის კონსტრუქციის ოპტიმიზაციის პრობლემის გადაწყვეტა კომპლექსური მიდგომის გზით დავალების სამ დამოუკიდებელ ამოცანად დაყოფით შემდეგი მიმართულებით:

- ტექნოლოგიური ოპტიმიზაცია;
- თბური ოპტიმიზაცია;
- საექსპლუატაციო ოპტიმიზაცია.

ამავე დროს თითოეული ამოცანისათვის გამოვლენილია და შეთავაზებულია რამოდენიმე კონკრეტული ფიზიკო-ტექნიკური პარამეტრი, რომლებიც იძლევიან ტექნოლოგიური (თბური ან საექსპლუატაციო) ოპტიმალურობის ხარისხის რაოდენობრივ შეფასებას. ამავდროულად ისინი გვევლინებიან ოპტიმიზაციის ფუნქციის როლშიდაც ხელსაყრელი ტექნიკური გადაწყვეტილების ძიებისათვის.

ტექნოლოგიური ოპტიმიზაცია

ჩვეულებრივი საპროექტო გაანგარიშების შედეგს წარმოადგენს თბომცვლელის ფართობის F განსაზღვრა. შემდეგ წარმოიშობა ამა თუ იმ ფორმის გაწიბოვნების დახმარებით ამ ზედაპირის წარმოქმნის საჭიროება, რა თქმა უნდა გაბარიტული შეზღუდვების გათვალისწინებით. ეს არის თბომცვლელის ტექნოლოგიური ოპტიმიზაციის მთავარი მიზანი. ინჟინერ-ტექნოლოგის ხელოვნება მდგომარეობს ისეთი გეომეტრიული ვარიანტის შედგენაში, რომელიც უზრუნველყოფს თბომცვლელის მუშაობას მასალის მინიმალური ხარჯით და ტექნოლოგიური ოპერაციების მინიმალური რაოდენობით. საკონსტრუქტორო ბიუროში ასეთი დავალების გადაწყვეტა ხდება ემპირიულად, ადრე დაგროვილი გამოცდილებიდან გამომდინარე, ამიტომ ერთნაირი საწყისი მონაცემებით სხვადასხვა სპეციალისტი საბოლოოდ მიიღებს სხვადასხვა სახის თბომცვლელს.

წინასწარი ტექნოლოგიური ოპტიმიზაციის უფრო მეტად გავრცელებული კრიტერიუმი გარეგნულად ძალიან მარტივია: დაპროექტებულ თბომცვლელს უნდა ჰქონდეს თანაბარგვერდიანი კუბის ფორმა. ასეთ შემთხვევაში თბომცვლელის სექციის დამზადების ოპტიმალურ შრომატევადობასთან ერთად ვიღებთ შემაერთებელი სახურავების დამზადების მინიმალურ შრომატევადობას.

თბური ოპტიმიზაცია

საპროექტო გაანგარიშებისას ტექნოლოგიური ოპტიმიზაცია არის მნიშვნელოვანი, მაგრამ არა ერთადერთი ამოცანა. კერძოდ, ღიად რჩება საკითხი თბომცვლელის ეფექტური მუშაობის შესახებ. თბომცვლელის ეფექტურობის მეტად განზოგადოებულ კრიტერიუმს წარმოადგენს მისი თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი:

$$\varepsilon_m = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (2.14)$$

თერმული მ.კ.კ. წარმოადგენს რეალურ თბომცვლელში ფაქტიური თბური ნაკადის ფარდობას თეორიულად შესაძლო იმ მაქსიმალური თბურ ნაკადთან,

რომელიც შეიძლება მივიღოთ იდეალურ უსასრულო საწინააღმდეგო ნაკადებიან თბომცვლელში. ყველა სახის თბომცვლელისმ.ქ.კ- ს გაანგარიშების და ანალიზის საბოლოო მიზანი მათი თბური ოპტიმიზაციაა.

საექსპლუატაციო ოპტიმიზაცია

ტექნოლოგიური და თბური ოპტიმიზაციის დამთავრების შემდეგ, როგორც წესი საპროექტო გაანგარიშება მთავრდება. კომპაქტური მილ-წიბოვანი თბომცვლელის კონკრეტულ პირობებში შემდგომი მუშაობის შემთხვევაში წარმოიქმნება ოპტიმიზაციის დამატებითი ეტაპის საჭიროება. მისი არსი ნათელია: თბომცვლელი შეიძლება იყოს ტექნოლოგიური და ეკონომიური, მაგრამ მას ჰქონდეს მუშაობის შეზღუდული რესურსი და მალე გამოვიდეს მწყობრიდან, მოითხოვდეს ძვირადღირებულ გადაწყობას ან იმუშაოს ანგარიშებით გაუთვალისწინებელ რეჟიმებზე და ამით გამოიწვიოს მთლიანად სითბოს უტილიზაციის სისტემის მუშაობის დარღვევა.

ასეთი ამოცანის გადასაწყვეტად საჭიროა გავანალიზოთ ექსპლუატაციის პირობები იმ თერმული დამაბულობის სიდიდის განსაზღვრისათვის, რომლებიც უზრუნველყოფენ თბომასაცვლის პროცესების საჭირო ინტენსივობას; ისეთი ფაქტორების არსებობა, რომლებიც გავლენას ახდენენ სითბოგადატანის პროცესზე და ა.შ. საექსპლუატაციო მოთხოვნებიდან მნიშვნელოვანი განსხვავებების არსებობის შემთხვევაში დაპროექტებული თბომცვლელი თავიდანვე გამოუსადეგარია და საჭიროა მოხდეს მისი მოდერნიზაცია (ოპტიმიზაცია).

საექსპლუატაციო ოპტიმიზაციის მაგალითად შეიძლება მოვიყვანოთ თბომცვლელის ზედაპირზე საწვავის წვის პროდუქტების (მური და ფისი) დანალექის გავლენა თბოგადაცემის ეფექტურობაზე, რომელიც საჭიროა გათვალისწინებულ იქნას გამონაბოლქვი აირების სითბოს საუტილიზაციო თბომცვლელის პროექტირების დროს.

ცხრილში 2.3. მოყვანილია დიზელის ძრავის გამონაბოლქვი აირების ძირითადი კომპონენტები. [4].

ყველა ეს ნივთიერებები ილექება დიზელის გამომშვები ტრაქტის შიგა ზედაპირზე, მაშასადამე თბომცვლელის ზედაპირზეც, რომელიც დგას გამონაბოლქვი აირების გამომშვებ მილსადენში. ეს დანალექი უეჭველად მოახდენს გავლენას თბოგადატანის პროცესზე, რომელიც მიმდინარეობს თბომცვლელში.

ცხრილი 2.2

დიზელის ძრავის გამონაბოლქვი აირების ძირითადი კომპონენტები

ნივთიერება	ქიმიური ფორმულა (აღნიშვნა)	შემადგენლობა მოცულობა %	შენიშვნა
აზოტი	N	76 – 78	არატოქსიკური
ჟანგბადი	O ₂	2 – 18	არატოქსიკური
წყლის ორთქლი	H ₂ O	0,5 – 4,0	არატოქსიკური
ნახშირორჟანგი	CO ₂	1.0 – 10,0	არატოქსიკური
ნახშირჟანგი	CO	0,01 – 0,5	ტოქსიკური
აზოტის ჟანგეულები	NO _x	0,0 – 0,5	ტოქსიკური
ნახშირწყალბადი	C _x H _x	0,01 – 0,5	ტოქსიკური
გოგირდჟანგი	SO	0 – 0,03	ტოქსიკური
ალდეჰიდები	R – CHO	0,0 – 0,01	ტოქსიკური
მური გრ/მ ³	-	0,01 – 1,1	ტოქსიკური
ბენზო(ა)პირენ მგრ/მ ³	0,01 – 0,02	0,01 - მდე	კანცეროგენული

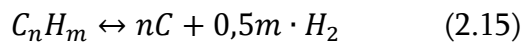
კერძოდ, საწვავის არასრული წვის შედეგად წარმოქმნილი მური და ფისი, რომელიც ილექება თბომცვლელის ზედაპირზე თხელი ფენის სახით, ხასიათდება მაღალი თბოტევადობით, შესაბამისად მეტად დაბალი თბოგამტარობით, განსხვავებით თბომცვლელის მასალისაგან. ამგვარად თბომცვლელის ზედაპირი დაფარულია თბოიზოლაციის თხელი ფენით, რასაც კომპაქტურ მილ-წიბოვან თბომცვლელში თბოგადამტანის ეფექტურობის შემცირება მოსდევს.

კომპაქტური მილ-წიბოვანი თბომცველში სითბოგადაცემაზე დანალექის გავლენის განსაზღვრისათვის საჭიროა გავნიხილოთ მათი შედგენილობა და თვისებები.

მურის მაღალი შემცველობა დიზელის ძრავებში (20–90%), წარმოადგენს ტიპიურს ემისიის ნაწილაკებისათვის. მურის ნაწილაკის ფორმირება ხდება ევრეთწოდებული გაზისებრ სტადიაში და გამოწვეულია საწვავის არასრული წვის პროცესით.

უფრო ზუსტად: ქიმიური და ფიზიკური პროცესების გავლენით ნაწილაკების განსხვავებული ზომა და ფორმა დამოკიდებულია ძირითადად ადგილობრივი შემადგენლობის საწვავ-ჰაერის ნარევის და ფაქტიური ტემპერატურის გავლენაზეპირველად საწყის მოლეკულურ სტრუქტურებზე.

წვის პროცესის დროს მურის გამოყოფა მიმდინარეობს პიროლიზაციის შედეგად (თერმული დაშლა) ნახშირწყალბადის მოლეკულის ჟანგბადის ძლიერ უკმარისობის პირობებში. ნახშირწყალბადის პიროლიზური რეაქცია შეიძლება გამოისახოს განტოლებით, რომელიც არ აღწერს მყარი ნახშირის წარმოქმნისნამდვილ მექანიზმს:



ასეთი მექანიზმი მარტივად შეიძლება წარმოვადგინოთ შემდეგი სახით. მაღალი ტემპერატურის ზემოქმედებით (ჟანგბადის უკმარისობის დროს) რამდენიმე წყალბადის ატომი მოწყდება საწვავის ნახშირწყალბადის მოლეკულიდან. წყალბადის ატომები თავის მხრივ იწვევენ ნახშირწყალბადის მოლეკულების შემდგომ დიგიდროგენიზაციას. დადგენილია, რაც უფრო მსუბუქად მიმდინარეობს წყალბადის ატომის მოწყვეტა ნახშირწყალბადური კავშირის დაშლასთან შედარებით, მით მეტია მურის წარმოქმნის ალბათობა [149].

გარდა ამისა, უქმი სვლის რეჟიმზე ან ძრავის მცირე დატვირთვების დროს ცილინდრში ტემპერატურა არ არის მაღალი, მაშასადამე საწვავის ნარევი არ იწვის მთლიანად და მისი უფრო მძიმე ფრაქციები ფისის დანალექის სახით გროვდება თბოგადამცემის ზედაპირზე.

სხვადასხვა დამოუკიდებელი ინსტიტუტებისა და ავტომობილების მწარმოებლების მიერ წარმოდგენილი კვლევის შედეგები [145,148, 149,150] საშუალებას გვაძლევს აღნიშნულ თემატიკაზე გავაკეთოთ შემდეგი განზოგადოება:

1. დიზელის ემისიის უმეტესი ნაწილაკის ზომა 0,05–დან 0,18 მიკრონამდეა;
2. თანაბარი რაოდენობის დიდი და მცირე ნაწილაკები ნანახია ყველგან დამოუკიდებლად იმისა, თუ რომელ დიზელის ძრავზე აწარმოეს გაზომვები.
3. ნაწილაკების ზომის ასეთი განაწილება ერთნაირია როგორც ძველი ძრავების წვის პროცესისათვის, ასევე თანამედროვე მაღალი წნევით შეფრქვევით მომუშავე ძრავებისათვის.
4. დიზელის ძრავში საწვავის წვის შედეგად წარმოქმნილი მურისა და სხვა პროდუქტების დანალექის სისქე გამომშვები ტრაქტის შიგა ზედაპირზე აღწევს 0,3 – 0,5 მმ. და დამოკიდებულია, ძრავის მუშაობის დროზე და რეჟიმებზე, საწვავის ხარისხზე, გასაზომი წერტილის (ადგილის) დაშორებაზე გამომშვები კოლექტორიდან.

მილ–წიბოვანი ტიპის თბოგადამტანის ზედაპირზე წვის პროდუქტების დანალექის გავლენის გათვალისწინებისათვის შემოთავაზებულია გამოვიყენოთ კოეფიციენტი, რომელიც ახასიათებს დანალექი შრის სისქის დამოკიდებულებას ძრავის მუშაობის რეჟიმებზე

$$\beta = 1 - \frac{\Delta T_b}{\Delta T_{\ell n}} \quad (2.16)$$

სადაც $\Delta T_b = T_1 - T_1'$ – წვის პროდუქტების დანალექის სისქეში ტემპერატურათა ვარდნაა.

$T_{\ell n}$ – ცხელი და ცივი თბოგადამტანის ტემპერატურის ლოგარითმული სხვაობა . ფურიეს კანონის თანახმად, სითბური ნაკადი:

$$q = -\lambda \int_{x=0}^b \frac{\partial T}{\partial X} dx = \frac{\lambda \Delta T_b}{b} \quad [44],$$

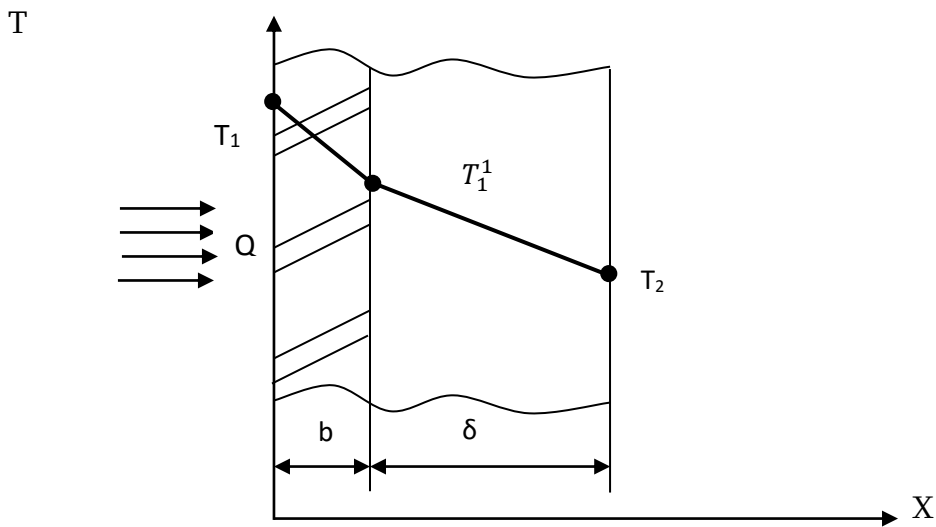
მაშინ განტოლება (2.16) მიიღებს სახეს:

$$\beta = 1 - \frac{q \cdot b}{\lambda \Delta T_{\ell n}} \quad (2.17)$$

სადაც q – ძრავის გამონაბოლქვი აირების სითბური ნაკადის სიმკვრივე, ვტ/მ²;

b – დანალექი წვის პროდუქტების შრის სისქეა თბოგადამტანის ზედაპირზე,მ;

λ – დანალექი შრის თბოგამტარობა, რომელიც იცვლება ზღვრებში.



ნახ. 2.8. სქემა β კოეფიციენტის გაანგარიშებისათვის.

b – წვის პროდუქტების დანალექის შრის სისქე თბოგადამტანის ზედაპირზე;

δ – თბომცვლელის მილის კედლის სისქე.

დანალექის სისქის თბოგამტარობის კოეფიციენტის მნიშვნელობის დამოკიდებულება შემადგენლობასა და ტემპერატურისაგან იცვლება შემდეგ ზღვრებში: $\lambda = 0,8 - 1,0$ ვტ/მ²К [149]. ვარირების ინტერვალი არ აღემატება 5%-ს. ამგვარად ამ ფაქტორის ცვლილების გავლენა β კოეფიციენტზე წარმოადგენს უმნიშვნელოს, ამიტომ ის შეიძლება უგულვებელვყოთ.

თბური ნაკადის სიმკვრივე q განისაზღვრება ანალიზური მეთოდით $q=Q/F$ და დამოკიდებულია გამონაბოლქვი აირების ტემპერატურასა და გამოდინების სიჩქარეზე.

$$q = f(T, W) . \quad (2.18)$$

გამონაბოლქვი აირების გამოდინების სიჩქარე W შეიძლება მივიღოთ მუდმივი რადგანაც ექსპერიმენტი მიმდინარეობდა უცვლელი ბრუნვათა სიხშირის დროს. ამრიგად თბური ნაკადის სიმკვრივე დამოკიდებული იქნება მხოლოდ

გამონაბოლქვი აირების ტემპერატურაზე, რომელიც დიზელის ძრავის დატვირთვის ზრდასთან ერთად იზრდება.

დანალექი მურის ფენის სისქე და წვის სხვა პროდუქტები განისაზღვრებიან უშუალოდ საათისებრი ტიპის მიკრომეტრული ინდიკატორით გაზომვის გზით.

საწვავის წვის პროდუქტების დანალექი შრის სისქე თბოგადამტანის ზედაპირზე დამოკიდებულია ნამუშევარი აირების ტემპერატურაზე ე.ი. ძრავის დატვირთვაზე და თბომცვლელის ზედაპირის ფორმაზე და სიდიდეზე, ასევე ძრავის მუშაობის ხანგრძლივობაზე.

$$b = f [T(N), F \cdot t] \quad (2.19)$$

თბომცვლელის ფორმა და ზედაპირის ფართობის სიდიდე მუდმივია. ექსპერიმენტი ჩატარდა დროის თანაბარ მონაკვეთში $t = \text{const}$.

ამგვარად, დამოკიდებულების განტოლების საერთო სახე იქნება შემდეგი:

$$q = f(N) \quad (2.20)$$

$$b = f(N) \quad (2.21)$$

დამოკიდებულების სავარაუდო განტოლებები წარმოგვიდგება შემდეგნაირად: თბური ნაკადის სიმკვრივისათვის

$$q = 0,82N + 6270; \quad (2.22)$$

და წვის პროდუქტების დანალექი შრის სისქისათვის მეორე ხარისხის პოლინომის სახით:

$$b = A_0 + A_1N^2 + A_2N \quad (2.23)$$

ნამუშევარი აირების სითბური ნაკადის სიმკვრივის და დანალექი შრის სისქის რიცხობრივი მნიშვნელობის განსაზღვრისათვის ძრავის დატვირთვაზე დამოკიდებულებით, საჭიროა ექსპერიმენტული კვლევის ჩატარება.

2.8. სითბური ენერჯის გავლენა გამონაბოლქვი აირების პარამეტრებზე ძრავის გამომშვებ სისტემაში

გამონაბოლქვი აირები ძრავის ცილინდრიდან გამოსვლისას ხასიათდება სითბოს დიდი რაოდენობით და მუშაუნარიანობით, რომლის რეალიზაცია შესძლებელია მუშაობის შესრულებით ან სითბოს დახარჯვით.

ძრავის ცილინდრიდან გამონაბოლქვი აირების გამოდევნის პროცესი იყოფა სამ პერიოდად: პირველი თავისუფალი განდევნის პეროდი იწყება სარქველის გაღების მომენტიდან და მთავრდება დგუშის ქვედა მკვდარ წერტილში ყოფნისას. ამ პერიოდში განდევნა წარმოებს მნიშვნელოვანი ჭარბი წნევის გამო, რომლის მნიშვნელობა გამომშვები სარქველის გაღების მომენტში $P_{\mu} = 0,3 \div 0,8$ მპა-ს, გამოდინების კრიტიკული სიჩქარე პროცესის დასაწყისში შეადგენს $W_{\mu} = 600 \div 700$ მ/წმ, ხოლო ტემპერატურა $T_{\mu} = 1600 \div 1000^{\circ}\text{K}$. [29].

მეორე იძულებითი გამოდევნის პერიოდის დროს, რომელიც გრძელდება დგუშის მთლიანი სვლის განმავლობაში, აირების გამოდევნა წარმოებს დგუშის მოქმედებით. გამონაბოლქვი აირების მოძრაობის სიჩქარე და წნევის ვარდნა გამომშვებ სარქველთან ძირითადად განისაზღვრება დგუშის მოძრაობის სიჩქარით იმ გარემოებიდან გამომდინარე, თუ როგორია გამომშვები სარქველის ყელის განიკვეთის ფართობსა და დგუშის ძირის ფართობს შორის თანაფარდობა. ასევე ნამუშევარი აირის სიჩქარე მნიშვნელოვნად დამოკიდებულია აირის არასტაციონალური ნაკადის ხასიათზე გამომშვებ სისტემაში. სიჩქარის საშუალო მნიშვნელობა სარქველის ყელში შეადგენს $W_{\mu} = 80 \div 250$ მ/წმ, ხოლო წვის პროდუქტების ტემპერატურა ცილინდრში გამოდევნის მეორე პერიოდის განმავლობაში რჩება თითქმის მუდმივი წნევის მცირედ ცვლილების გამო.

განდევნის მესამე პერიოდს წარმოადგენს ცილინდრიდან გამონაბოლქვი აირების გამოსვლა ინერციით და გამომშვები მილის გამომწოვი მოქმედების გავლენით. მაშასადამე გამონაბოლქვი აირების გამოდევნის პროცესის ხანგრძლივობა დამოკიდებულია გამომშვები სარქველის გაღების ხანგრძლივობაზე, რომლის მნიშვნელობა მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხის მიხედვით განისაზღვრება.

$$\varphi_{\mu} = \varphi'_{\mu} + 180 + \varphi''_{\mu}$$

სადაც φ'_{μ} - გამომშვები სარქველის გაღების წინსწრების კუთხეა;

φ_{μ} - გამომშვები სარქველის დახურვის დაგვიანების კუთხე.

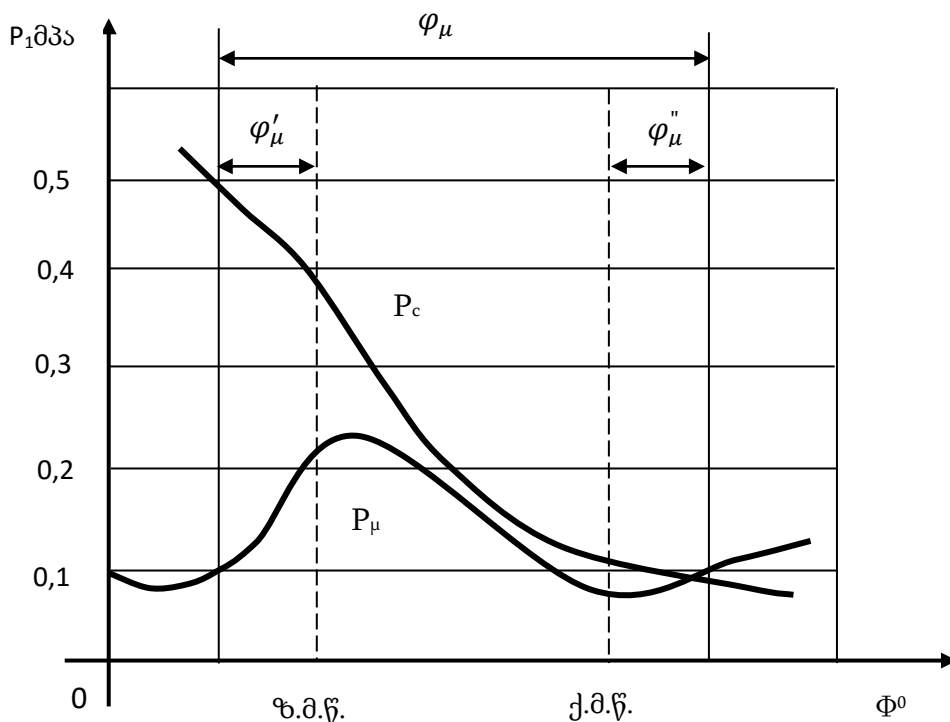
გამონაბოლქვი აირების სითბური ენერგიის გამოყენების ორი მეთოდი არსებობს: პირველი სასარგებლო ეფექტი მიიღება დამხმარე მოწყობილობის გარეშე. მეორე - დამხმარე მოწყობილობის გამოყენებით. პირველ შემთხვევაში გამონაბოლქვი აირების ენერგია გამოიყენება ძრავის ცილინდრში აირმიმოცვლის მაჩვენებლების გაუმჯობესებისათვის, რაც გულისხმობს გამომშვები მილგაყვანილობის და გაზგამანაწილებელი ფაზების ოპტიმალურ შერჩევას, შესაძლებელია გაზოდინამიკური მოვლენების ხარჯზე გამომშვებ მილგაყვანილობაში მივიღოთწნევის ისეთი ცვალებადობა, რომელიც მნიშვნელოვნად გაზრდის ცილინდრში ახალი მუხტის მასას. გამოდევნის პროცესის დროს მცირდება უარყოფითი მუშაობა და შესაბამისად უმჯობესდება ძრავის ეფექტური მაჩვენებლები.

ეს იმას ნიშნავს, რომ გამომშვები სისტემის ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობა მნიშვნელოვან გავლენას ახენს ძრავის ეფექტურ მაჩვენებლებზე. მეორე შემთხვევაში გამოიყენება დამატებითი მოწყობილობები: ქვაბები - სითბოს უტილიზატორები და აირტურბინები. ასეთ შემთხვევაში ზოგიერთი ძრავის ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი იცვლება უმნიშვნელოდ, ხოლო ზოგიერთი ძრავისთვის მცირდება გამომშვები სისტემის ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობის გაზრდის გამო.

ნამუშევარი აირების გამომშვები სარქველის ყელიდან გამოსვლისას წინააღმდეგობის გამო, რომელიც შექმნილია ხმაურის ჩამხშობით, ნეიტრალიზატორით და მილგაყვანილობით, წნევა $P_{\mu} = 0,105 \pm 0,120$ მ პა, ამიტომ გაზის გამოშვება დასაწყისში მიმდინარეობს წნევის ზეკრიტიკული ვარდნით $P_{\mu} / P_c < \beta_k$, მაშასადამე მიმდინარეობს ნამუშევარი აირების კრიტიკული სიჩქარით გამოდინება სარქველის ყელიდან, რომელსაც გააჩნია დიდი სითბური ენერგია Q_{μ} , ცილინდრში გაზის რაოდენობრივი შემცირების შედეგად, გაფართოების წნევა მნიშვნელოვნად მცირდება. ამ დროს $P_{\mu} / P_c > \beta_k$ გაზის გამოდინების სიჩქარე კრიტიკულზე ნაკლებია.

ნახ.2.9-ზე ნაჩვენებია წნევის P_c ცვალებადობა ძრავის ცილინდრში და წნევა P_{μ} გამომშვებ არხში (გამომშვებ სარქველთან) განდევნის მთელ პერიოდში (φ_{μ}) [29].

როგორც ნახ.2.9 - ზე ნაჩვენებია დიაგრამებიდან სჩანს, განდევნის დასაწყისში ცილინდრში P_c წნევის შემცირება მიმდინარეობს მკვეთრად, ხოლო წნევა გამომშვებ სისტემაში P_μ იზრდება, რომელიც იწვევს წნევის ტალღების წარმოქმნას. ეს ტალღები ვრცელდებიან გამომშვები მილგამტარის ღია ბოლოსაკენ, სადაც ის აირეკლება, გასცემს ენერგიის ნაწილს და ის გაუხშობის ტალღის სახით გადაადგილდება უკუ მიმართულებით, ე.ი. გამომშვებ მილში, სადაც მიმდინარეობს ახალი არეკვლა და ა.შ. მამასადამე რეზულტირებული რხევითი პროცესი განისაზღვრება პირდაპირი და არეკლილი ტალღების ჯამით, რომელიც ფორმირდება გამომშვებ სისტემაში ცილინდრებიდან წვის პროდუქტების გამოდინების დროს. ასეთ შემთხვევაში იზრდება გამოსაშვები სისტემის ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობა და გამოსაშვები სარქველის გაღების მომენტს ირჩევენ იმ განაგარიშებით, რომ მოხდეს ცილინდრების კარგი გასუფთავება და მეორეს მხრივ შემცირდეს ენერგიის დანახარჯები განდევნის პროცესზე.



ნახ.2.9. ოთხტაქტიან ძრავაში P_c და P_μ წნევების ცვალებადობის დიაგრამები
ნამუშევარი აირების განდევნის პროცესის დროს.

წნევის მნიშვნელობა გამომშვები სარქველის შემდეგ მეტია ატმოსფერულზე სიდიდით გამომშვები სისტემის ჰიდრავლიკურ და ხმაურის ჩამხშობის წინააღმდეგობაზე, მასასადამე

$$P_{\mu} = P_0 + \Delta P_k + \Delta P_n$$

სადაც P_0 - ატმოსფერული წნევა;

ΔP_k - გამოსაშვები სისტემის ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობა;

ΔP_n - ხმაურის ჩამხშობის წინააღმდეგობა.

და წნევის ვარდნა თავისუფალი გამოდინების დროს განისაზღვრება ფორმულით

$$P_{\mu}/P_c = \frac{1}{P_0} (P_0 + \Delta P_k + \Delta P_n) < \left(\frac{P_{\mu}}{P_c}\right)_{კრ} = [2/(K+1)]^{K/(K-1)}$$

K - ადიაბატის მაჩვენებელია (წვის პროდუქტებისათვის $K \approx 1,3$)

ამ შემთხვევაში გამოდინების სიჩქარე კრიტიკულია და

$$W_{კრ} = \alpha_{კრ} = \sqrt{[2K/(K+1)]RT_{\mu}}, \text{ მ/წმ.}$$

თუ კი ცნობილია წვის პროდუქტების გამოდინების კრიტიკული სიჩქარე, მაშინ ხარჯი მაქსიმალურია და განისაზღვრება ფორმულით

$$G_{max} = \rho \cdot F W_{კრ} = \rho F \cdot \sqrt{[2K/(K+1)]RT_{\mu}} \text{ კგ/წმ}$$

სადაც ρ - წვის პროდუქტის სიმკვრივე, კგ/მ³;

F - გამომშვები სისტემის განივი კვეთის ფართობი, მ².

მაქსიმალური ხარჯის დროს წვის პროდუქტების სითბური ენერგია მაქსიმალურია. თუ წვის პროდუქტებიდან მოხდება ΔQ_{μ} სითბური ენერგიის ართმევა გამომშვებ სარქველთან ახლოს, მაშინ გამომშვები სისტემის ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობა საგრძნობლად შემცირდება, გაიზრდება აირმიმოცვლის პროცესი შევსების პროცესის დროს და წვის პროდუქტების განდევნაზე ტუმბოსებური დანაკარგები.

თუ წვის პროდუქტებს სითბო აერთმევა მუდმივი მოცულობის პირობებში, მაშინ ΔQ_{μ} იანგარიშება ფორმულით

$$\Delta Q_{\mu} = G_m \cdot G_v (T_c - T_{\mu}) = \rho F \cdot G_v (T_c - T_{\mu}) \cdot \sqrt{[2K/(K+1)]RT_{\mu}}$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ პროცესის მიმდინარეობის დროს ადგილი აქვს ტოლობას

$$\frac{P_c}{P_\mu} = \frac{T_c}{T_\mu} \quad \text{საიდანაც } T_c = \frac{P_c}{P_\mu} \cdot T_\mu$$

მაშინ სითბური ენერგია

$$\Delta Q_\mu = C_v \cdot \rho F \frac{P_c - P_\mu}{P_\mu} \sqrt{[2K/(K + 1)]RT_\mu}$$

უკანასკნელი ფორმულის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ რაც უფრო მეტი სითბური ენერგია აერთმევა წვის პროდუქტებს, მით ნაკლებია გამონახობლქვი აირის პარამეტრები და შესაბამისად გამომშვები სისტემის ჰიდრაულიკური წინააღმდეგობა.

2.9. თეორიული კვლევის შედეგები

წვის პროდუქტების ტემპერატურის საშუალო მნიშვნელობა გამომშვებ სისტემაში

წვის პროდუქტების ტემპერატურის მნიშვნელობა გამომშვები ტრაქტის დროს ცვალებადია და ცვალებადობის სიდიდე დამოკიდებულია ძრავის ბრუნთა სიხშირეზე, ძრავის დატვირთვაზე, გამომშვები სისტემის კონსტრუქციაზე დაა.შ. ამიტომ საჭიროა განვსაზღვროთ ტემპერატურის საშუალო მნიშვნელობა შესაძლო ფაქტორების გათვალისწინებით

$$\bar{T}_r = \frac{T_b}{K} \left[1 + (K - 1) \frac{P_r}{P_b} \right] \quad ^\circ K ,$$

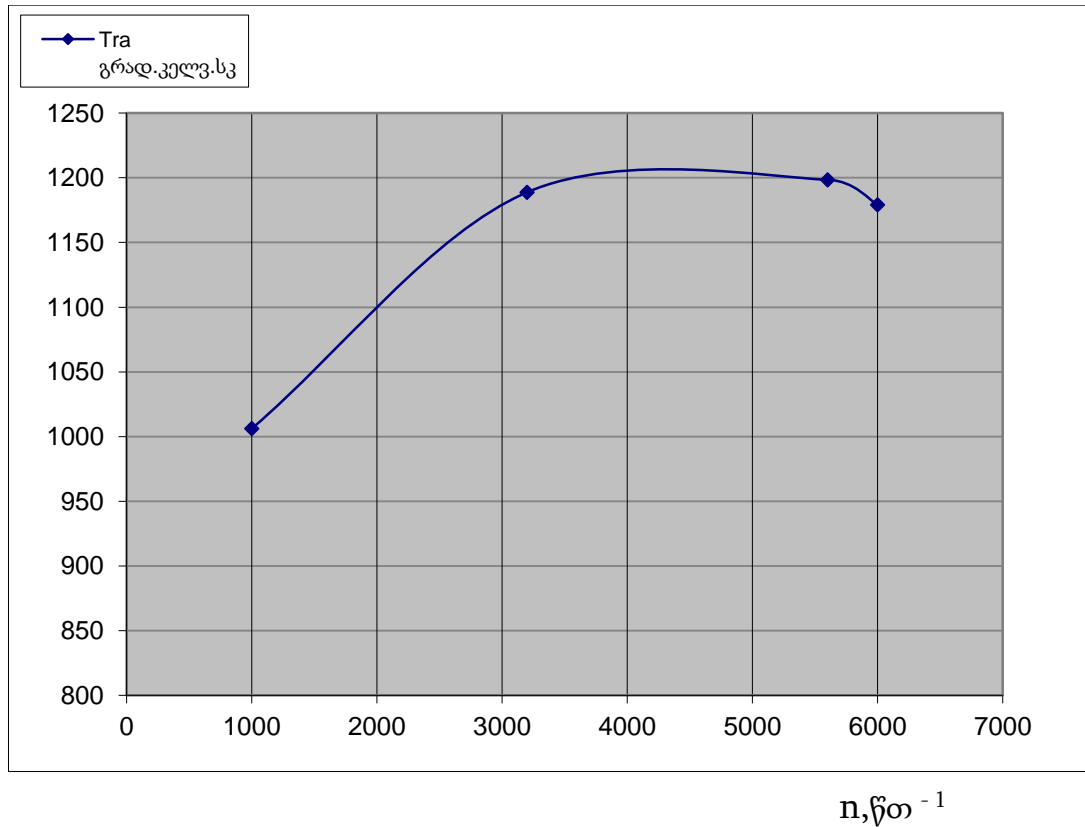
სადაც T_b - წვის პროდუქტების ტემპერატურაა გაფართოების ბოლოს, მისი მნიშვნელობა აიღება თბური გაანგარიშების მონაცემებიდან;

P_r - წვის პროდუქტების წნევაა გამომშვებ სისტემაში;

P_b - წნევაა გაფართოების პროცესის ბოლოს;

$K = \frac{C_p}{C_v}$ - ადიაბატის მაჩვენებელია.

ტემპერატურის შესაძლო საშუალო მნიშვნელობებს გამომშვებ კოლექტორში ვანგარიშობთ მაქ. დატვირთვის დროს ბრუნთა სიხშირეზე დამოკიდებულებით, რომელიც ნაჩვენებია ნახ. 2.10.



ნახ. 2..10. წვის პროდუქტების საშუალო ტემპერატურის დამოკიდებულება ძრავის ბრუნვათა სიხშირეზე გამომშვებ სისტემაში.

როგორც ნახაზიდან ჩანს ტემპერატურის საშუალო მნიშვნელობა გამომშვებ სისტემაში იცვლება 1000⁰K-დან 1250⁰K-მდე, მასასადამე ძრავის ბრუნთა სიხშირის გავლენა ნამწვი აირების სიდიდეზე მნიშვნელოვანია.

წვის პროდუქტების სითბური ენერგია ძრავის გამომშვებ კოლექტორში

სითბური ენერგია, რომელიც მიაქვს წვის პროდუქტებს გამომშვებ სისტემაში იანგარიშება:

$$Q_r = G_T / 3,6 \left\{ M_2 \left[(mC_V)_{t_0}^{t_r} + 8,315 \right] t_r - M_1 \left[(mC_V)_{t_0}^{t_n} + 8,315 \right] \right\} x t_n, \text{ ჯ/წმ}$$

სადაც $(mC_V)_{t_0}^{t_r} = 24,197$, კჯ/კმოლ. გრ - წვის პროდუქტების სითბოტევადობაა.

$$\alpha = 0,86 \text{ და } t_r = \bar{T}_r - 273, \text{ } ^\circ\text{C.}$$

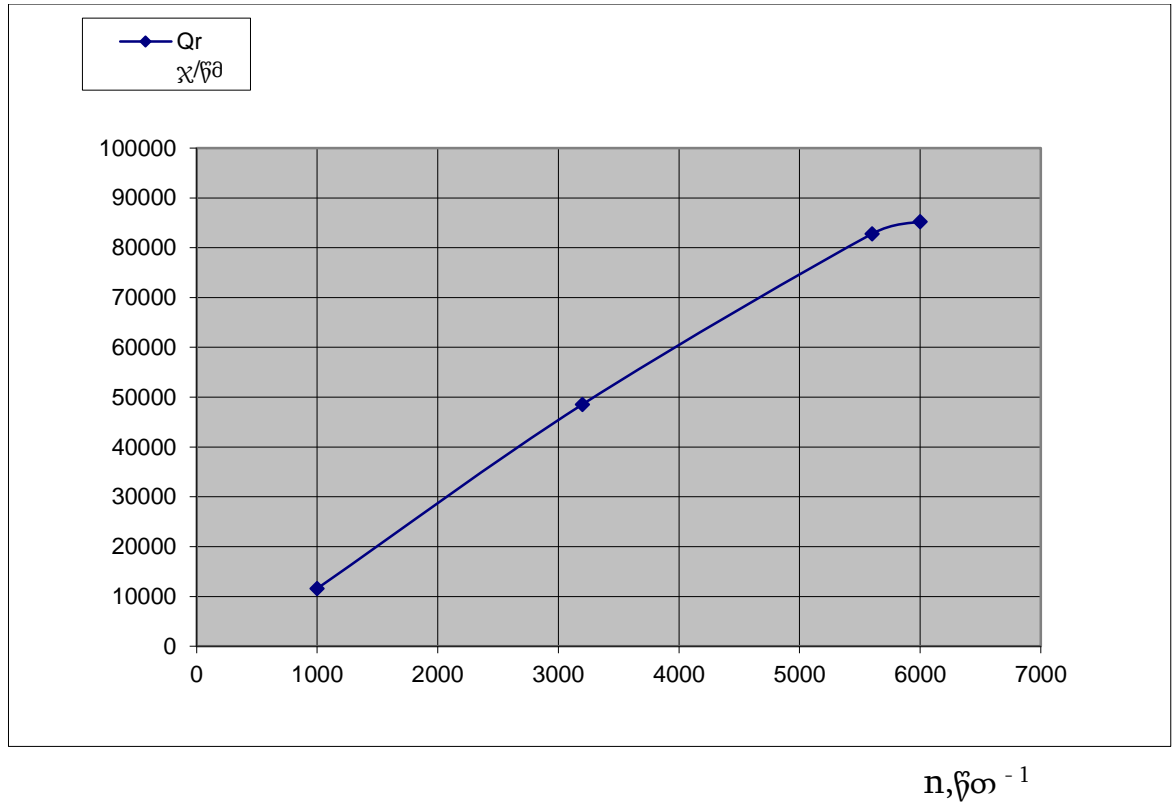
$(mC_V)_{t_0}^{20} = 20,775$, კჯ/კმოლ.გრ. - ახალი მუხტის სითბოტევადობა.

$$t_0 = T_0 - 273, \text{ } ^\circ\text{C.}$$

G_T - საწვავის საათური ხარჯია, კგ/სთ.

M_1 და M_2 - შესაბამისად ახალი მუხტის და ნამწვი აირების რაოდენობაა.

წვის პროდუქტების სითბურ ენერგიის მნიშვნელობებს გამომშვებ კოლექტორში ვანგარიშობთ მაქ.დატვირთვის დროს ბრუნთა სიხშირეზე დამოკიდებულებით, რომელიც ნაჩვენებია ნახ. 2..11.



ნახ. 2.11.წვის პროდუქტების სითბური ენერგიის დამოკიდებულება ძრავის ბრუნთა სიხშირეზე გამომშვებ სისტემაში.

როგორც ნახ.2.11.-დან ჩანს, წვის პროდუქტების მიერ წაღებული სითბური ენერგია ძრავის სიხშირეზე დამოკიდებულებით მაქ. დატვირთვის დროს იცვლება დიდ დიაპაზონში 10000 ვტ-დან 85000 ვტ-მდე.

სითბური ნაკადის სიმკვრივე თბომცვლელის გარე ზედაპირზე

სითბური ნაკადის ზედაპირული სიმკვრივე თბომცვლელის გარე ზედაპირზე იანგარიშება შემდეგი ფორმულით

$$q' = \alpha_2(\bar{T}_r - \bar{T}_c), \text{ ვტ/მ}^2$$

სადაც α_2 - კონვექციული თბოცვლის კოეფიციენტია, ვტ/მ²გრ.

\bar{T}_r - წვის პროდუქტების საშუალო ტემპერატურაა გამომშვებ სისტემაში, °K.

\bar{T}_c - თბომცვლელის გარე ზედაპირის საშუალო ტემპერატურაა, °K.

სითბური ნაკადის განსაზღვრისათვის საჭიროა განისაზღვროს თბომცვლელის გარე ზედაპირის საშ. ტემპერატურა და კონვექციური თბოცვლის კოეფიციენტი α_2 .

თბოცვლის გარე ზედაპირის ადიაბატური ტემპერატურა იანგარიშება ფორმულით

$$\bar{T}'_c = \bar{T}_r \left(1 + \frac{K-1}{2} \cdot r \cdot M^2 \right), \text{ } ^\circ\text{K}$$

სადაც r - ტემპერატურის აღდგენის კოეფიციენტი, $r = \sqrt[3]{P_r}$;

M - მასის რიცხვი, $M = \frac{W}{a} = 1$.

კონვექციური თბოცვლის კოეფიციენტი α მანძილზე გამოსაშვებ სისტემაში გამომშვები სარქველიდან იანგარიშება ფორმულით

$$\alpha_2 = 0,029 \frac{\lambda_{cr}}{x} \left(\frac{W \rho_c \cdot x}{\mu_c} \right)^{0,8} \cdot P_{rc}^{0,43} \left(\frac{T_c}{\bar{T}'_c} \right)^{0,4} \cdot \left(\frac{\bar{T}'_c}{T_r} \right)^{0,11}, \text{ ვტ/მ}^2\text{გრ.}$$

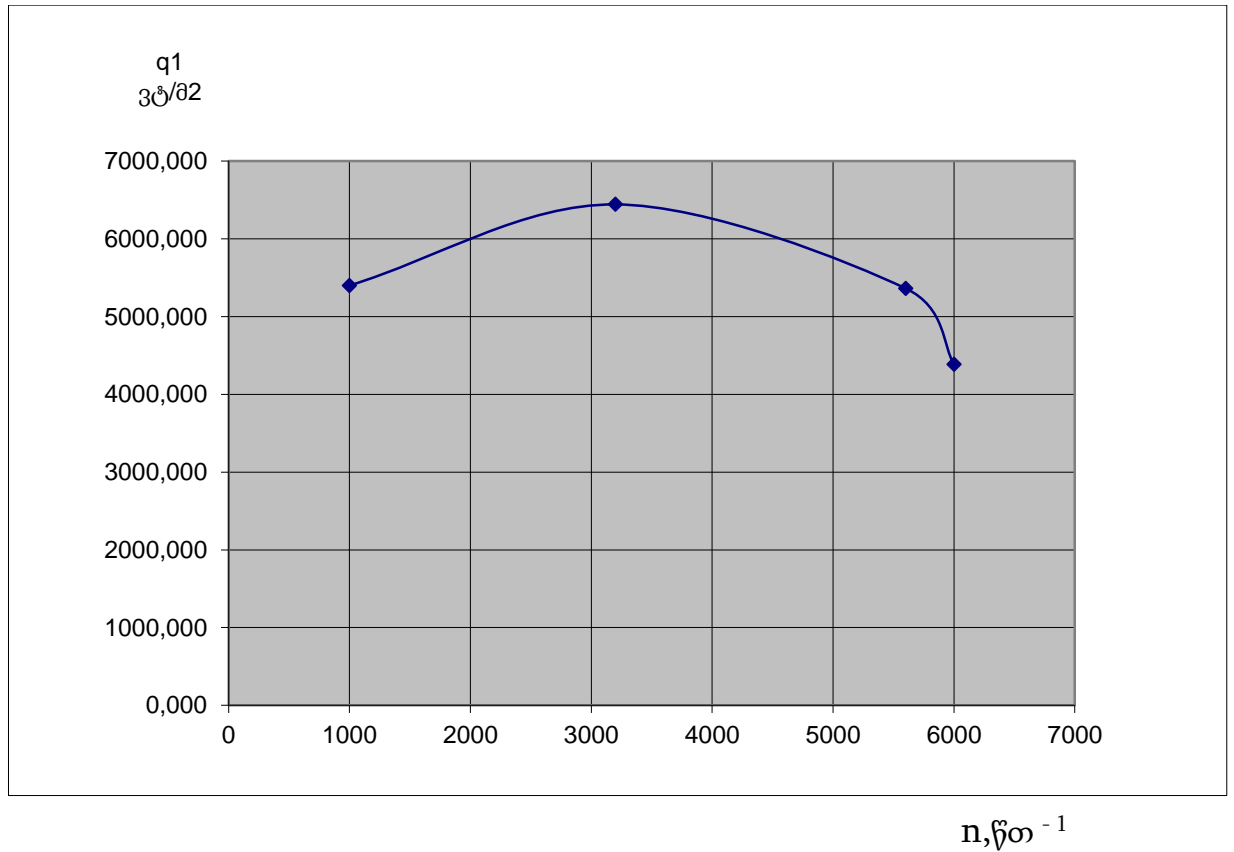
სადაც W - წვის პროდუქტების მოძრაობის საშ. სიჩქარეა გამომშვებ მილში, მ/წმ.

ρ_c - წვის პროდუქტების სიმკვრივეა, $\rho = \frac{P_x}{RT_c}$, გ/მ³.

μ_c - წვის პროდუქტების დინამიური სიბლანტეა, პა.წმ.

T_c - თბომცვლელის ზედაპირის საშუალო ტემპერატურაა, °K.

თბომცვლელის გარე ზედაპირის სითბური ნაკადის სიმკვრივის დამოკიდებულება ძრავის ბრუნთა სიხშირეზე ძრავის საშუალო დატვირთვის დროს ნაჩვენებია ნახ. 2.12.-ზე.



ნახ. 2.12. სითბური ნაკადის სიმკვრივის დამოკიდებულება ძრავის ბრუნთა სიხშირეზე 50%-იანი დატვირთვის დროს.

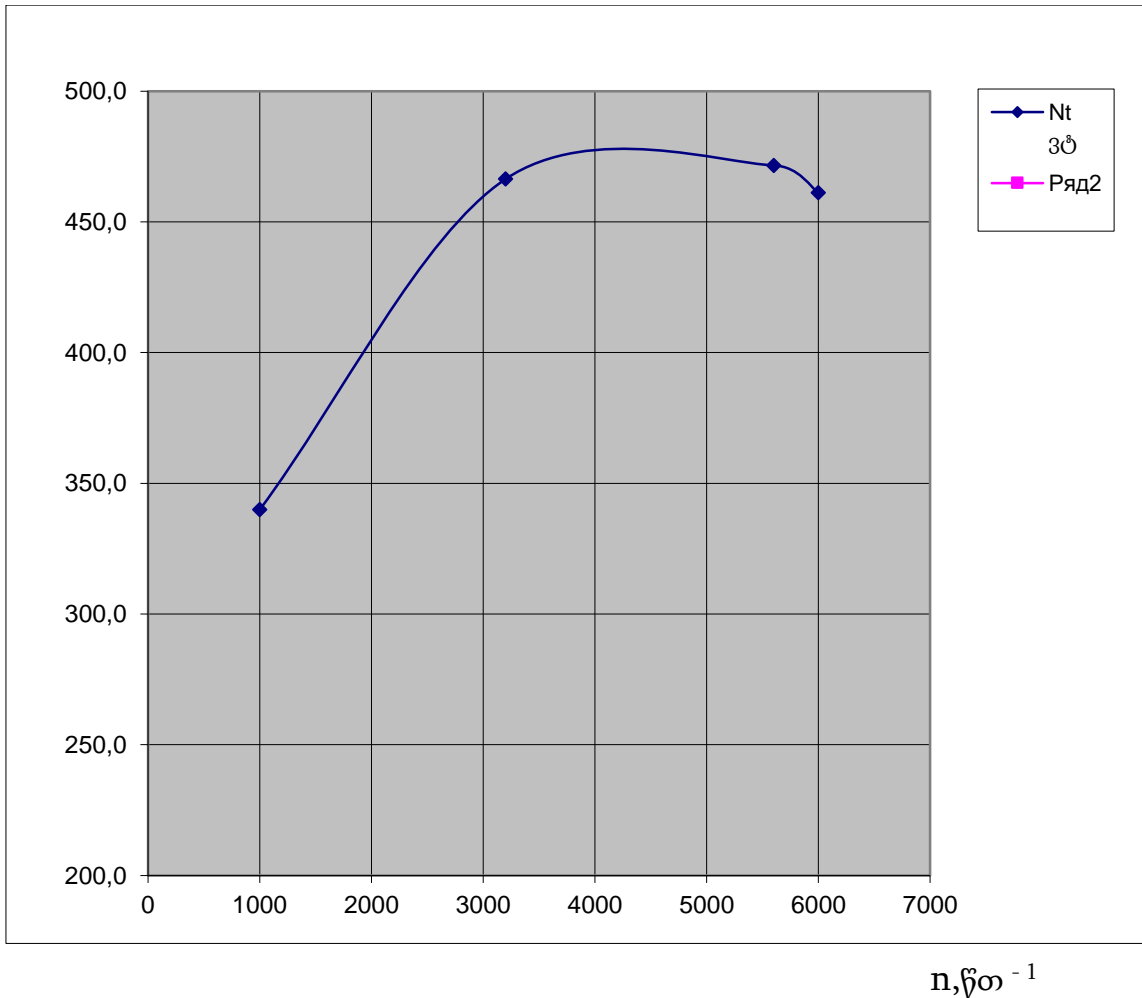
როგორც ნახ. 2.12. ჩანს თბომცვლელის გარე ზედაპირზე მაქსიმალური სითბური ნაკადი მიიღება მაქსიმალური მომენტის შესაბამის ბრუნთა სიხშირეზე.

თბომცვლელის სითბური სიმძლავრე და სამაცივრო აგენტისათვის გადაცემული სითბური ენერჯია.

თბომცვლელის სითბური სიმძლავრე იანგარიშება შემდეგი ფორმულით

$$N_T = G_m \cdot C_p (T'_m - T''_m) , \text{ კტ.}$$

სადაც T'_m და T''_m - წვის პროდუქტების ტემპერატურებია გამომშვები მილის შესასვლელსა და გამოსასვლელში, °K.



ნახ. 2.13. თბომცვლელის სითბური სიმძლავრის ცვალებადობის დამოკიდებულება ძრავის ბრუნთა სიხშირეზე 50%-იანი დატვირთვის დროს.

ნახ. 2.13.-ზე ნაჩვენები დიაგრამის თანახმად შეგვიძლია ვიმსჯელოთ თბომცვლელის შესაძლო სიმძლავრეზე, რომელიც გვიჩვენებს, რომ ძრავის ბრუნთა სიხშირის გაზრდით სიმძლავრე იზრდება.

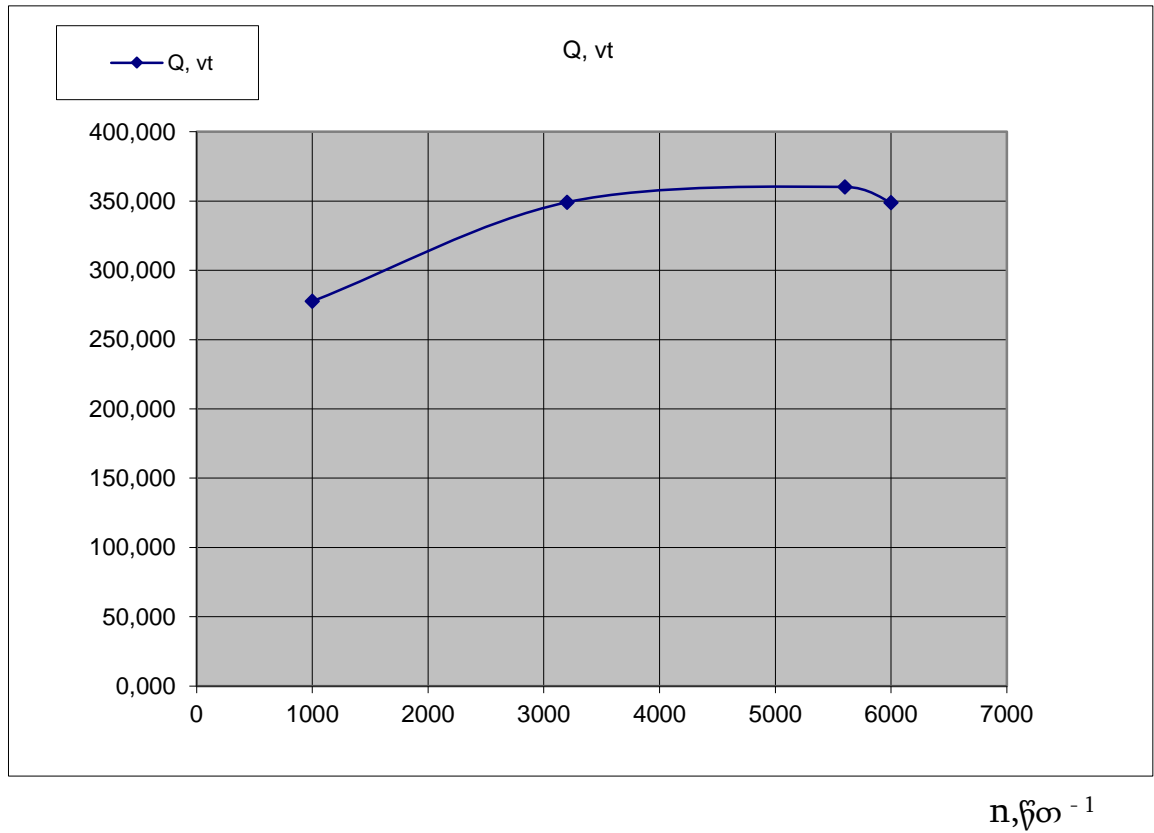
სამაცივრო აგენტისათვის გადაცემული სითბური ენერგია იანგარიშება ფორმულით

$$Q_x = \frac{\pi l (T_{\sigma}'' - T_{\sigma}')}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_3}}, \text{ ვტ.}$$

სადაც α_1 - თბოგაცემის კოეფიციენტია თბომცვლელის შიგა ზედაპირზე.

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_m}{d}, \text{ ვტ/მ}^2\text{გრ.}$$

სამაცივრო აგენტზე გადაცემული სითბური ნაკადის ცვალებადობა ნაჩვენებია ნახ. 2.14. - ზე.



ნახ. 2.14. სამაცივრო აგენტზე გადაცემული სითბური ნაკადის დამოკიდებულება ძრავის სიხშირეზე დამოკიდებულებით 50%-იანი დატვირთვის დროს.

როგორც ნახ.2.14.-დან ჩანს, ძრავის ბრუნთა სიხშირე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს სამაცივრო აგენტზე გადაცემულ სითბურ ნაკადზე, რომელიც ბრუნვათა სიხშირის და ძრავის დატვირთვის გაზრდით იზრდება.

მეორე თავის დასკვნები

1. დამუშავდა ჩასატარებელი სამუშაოების საერთო მეთოდოლოგია, რომელიც მოიცავს საკვლევი საკითხის მდგომარეობის ანალიზს, თეორიულ და ექსპერიმენტალურ ბლოკებს, აგრეთვე კვლევითი სამუშაოების

დამუშავების შედეგებს და მათი პრაქტუკული გამოყენების ვარიანტების შეთავაზებებს;

2. შემოთავაზებულია კომპაქტურ მილ – წიბოვან თბომცვლელში სითბოსგადატანის პროცესის მათემატიკური მოდელი, რომელიც წარმოადგენს დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემას და რომელთა ამოხსნა მოგვცემს თბომცვლელის კონსტრუქციულ პარამეტრებს მუშაობის მოცემული რეჟიმების და ექსპლუატაციის პირობების გათვალისწინებით.
3. სატრანსპორტო საშუალების სალონის კონდიციონერების და გათბობის სისტემის ეფექტური მუშაობის უზრუნველსაყოფად, საჭირო რეალური სისტემის თეორიულ-ექსპერიმენტული კვლევა, რაც საშუალებას მოგვცემს განისაზღვროს თბომცვლელის ოპტიმალური გეომეტრიული პარამეტრები.
4. განხილულია შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების კომპაქტური მილ – წიბოვანი თბომცვლელის კონსტრუქციის თავისებურებები. დასაბუთებულია თბომცვლელის ძირითადი კონსტრუქციული პარამეტრების შერჩევა;
5. განხილულია შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის უტილიზაციის კომპაქტური მილ – წიბოვანი თბომცვლელის კონსტრუქციის ოპტიმიზაციის მეთოდიკა;
6. კონსტრუქციის საექსპლუატაციო ოპტიმიზაციის ფარგლებში შემოთავაზებულია თბომცვლელის ანგარიშის დროს თბომცვლის პროცესზე წვის პროდუქტების დანალექი შრის სისქის გავლენის გასათვალისწინებლად შემოთავაზებულ მათემატიკურ მოდელში შევიდეს კოეფიციენტი β .

თავი 3. ექსპერიმენტალური გამოკვლევები

3.1. ექსპერიმენტალური გამოკვლევების საერთო მეთოდოლოგია

ექსპერიმენტალური გამოკვლევების მიზანს წარმოადგენს თეორიულ კვლევებში ჩამოყალიბებული ჰიპოტეზების შემოწმება, შიგაწვის ძრავიდან გამონაბოლქვი გაზების თბური ენერჯის საფუძველზე დაბალტემპერატურული არეს მიღება და ამ პროცესთან დაკავშირებული მოვლენების პრაქტიკული რეალიზაცია.

ექსპერიმენტის პროცესში დასმული იყო შემდეგი საკითხები:

1. ბენზინით მომუშავე ძრავის წვის პროდუქტების თბოცვლის ზედაპირზე დანალექი შრის სისქის გავლენა თბოგადაცემის ეფექტურობაზე.
2. გამონაბოლქვი გაზების თბური ნაკადის ენერჯის განსაზღვრა ბენზინით მომუშავე ძრავის მუშაობის სხვადასხვა რეჟიმებზე .
3. ძრავის მუშაობის რეჟიმების გავლენის ხარისხის დადგენა გამონაბოლქვი გაზების თბური ნაკადის სიდიდეზე.
4. ბენზინით მომუშავე ძრავის გამონაბოლქვი გაზების თბური ნაკადის პარამეტრების რაოდენობრივი გავლენის გამოკვლევა ექსპერიმენტალური დანადგარის ცივ არეში ტემპერატურის ცვლილების ხარისხზე.

დასმული ამოცანების გადაწყვეტა ხდებოდა აქტიურ - პასიური ექსპერიმენტის საფუძველზე. ექსპერიმენტის შედეგების დამუშავება ხდებოდა კორელიაციურ - რეგრესიული მეთოდის გამოყენებით. კორელიაციური კავშირის სიმჭიდროვის შეფასება ფაქტორების ერთობლივობასა და გამოძახილის ფუნქციას შორის შორის ხდებოდა მრავლობითი კორელიაციის R კოეფიციენტის მიხედვით[8,26,27,52].

$$\bar{R} = \sqrt{1 - S_{ocm}^2/S_y^2} \text{ სადაც } S_{ocm} = \sqrt{\frac{1}{n-m} \cdot \sum_{i=1}^n (y_{\text{III}} - f(x_i^I, \dots, x_{\text{III}}^m))^2} \quad (3.1)$$

წყვილი კორელიაციური კავშირების სიმჭიდროვე ფაქტორების ერთობლივობასა და გამოძახილის ფუნქციას შორის ფასდებოდა წყვილი კორელიაციის კოეფიციენტების (r) სიდიდის მიხედვით

$$r = \frac{\overline{xy} - \bar{x} \cdot \bar{y}}{S_x \cdot S_y} \quad (3.2)$$

კორელიაციის კოეფიციენტების მნიშვნელობები შემოწმდა სტიუდენტის კრიტერიუმის მიხედვით კორელიაციური კავშირი ითვლებოდა მნიშვნელოვნად, თუ სრულდებოდა პირობა [65]:

$$t = \frac{|r|}{\sqrt{1-r^2}} \sqrt{n-2} \geq t_p \quad (3.3)$$

სადაც - სტიუდენტის კრიტერიუმის ცხრილური მნიშვნელობაა P სანდოობის ალბათობისათვის და n – 2 თავისუფლების ხარისხისათვის.

ეფექტურობაზე და ეფექტურობის ვარიაციის კოეფიციენტის სიდიდეზე ფაქტორების გავლენის შეფასების გაანგარიშების ციკლის შესრულების შემდეგ ხდებოდა უმნიშვნელო გავლენის მქონე ფაქტორების განთესვა და გათვლების ხელახალი ციკლით განმეორება.

ექსპერიმენტული მონაცემებით მიღებული რეგრესიის განტოლების ადექვატურობის შემოწმება ხდებოდა ფიშერის კრიტერიუმის და აპროქსიმაციის საშუალო ცდომილების (ε) მიხედვით. მოდელი ითვლებოდა ადექვატურად თუ სრულდებოდა პირობა:

$$F = \frac{s_y^2}{s_{ocm}^2} \geq F_p \quad (3.4)$$

სადაც F - ფიშერის დისპერსიული ფარდობაა;

F_p - ფიშერის კრიტერიუმის ცხრილური მნიშვნელობაა P სანდოობის ალბათობისათვის და n – 2 თავისუფლების ხარისხისათვის.

$$\varepsilon = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{|y_i - y_{PI}|}{y_i} 100\% \quad (3.5)$$

მოდელი ითვლება ადექვატურად, თუ აპროქსიმაციის საშუალო ცდომილება არ აღემატება 12 – 15 % - ს.

მრავალფაქტორიანი მოდელისათვის შემდგომ ფასდება ფაქტორების გავლენა გამოძახილის ფუნქციაზე. ამ მიზნით ხდება ელასტიურობის და გავლენის კოეფიციენტების გამოთვლა.

ელასტიურობის კერძო კოეფიციენტი (λ) გვიჩვენებს, თუ რამდენი პროცენტით შეიცვლება შემაჯამებელი შედეგის მნიშვნელობა ერთი ფაქტორის 1% - ით ცვლილების შემთხვევაში მაშინ, როდესაც სხვა ფაქტორების მნიშვნელობა მუდმივია და განისაზღვრება ფორმულით:

$$\lambda_j = a_j \frac{\bar{x}_j}{\bar{y}}, \quad (3.6)$$

სადაც a_j - მოდელის კოეფიციენტია j - ური ფაქტორის შემთხვევაში;

$\bar{x}_j, \bar{y} - j$ - ური ფაქტორის და შემაჯამებელი შედეგის საშუალო მნიშვნელობებია.

j - ური ფაქტორის ფარდობითი გავლენა შემაჯამებელ შედეგზე ამ ფაქტორის სიდიდის მინიმალურიდან მაქსიმალურ მნიშვნელობამდე ცვლილების შემთხვევაში გვიჩვენებს გავლენის კოეფიციენტი β_j , რომელიც გამოითვლება ფორმულით:

$$\beta_j = a_j \frac{\delta x_j}{\delta y}, \quad (3.7)$$

$$\Delta p = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{|P_i - P_{pi}|}{P_i} 100\% \quad (3.8)$$

3.2. სითბოსგადამცემ ზედაპირზე წვის პროდუქტების დანალექის თბოგადაცემის პროცესზე გავლენის ექსპერიმენტული გამოკვლევა

3.2.1. ექსპერიმენტის დაგეგმვა

ექსპერიმენტის მიზანს წარმოადგენს თბოგადაცემ ზედაპირზე ჭვარტლის და წვის სხვა პროდუქტების დანალექი შრის სისქის გავლენის გამოკვლევა თბომცვლელში სითბოს გადატანის ეფექტურობაზე და ამ გავლენის მახასიათებელი β კოეფიციენტის მნიშვნელობების განსაზღვრა.

დასმული ამოცანის გადაწყვეტის მიზნით გამოყენებული იყო ერთფაქტორიანი პასიურ - აქტიური ექსპერიმენტი (საჭირო დამოკიდებულებების განსაზღვრა ერთი რომელიმე ფაქტორის ცვლილების შემთხვევაში, როდესაც ყველა სხვა ფაქტორი მუდმივია).

ოთხცილინდრიანი 70 კვტ. სიმძლავრის მქონე ბებენზინზე მომუშავე შიგაწვის ძრავის გამომშვები კოლექტორის ნამუშევარი გაზების გამოსვლის მილში ჩაყენდა

მეტალის ფირფიტა. ექსპერიმენტალური დანადგარი მუშაობდა გარკვეული დროის განმავლობაში მუდმივ დატვირთვაზე (შესაბამისად მუდმივ ბრუნთა რიცხვზე), რის შემდეგაც ხდებოდა საცდელ ფირფიტაზე დანალექი ჭვარტლის და წვის სხვა პროდუქტების დანალექი შრის გაზომვა.

ექსპერიმენტის პროცესში დამოუკიდებელ პარამეტრებს წარმოადგენდნენ ცდის ჩატარების დრო და ძრავის დატვირთვა, ხოლო დამოკიდებულს - ნამუშევარი გაზების ტემპერატურა და წვის პროდუქტების დანალექის სისქე გამომშვებ კოლექტორში მოთავსებულ მეტალის ფირფიტაზე.

ექსპერიმენტის დაგეგმვაში იგულისხმება ცდების ისეთი მინიმალური რაოდენობის შერჩევის და მათი ჩატარების პირობების პროცედურა, რომლებიც მოგვცემენ დასმული ამოცანის მოთხოვნილი სიზუსტით გადაწყვეტის საშუალებას.

თბოგადაცემის ზედაპირზე ჭვარტლის და წვის სხვა პროდუქტების დანალექი ფენის სისქის განსაზღვრისათვის საჭირო გაზომვების რიცხვის დასადგენად გამოყენებული იყო მეთოდი, რომელიც ეფუძნება წინასწარ განსაზღვრულ ცვალებადობის ზომებს (V), რომელიც წარმოადგენს ცდებით დადგენილი საშუალო კვადრატული გადახრის (σ) ფარდობას სტატისტიკურ საშუალოსთან (y) [8,138]:

$$V = \frac{\sigma}{\bar{y}} 100\% \quad (3.9)$$

სადაც

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k (y_i - \bar{y})^2}{k}}; \quad \bar{y} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k y_i, \quad (3.10)$$

სადაც k - მოცემული ცდის განმეორებათა რაოდენობაა.

ცვალებადობის ზომის მიღებული მნიშვნელობის და მოთხოვნილი სანდოობის ალბათობის $\varepsilon = 0, 95$ მიხედვით ცხრილებიდან [დანართი I, 138] დადგინდება გაზომვათა საჭირო რაოდენობა მოცემული ცდისათვის (პარალელური განმეორებების რიცხვი).

წინასწარი ცდების ჩატარების დროს იზომებოდა ძრავის გამომშვებ კოლექტორში მოთავსებული ფირფიტის სისქე (ცხრ.3.1).

ცხრილი 3.1.

0,001 მმ. დანაყოფის ფასის მქონე სახელურიანი მიკრომეტრით საცდელი მეტალის ფირფიტის გაზომვის შედეგები

გაზომვის ნომერი	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
ფირფიტის სისქე, მმ	0,501	0,502	0,505	0,5	0,502	0,5	0,507	0,503	0,501	0,502	0,504	0,502	0,501	0,501	0,504	0,5	0,501	0,503	0,501	0,5
\bar{y}										0,502										
σ										0,00182										
V										2,6										
გაზომვების საჭირო რაოდენობა, $\varepsilon = 0,95$										3										

ჭვარტლის და წვის სხვა პროდუქტების დანალექი შრის სისქის ადექვატური მნიშვნელობების მისაღებად საჭიროა ფირფიტის ერთ წერტილში გაზომვა ჩატარდეს 3 - ჯერ.

3.2.2. ექსპერიმენტის ჩატარების მეთოდიკა

ექსპერიმენტი ტარდებოდა ოთხცილინდრიან 70კვტ.სიმძლავრის მქონე ბენზინზე მომუშავე ძრავზე. ბრუნთა რიცხვების ცვალებადობა ხდებოდა 1000 – 3500 ბრ/წთ ზღვრებში. გარემოს ტემპერატურის ცვალებადობა 18 – 20 °C.

გამომშვებ კოლექტორში ნამუშევარი გაზების გამოსავალ გზაზე ყენდებოდა მეტალის ფირფიტა, რომელზედაც დამაგრებული იყო თერმოწყვილი. ძრავის სხვადასხვა ბრუნთა რიცხვის დროს 30 წუთის განმავლობაში ფიქსირდებოდა ცხელი ნამუშევარი გაზების ნაკადში მოთავსებული ფირფიტის ტემპერატურის ცვლილება. შემდეგ ფირფიტა ჰაერზე ცივდებოდა 20 °C ტემპერატურამდე და მიკრომეტრით

იზომებოდა მასზე ჭვარტლის და საწვავის წვის სხვა პროდუქტების დანალექი შრის სისქე.

ექსპერიმენტისათვის საჭირო ხელსაწყოები და მოწყობილობები.

1. ოთხცილინდრიანი 70 კვტ. სიმძლავრის მქონე ბენზინზე მომუშავე კარბურატორიანი შიგაწვის ძრავი.
2. მულტიმეტრი M838 ტემპერატურის გასაზომად:
„ K“ ტიპის თერმოწყვილი;
გაზომვის დიაპაზონი: - 20 °C - დან 1370 °C - მდე;
საზომი ერთეული : t°C ;
სიზუსტე : ± 3°C ± ზომ.ერთ. (150 °C - მდე), ± 3% (150 °C - ზე ზევით).
3. სახელურიანი მიკრომეტრი MP – 25 მოდ.02002 TU2-034-021197-012-92;
დანაყოფის ფასი 0,001 მმ;
გაზომვის დიაპაზონი 2 – 25 მმ.
4. წამმზომი СОСПР – 26 – 2:
სიზუსტის კლასი 2;
შკალის ტევადობა : წამების 60 წმ, წუთების 60 წთ.;
შკალის დანაყოფის ფასი : წამების 60 წმ., წუთების 60 წთ.;
დასაშვები ცდომილება მუშაობის 10 წუთიანი ხანგრძლივობის ინტერვალში ± 0,6 წმ., 60 წთ. ± 1.8 წმ.

გასაზომი სიდიდეების ვარირების ზღვრები მოყვანილია ცხრილში 3.2.

ცხრილი 3.2.

გასაზომი სიდიდეების ვარირების ზღვრები

გეგმის მახასიათებლები	t, წთ	T, °C	N,კვტ	b, მკმ
ნულოვანი საბაზო დონე	0	20	0	500
ვარირების ინტერვალი	15	265	7,5	15
ზედა დონე	30	600	15	510
დაბალი დონე	0	70	0	480

t - ექსპერიმენტის ჩატარების დროა, განისაზღვრება ექსპერიმენტალური გზით;

T - სითბოგადაცემის ზედაპირის ტემპერატურაა, გამომდინარე ექსპერიმენტის ჩატარების პირობებიდან და მულტიმეტრების ტექნიკური მახასიათებლებიდან;

N - ძრავის დატვირთვაა მისი ტექნიკური მახასიათებლებიდან გამომდინარე;

b - წვის პროდუქტების დანალექი შრის სისქე, გამომდინარე მიკრომეტრის ტექნიკური მახასიათებლებიდან. ფირფიტის ფართობზე დანალექი შრის არათანაბარი სისქის გამო და გაზომვების დროს შემთხვევითი ცდომილებების შემცირების მიზნით ზომის აღება ხდებოდა ფირფიტის ოთხ სხვადასხვა წერტილში სამ - სამჯერ .

შიგაწვის ძრავიდან გამონაბოლქვი გაზების ჭვარტლის და წვის სხვა პროდუქტების დანალექი შრის სისქის თბოგადაცემის ეფექტურობაზე გავლენის ექსპერიმენტული კვლევების ოქმი მოცემულია ცხრილში 3.3.

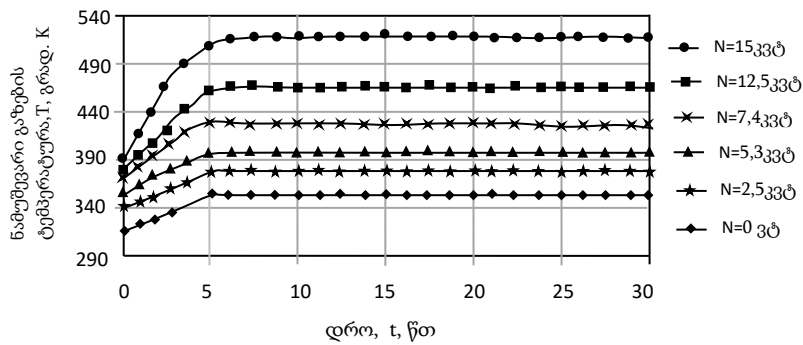
ცხრილი 3.3.

ჭვარტლის და წვის სხვა პროდუქტების დანალექი შრის სისქის თბოგადაცემის ეფექტურობაზე გავლენის ექსპერიმენტული კვლევების ოქმი

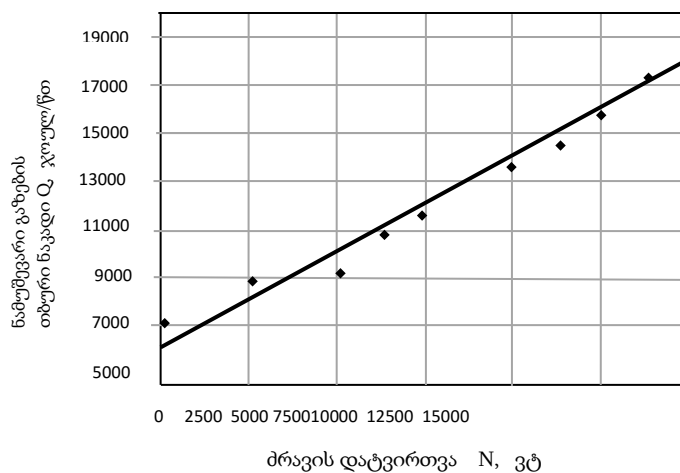
ძრავის დატვირთვა, კვტ.		ექსპერიმენტის ჩატარების დრო, წთ.		
ბრუნთა რიცხვი, 1/წთ		სუფთა ფირფიტის სისქე, b=500 მკმ.		
ნამუშევარი გაზ. ტემპერატურა, °C				
ნამუშევარი გაზების ტემპერატურა °C		367K		
გაზ. ნომერი	დანალექი შრის სისქე, b, მკმ.			
	1	2	3	საშუალო მნიშვნელობა
1	b ₁₁	b ₂₁	b ₃₁	b ₄₁
2	b ₁₂	b ₂₂	b ₃₂	b ₄₂
3	b ₁₃	b ₂₃	b ₃₃	b ₄₃
4	b ₁₄	b ₂₄	b ₃₄	b ₄₄

3.2.3. ექსპერიმენტის შედეგების დამუშავება

ექსპერიმენტით აღებული გაზომვების საფუძველზე აგებულია გრაფიკი (ნახ. 3.1.), რომელიც გვიჩვენებს შიგაწვის ძრავის გამომშვებ კოლექტორში მოთავსებული მეტალის ფირფიტის ტემპერატურის დამოკიდებულებას ძრავის სხვადასხვა რეჟიმებზე მუშაობის დროზე. დატვირთვის ყველა რეჟიმებისათვის ნიშანდობლივია ფირფიტის ტემპერატურის მატება ძრავის დატვირთვის გაზრდიდან პირველ 6 – 12 წუთში. ამის შემდეგ მრუდი სწორდება, და ცვლილებას აქვს სტაბილურად სწორხაზობრივი ხასიათი, რომელიც ეთანადება ნამუშევარი გაზების მაქსიმალურ ტემპერატურას ძრავის მოცემულ სადატვირთვო რეჟიმზე მუშაობისას.



ნახ.3.1. ნამუშევარი გაზების ტემპერატურის დამოკიდებულება ძრავის სხვადასხვა რეჟიმზე მუშაობის დროზე



ნახ.3.2. ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადის და ტემპერატურის დამოკიდებულება ძრავის დატვირთვაზე

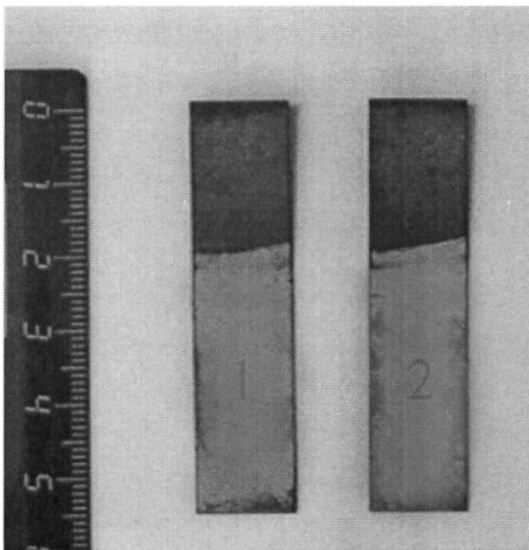
ძრავის დატვირთვის გაზრდით იზრდება ნამუშევარი გაზების ტემპერატურა, და შესაბამისად თბური ნაკადის სიდიდე (ნახ.3.2.). თბური ნაკადის სიდიდის ძრავის დატვირთვაზე დამოკიდებულების განტოლებას აქვს შემდეგი სახე:

$$q = 0,82N + 6270 \quad (3.11)$$

სტატისტიკური მახასიათებლები:

კორელაციის კოეფიციენტი	0,96;
დეტერმინაციის კოეფიციენტი	0,92;
აპროქსიმაციის საშუალო ცდომილება, %	11,76;
ფიშერის დისპერსიული ფარდობა	11,08.

სურათზე 3.3 ნაჩვენებია წვის პროდუქტებით დაფარული ექსპერიმენტალური ფირფიტების ნიმუშები : 1 - ძრავის დატვირთვა ტოლია 7,4 კვტ - ის; 2 – 1,8 კვტ - ის.



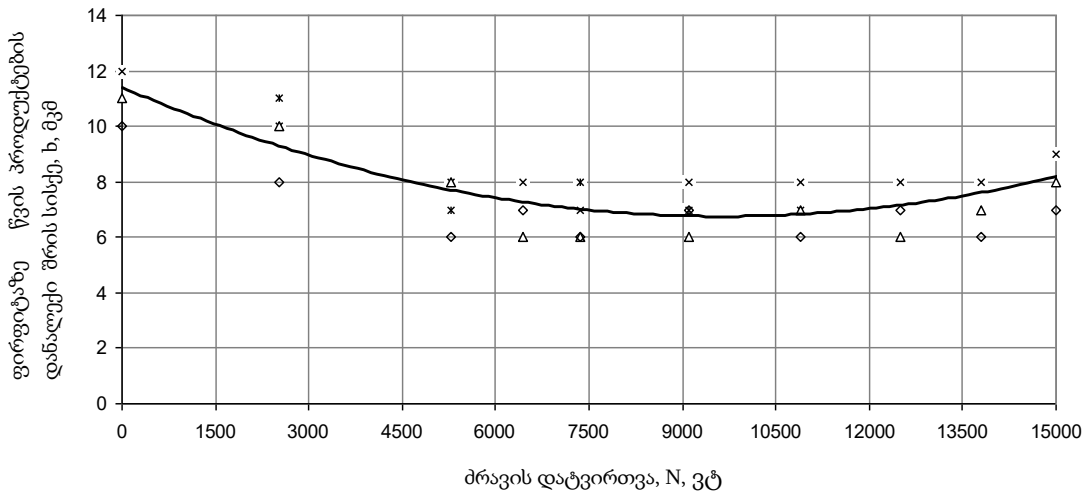
ნახ.3.3. წვის პროდუქტებით დაფარული ფირფიტების ნიმუშები

1 - ძრავის დატვირთვა ტოლია 7,4 კვტ - ის; 2 – 1,8 კვტ - ის.

ვიზუალურად შეიმჩნევა, რომ №2 ნიმუშზე დანალექს აქვს უფრო მეტად შავი ფერი, შესაბამისად უფრო მეტი რაოენობის ჭვარტლის დანალექი ზედაპირზე. ამასთან ფირფიტის ორივე ნიმუშზე ჭვარტლის დანალექის უფრო მეტი მნიშვნელობები წარმოიქმნა კოლექტორის კედლების გასწვრივ და ფირფიტების კიდეებზე. ეს შეიძლება აიხსნას ფირფიტის გარშემო მოძრავი ნამუშევარი გაზების ნაკადის ტურბულიზაციით. კოლექტორის კედლების გასწვრივ და საცდელი ფირფიტის წიბოებზე წარმოქმნილი მიკროგრიგალური ნაკადები ზედაპირზე იწვევენ გაუხშობის ზონების წარმოქმნას, საითაც ხდება ნამუშევარი გაზების ნაკადში შეწონილი ჭვარტლის მიკროსკოპული ნაწილაკების და წვის სხვა პროდუქტების მიზიდვა.

ბენზინზე მომუშავე კარბურატორიანი ძრავის დატვირთვით მუშაობისას მის გამომშვებ კოლექტორში მოთავსებული მეტალის ფირფიტაზე ჭვარტლის და წვის სხვა პროდუქტების დანალექი შრის სისქეზე გავლენის ექსპერიმენტული კვლევის შედეგები ნაჩვენებია ნახ. 3.4. - ზე. უქმ სვლაზე, მცირე დატვირთვების შემთხვევაში

($N < 5$ კვტ) ფირფიტაზე დანალექი ჭვარტლის სისქე შეადგენს 12 მიკრონს. ამავე დროს დანალექის სტრუქტურაში ნათლად ჩანს ძრავის ცილინდრებში არასრული წვის შედეგად წარმოქმნილი ფისის თხელი შრე. ძრავის დატვირთვის $N = 7.5$ - დან 12 კვტ. -მდე ცვლილების შემთხვევაში შეინიშნება ჭვარტლის და სხვა პროდუქტების ფირფიტაზე დანალექი შრის მინიმალური სისქე (6 – 8 მკმ. დატვირთვის გაზრდით ($N > 12$ კვტ) იზრდება დანალექი შრის სისქე და იგი $N = 15$ კვტ დატვირთვაზე უტოლდება (8 – 9) მკმ - ს. ამ დროს დანალექში უკვე მკვეთრად აღარ შეინიშნება დანალექში ფისის შრის არსებობა, რაც მიუთითებს დანალექის სტრუქტურაში მხოლოდ ჭვარტლის არსებობაზე. სავარაუდოა, რომ ძრავის დატვირთვის შესაძლო მაქსიმუმამდე გაზრდის შემთხვევაში, დანალექი შრის სისქე კვლავ დაიწყებს გაზრდას.



ნახ.3.4. გამომშვებ კოლექტორში ჭვარტლის და წვის სხვა პროდუქტების მეტალის ფირფიტაზე დანალექი შრის სისქის დამოკიდებულება ძრავის დატვირთვაზე

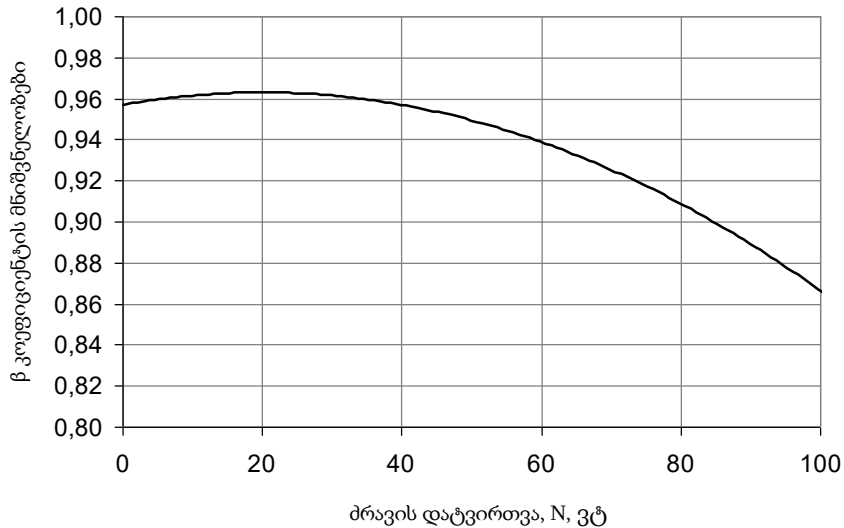
დამოკიდებულების განტოლებას აქვს სახე:

$$b = 5 \cdot 10^{-8} N^2 - 0,001N + 11,93 \quad (3.12)$$

სტატისტიკური მახასიათებლები:

- კორელაციის კოეფიციენტი 0,97;
- დეტერმინაციის კოეფიციენტი 0,95;
- აპროქსიმაციის საშუალო ცდომილება, % 3,52;
- ფიშერის დისპერსიული დამოკიდებულება 20,38.

იმისათვის რომ მივიღოთ β კოეფიციენტის ძრავის მუშაობის რეჟიმებზე საერთო დამოკიდებულება, წარმოვადგინოთ ძრავის დატვირთვა პროცენტებში მაქსიმალურად შესაძლებელი დატვირთვის მიმართ $N\% = N/N_{max}$. ჩავსვათ რა Q - ს და b - ს მნიშვნელობებს ფორმულა 3.1 - ში მივიღებთ β კოეფიციენტის საერთო დამოკიდებულებას ძრავის სადატვირთვო რეჟიმების მიხედვით (ნახ.3.5.).



ნახ.3.5. β კოეფიციენტის დამოკიდებულება ძრავის სადატვირთვო რეჟიმებზე

დამოკიდებულების განტოლებას აქვს სახე:

$$\beta = 0.9568 - 2 \cdot 10^{-5} N^2 + 0,0006 N \quad , \quad (3.13)$$

3.3. ექსპერიმენტი ნამუშევარი გაზების თბური ენერგიის განსაზღვრის მიზნით შიგაწვის ძრავის მუშაობის სხვადასხვა რეჟიმებზე

3.3.1. ექსპერიმენტის დაგეგმვა და ჩატარება

მოცემული ექსპერიმენტის მიზანს წარმოადგენს შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადის ენერგიის განსაზღვრა იმ მიზნით, რომ შევაფასოთ კომპაქტური მილ-წიბოვანი თბომცვლელის გამოყენების ეფექტურობა სითბოს უტილიზაციის პროცესში. ამ მიზნით იზომებოდა ნამუშევარი გაზების საშუალო ტემპერატურა გამომშვები კოლექტორიდან და მაყუჩიდან გამოსასვლელებზე ძრავის სხვადასხვა რეჟიმებზე.

დასმული ამოცანის გადასაწყვეტად გამოყენებული იყო პასიურ - აქტიური მრავალფაქტორიანი ექსპერიმენტი. აპრიორული ინფორმაციის ანალიზის საფუძველზე შეირჩა ოთხი ფაქტორი:

X1 - შიგაწვის ძრავის საწვავის ხარჯი, G, ლ/სთ. ;

X2 - გარემოს ტემპერატურა, $^{\circ}C$;

X3 – ქარის სიჩქარე (სიჩქარე იმ ჰაერის ნაკადისა, რომელიც უბერავს ძრავის გამობოლქვის ტრაქტს ავტომობილის მოძრაობის დროს), V_b , მ/წმ.

ფაქტორების ვარიაციების ზღვრების (ცხრილი 3.5) შერჩევას საფუძვლად დაედო შემდეგი მონაცემები:

- ძრავის საწვავის ხარჯი - ხარჯმზომის ტექნიკური დოკუმენტაციის ნორმების შესაბამისად;
- ჰაერის ტემპერატურა - ქ. ქუთაისში საშუალო და საშუალო მინიმალური ტემპერატურის მიღებული სიდიდეების შესაბამისად;
- ჰაერის ნაკადის სიჩქარე - ავტომობილის მოძრაობის სიჩქარის მიხედვით.

გამომახილის ფუნქციის სახით დასაბუთებულად იყო აღებული ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადის მნიშვნელობა .

ცხრილი 3.4.

	X1	X2	X3	Y
გეგმის მახასიათებლები	G, ლ/სთ	t, $^{\circ}C$	V, მ/წმ	Q, ჯ/წმ
ნულოვანი საბაზო დონე	9	0	0	0
ვარიაციების ინტერვალი	18	15	9	67000
ზედა დონე	44	40	22	140000
ქვედა დონე	8	-5	4	6000

აქტიური ფაქტორების დონეების მართვა ხდებოდა შემდეგი სახით:

- ძრავის საწვავის ხარჯის - ძრავის ბრუნთა რიცხვისა და დატვირთვის ცვლილების გზით;
- ჰაერის ნაკადის სიჩქარის - გარე ვენტლიატორის ბრუნთა რიცხვის ცვლილებით.

ექსპერიმენტის პროცესში იზომებოდა ნამუშევარი გაზების ტემპერატურის მნიშვნელობები ძრავის მაცუჩიდან და კოლექტორიდან გამოსასვლელებზე, საწვავის ხარჯი და მანქანის მოძრაობის სიჩქარე. ექსპერიმენტის ჩატარების გეგმა მოცემულია ცხრილში 3.5.

ცდების საერთო რაოდენობა ტოლია ექვსის; იგი გამოითვლება ფორმულით [91]:

$$N = 2^n, \quad (3.14)$$

სადაც n - ფაქტორების რაოდენობაა.

ცხრილი 3.5.

საწვავის ხარჯის, გარემოს ტემპერატურის და მოძრაობის სიჩქარის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადის სიდიდეზე გავლენის დასადგენი ექსპერიმენტის გეგმა

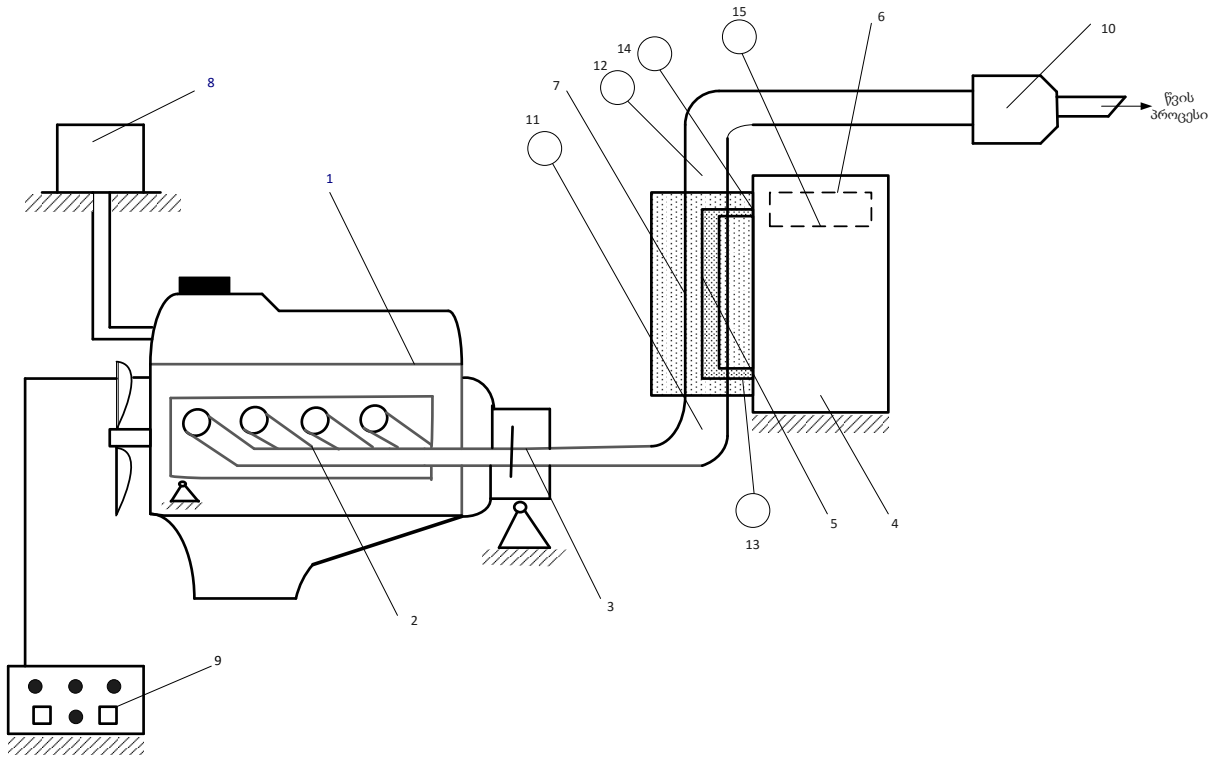
ჰაერის ტემპერატურა T_3			$^{\circ}C$	K		მოძრაობის საშუალო სიჩქარე $V =$ მ/წმ					
გაზ. N°	დრო t , წთ	ძრავის ბრუნთა რიცხვი, n , ბრ/წთ	საწვავის ხარჯი, G , ლ/სთ	მანქანის მოძრაობის სიჩქარე V , მ/წმ		ნამუშევარი გაზების ტემპერატურა (T) და თბური ნაკადი (Q) გამოსასვლელზე:					
				კმ/სთ	მ/წმ	კოლექტორიდან			მაცუჩიდან		
						T , $^{\circ}C$	T , $^{\circ}K$	$Q_{კოლ}$, ჯ/წმ	T , $^{\circ}C$	T , $^{\circ}K$	$Q_{მაც}$, ჯ/წმ
1.	τ_1	n_1	G_1	V_1	V'_1	t_1	T_1	$Q_{კოლ1}$	$t_{1\theta}$	$T_{1\theta}$	$Q_{მაც1}$
2.	τ_2	n_2	G_2	V_2	V'_2	t_2	T_2	$Q_{კოლ2}$	$t_{2\theta}$	$T_{2\theta}$	$Q_{მაც2}$
...											
n	τ_n	n_n	G_n	V_n	V'_n	t_n	T_n	$Q_{კოლn}$	$t_{n\theta}$	$T_{n\theta}$	$Q_{მაცn}$

3.3.2. ექსპერიმენტალური დანადგარის აღწერა

ექსპერიმენტალურ დანადგარს წარმოადგენს ბენზინზე მომუშავე (კარბურატორიანი) ძრავი, რომლის ნომინალური სიმძლავრე $N_e=70$ კვტ, ნომინალური სიმძლავრის შესაბამისი ბრუნთა სიხშირე $n_N=5600$ წთ⁻¹ და მაქსიმალური ბრუნთა სიხშირე $n_{max}=6000$ წთ⁻¹. ძრავი აღჭურვილია გამომშვები კოლექტორით და მაცუჩით. კოლექტორსა და მაცუჩს შორის ჩაყენებულია

აბსორციული ტიპის მაცივრის თბომცვლელი - მადულარა მილი. ძრავი დამაგრებულია ავტომობილის ჩარჩოზე.

ექსპერიმენტალური დანადგარის სქემა ნაჩვენებია ნახ. 3.6.-ზე



ნახ. 3.6. სატრანსპორტო საშუალების სათავსოს გათბობა - კონდინცირებისათვის შიგაწვის ძრავის გამონაბოლქვი აირების სითბური ენერჯის შესაძლო

გამოყენების ექსპერიმენტალური საკვლევი დანადგარის სქემა

1-შიგაწვის ძრავი, 2-წვის პროდუქტების გამომშვები კოლექტორი, 3,10-წვის პროდუქტების გამომშვები მილი და მაყუჩი, 4-აბსორციული მაცივარდნადგარის გასაცივებელი კამერა, 7-თბოიზოლატორი, 8-საწვავის გამზომი მოწყობილობა, 9-ძრავის ბრუნთა სიხშირის გამზომი ხელსაწყო, 11,12,13,14,15 - თერმოწყვილები.

ექსპერიმენტის ჩატარების დროს გამოყენებული იყო:

- კარბურატორის ძრავი, გაზ-24;
- საწვავი -ვერორეგულარი;

- თერმოწყვილები, გაზომვის დიაპაზონი 0- 1350 °C;
- საწვავის ხარჯის გამზომი მოწყობილობა;
- ძრავის ბრუნთა სიხშირის გამზომი ხელსაწყო;
- ლითონის ფირფიტა, სისქე - 0,5 მმ;
- წამზომი;
- მიკრომეტრი;
- თერმომეტრი;

მოცემული სქემის მიხედვით დანადგარის სრულად აწყობის (დაკომპლექტების) და ყველა გამოყენებული ხელსაწყოების მოწყობილობის ტარირების ჩატარებისას, საექსპერიმენტო პირობების შექმნის (გარემოს პარამეტრების აღება) შემდეგ:

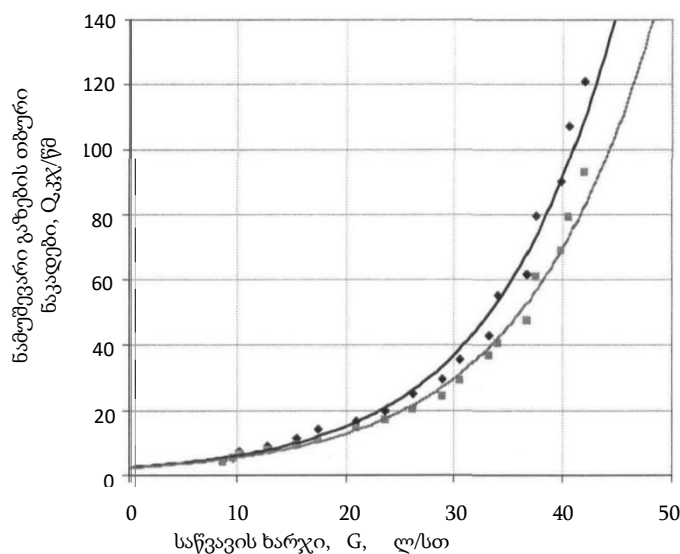
- ხდება ძრავის ამუშავება და თბური რეჟიმის დამყარება, ამავდროულად ჩაირთვება წამზომი, რომლის მიხედვით უნდა განისაზღვროს ძრავის მუშაობის ხანგრძლივობა.
- უქმი სვლის რეჟიმების, $n=1000$ წთ⁻¹, $n=1500$ წთ⁻¹, $n=2000$ წთ⁻¹ ბრუნთა სიხშირეებზე სპეციალურ გარსაცმში მილის ცენტრში მოთავსებული მე-11 და მე-12 თერმოწყვილების საშუალებით იზომება ნამუშევარი გაზების ტემპერატურა თბომცვლელში შესვლის წინ და გამოსვლის შემდეგ. ამავე დროს თანმიმდევრულად ტემპერატურა იზომება თბომცვლელში დაწებებული თერმოწყვილების 13, 14 და 15-ის საშუალებით;
- მაცივარ-დანადგარის სადულარში შემავალი და გამომავალი მილების ზედაპირებზე და სიცივის კამერის ზედაპირზე აიღება ტემპერატურის მნიშვნელობები. ამავდროულად უქმისვლის რეჟიმზე მუშაობის დროს თითოეული ბრუნვათა სიხშირისათვის ხდება საწვავის ხარჯის გაზომვა.
- სადატვირთო რეჟიმებზე $n=1800$, $n=2000$ და $n=3200$ მუდმივ ბრუნთა სიხშირეებზე 50%-მდე დატვირთვის ცვალებადობის შემთხვევაში აიღება იმ პარამეტრების მონაცემები, რომელიც აღწერილია ზემოთ.

ექსპერიმენტალურად პარამეტრების გაზომვისას ერთი და იგივე პარამეტრის ანათვლების აღება ხდება 3-ჯერ და განისაზღვრება მისი საშუალო სიდიდე.

3.3.3. ექსპერიმენტის შედეგები, მათი დამუშავების მეთოდოლოგია და შეფასება

თბური ნაკადის განსაზღვრის ექსპერიმენტის განზოგადოებული შედეგები მოცემულია დანართში.

ექსპერიმენტის შედეგები ფუნქციის გამოძახილზე თითოეული ფაქტორის მოქმედების მიხედვით დამუშავდა ცალ - ცალკე პროგრამა EXCEL - ის გამოყენებით. ეს პროგრამა ადვილად მოსახმარებელია და საშუალებას გვაძლევს მივიღოთ საკვლევი დამოკიდებულებების არა მარტო გრაფიკული გამოსახულებები, არამედ აგრეთვე მათი ტრენდის ხაზი და მათემატიკური განტოლებები საკმაოდ მაღალი აპროქსიმაციით, რაც ძალზე მოსახერხებელია შედეგების ანალიზისათვის. შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბურ ნაკადზე თითოეული საკვლევი ფაქტორის გავლენის განსაზღვრა ცალკე არ მოითხოვს დიდი რაოდენობის სტატისტიკური მახასიათებლების მიღებას, ამიტომ ექსპერიმენტის შედეგების პირველ ეტაპზე დასამუშავებლად სრულიად საკმარისია პროგრამა EXCEL- ის გამოყენება.



ნახ. 3.7. ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადის დამოკიდებულება საწვავის ხარჯზე

- კოლექტორიდან;
 - მაყუჩიდან.

ნახაზზე 3.7. მოცემულია ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადის საწვავის ხარჯზე დამოკიდებულების გრაფიკები. ორივე გრაფიკს აქვს ექსპონენციალური ხასიათი. ზოგადი ფორმით განტოლებას კოლექტორისათვის აქვს შემდეგი სახე:

$$Q_{\text{კოლ}} = 2496e^{0,09G} , \quad (3.15)$$

სტატისტიკური მახასიათებლებია:

კორელიაციის კოეფიციენტი	0,99;
დეტერმინაციის კოეფიციენტი	0,98;
აპროქსიმაციის საშუალო ცდომილება, %	9,91;
ფიშერის დისპერსული დამოკიდებულება	48,85.

ზოგადი ფორმით განტოლებას მაყუჩისათვის აქვს შემდეგი სახე:

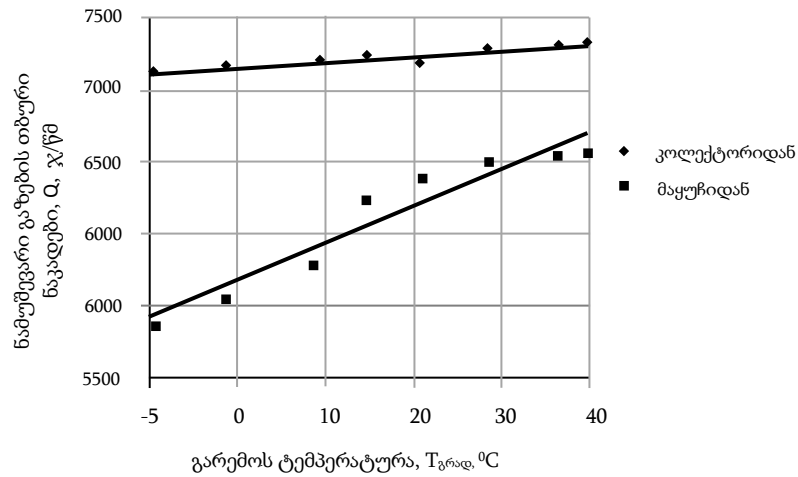
$$Q_{\text{მაყ}} = 2376e^{0,084G} , \quad (3.16)$$

სტატისტიკური მახასიათებლებია:

კორელიაციის კოეფიციენტი	0,99;
დეტერმინაციის კოეფიციენტი	0,99;
აპროქსიმაციის საშუალო ცდომილება, %	7,96;
ფიშერის დისპერსული დამოკიდებულება	52,09.

გრაფიკებიდან ჩანს, რომ საწვავის ხარჯის გაზრდით იზრდება სხვაობა კოლექტორიდან და მაყუჩიდან გამომავალ ნამუშევარი გაზების თბურ ნაკადებს შორის, შესაბამისად იზრდება თბური დანაკარგები ძრავის გამომშვები სისტემის მაყუჩში რაც გამოწვეულია ნამუშევარი აირების ადიაბატური გაფართოებით და სითბოს უქმად ხარჯვით მაყუჩის გათბობაზე, რასაც თავის მხრივ მივყავართ კოროზიული პროცესების ინტენსიფიკაციამდე და მაყუჩის შიგა და გარე კედლების ტიხრების ჩამოშლამდე. აქედან შეიძლება დავასკვნათ, რომ შიგაწვის ძრავის გამომშვებ სისტემაში თბომცვლელის დაყენება მიზანშეწონილია კოლექტორსა და მაყუჩს შორის უბანზე. ეს უზრუნველყოფს უფრო ეფექტურ სითბოგადაცემას თბომცვლელში, ნამუშევარი გაზების მაღალი ტემპერატურის გამო, და მოგვცემს მაყუჩის ხანგამძლეობის გაზრდის საშუალებას, შემცირდება რა მასზე მოქმედი ტემპერატურული დატვირთვა.

ნახაზზე 3.8. მოცემულია ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადის დამოკიდებულება გარემოს ტემპერატურაზე.



ნახ.3.8. ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადის დამოკიდებულება გარემოს ტემპერატურაზე

მიღებულ დამოკიდებულებას კოლექტორისათვის აქვს შემდეგი სახე:

$$Q_{კოლ} = 1,92T_3 + 7212, \quad (3.17)$$

სტატისტიკური მახასიათებლებია:

კორელაციის კოეფიციენტი	0,91;
დეტერმინაციის კოეფიციენტი	0,82;
აპროქსიმაციის საშუალო ცდომილება, %	0,17;
ფიშერის დისპერსული დამოკიდებულება	4,08.

ზოგადი ფორმით განტოლებას მაყუჩისათვის აქვს შემდეგი სახე:

$$Q_{მაყ} = 25,18T_3 + 6191, \quad (3.18)$$

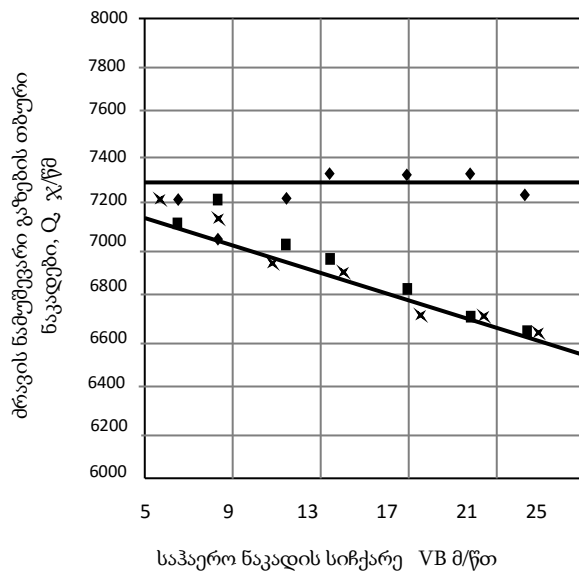
სტატისტიკური მახასიათებლებია:

კორელაციის კოეფიციენტი	0,95;
დეტერმინაციის კოეფიციენტი	0,91;
აპროქსიმაციის საშუალო ცდომილება, %	1,87;
ფიშერის დისპერსული დამოკიდებულება	8,06.

ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადი კოლექტორიდან გამოსასვლელზე გარემოს ტემპერატურის დაწვევის შემთხვევაში იცვლება უმნიშვნელოდ და არ აღემატება 2%-ს.

თბური ნაკადის უფრო მნიშვნელოვანი ცვლილება (17% - მდე) გარემოს ტემპერატურაზე დამოკიდებულებით შეინიშნება ნამუშევარი აირების მაყუჩიდან გამოსასვლელზე. ეს აიხსნება სითბოს დიდი დანაკარგებით მაყუჩის კედლებიდან და ძრავის გამომშვები სისტემის მილსადენებიდან.

ძრავის ნამუშევარი გაზების სითბური ნაკადის ცვლილებაზე გარემოს ჰაერის ნაკადის სიჩქარის გავლენის მიზნით გამოყენებული იყო ცვლადი ბრუნთა რიცხვის მქონე გარე ვენტილიატორი, რომელიც ვგაძლევდა ძრავის გამობოლქვის ტრაქტზე სხვადასხვა სიჩქარის ჰაერის ნაკადით ზემოქმედების საშუალებას. ექსპერიმენტის დროს ხდებოდა ვენტილიატორის მიერ შექმნილი ჰაერის ნაკადის სიჩქარის და ნამუშევარი გაზების ტემპერატურის ცვლილება კოლექტორიდან და მაყუჩიდან გამოსასვლელებზე. ექსპერიმენტის შედეგები დამუშავდა პროგრამა EXCEL - ის გამოყენებით (ნახ. 3.9).



ნახ.3.9. ძრავის ნამუშევარი გაზების სითბური ნაკადის ცვლილებაზე გარემოს ჰაერის ნაკადის სიჩქარის გავლენის დამოკიდებულება

მიღებული დამოკიდებულებების განტოლება ზოგადი სახით იქნება:

$$Q_{\text{კოლ}} = \text{const} , \quad (3.19)$$

$$Q_{\text{ფაყ}} = 7300 - 30,44V\text{ჰ} \quad (3.20)$$

სტატისტიკური მახასიათებლებია:

კორელიაციის კოეფიციენტი	0,98;
დეტერმინაციის კოეფიციენტი	0,97;
აპროქსიმაციის საშუალო ცდომილება, %	0,48;
ფიშერის დისპერსული დამოკიდებულება	23,01.

ექსპერიმენტის საფუძველზე გაირკვა, რომ გამონაბოლქვის ტრაქტზე მიმართული ჰაერის ნაკადის სიჩქარის ცვლილება არ მოქმედებს ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადის სიდიდეზე უშუალოდ კოლექტორის გამოსასვლელზე, ხოლო მაყუჩიდან გამოსასვლელზე იწვევს მის შემცირებას (10% - მდე ; ჰაერის ნაკადის მაქსიმალური სიჩქარის შემთხვევაში).

ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადის სიდიდეზე განხილული ფაქტორების ერთობლივი გავლენის განსასაზღვრად გამოყენებული იყო კორელიაციურ - რეგრესიული ანალიზის აპარატი.

პირველ ეტაპზე ექსპერიმენტის შედეგების აპროქსიმაცია ხდებოდა შემდეგი ტიპის რეგრესიული განტოლებებით:

$$\bar{Q} = A_0 + \sum_{i=1}^n A_i \cdot X_i \quad (3.21)$$

სადაც n - ფაქტორების რიცხვია;

A_0 – თავისუფალი წევრებია;

A_i – რეგრესიის განტოლების კოეფიციენტებია i - ურ ფაქტორზე;

X_i – ძრავის ნამუშევარი გაზების ნაკადზე მოქმედი ფაქტორებია.

ექსპერიმენტის შედეგების კორელიაციურ - რეგრესიული ანალიზის საფუძველზე დადგინდა შემდეგი:

გავლენის ხარისხის მიხედვით გამოძახილზე (ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადი) მოქმედი ფაქტორები ასე განლაგდნენ: ძრავის საწვავის ხარჯი, გარსედიანი ჰაერის ნაკადის სიჩქარე, გარემოს ტემპრატურა.

ყველაზე მეტად ზემოქმედებას საწვავის ხარჯი ახდენს, რომელიც თავის მხრივ დამოკიდებულია უქმი სვლის ბრუნთა რიცხვზე და ძრავის დატვირთვის ხარისხზე.

უნივერსალური პროგრამული პაკეტები STATGRAPHICS 2.6, STATISTIKA for Windows 5.0 Prof, SYSTAT 5.0 იძლევიან მრავალი სტატისტიკური დავალების

გადაჭრის საშუალებას, მაგრამ მათი მთავარი ნაკლი ის არის, რომ მათი გამოყენება მოსახერხებელია მხოლოდ ერთფაქტორიანი რეგრესიული ანალიზის შემთხვევებში. მრავალფაქტორიან რეგრესიულ ანალიზში გამოიყენება მხოლოდ წრფივი მოდელი [27]. ამიტომ გათვლები შესრულდა პროგრამა „REGRESS“- ის გამოყენებით, რომელიც იძლევა პარამეტრების რიცხვითი მნიშვნელობების განსაზღვრის საშუალებას მრავალფაქტორიანი არაწრფივი დამოკიდებულებებისათვის.

ანგარიშებისათვის გამოყენებული იყო შემდეგი სახის რეგრესიის განტოლება:

$$Q = A_0 + A_1X_1 + A_2X_2 + A_3X_3 , \quad (3.22)$$

სადაც Q - გამომახილის ფუნქციაა – შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადი კოლექტორის გამოსასვლელზე;

A_1 - რეგრესიის განტოლების კოეფიციენტებია;

X_1 -ფაქტორების მნიშვნელობებია;

X_1 - საწვავის ხარჯია;

X_2 - გარემოს ტემპერატურაა;

X_3 -გარსედიანი ჰაერის ნაკადის სიჩქარეა.

კომპაქტურ მილწიბოვან თბომცვლელში სითბოგადაცემის განხილული პროცესის მათემატიკური მოდელის ადექვატურ რეგრესიის განტოლებას გარდაქმნის შემდეგ ექნება სახე:

$$Q = 1277,296X_1 - 0.582X_2 - 18,868X_3 - 7581,766 , \quad (3.23)$$

სტატისტიკური მახასიათებლებია:

კორელიაციის კოეფიციენტი 0,97;

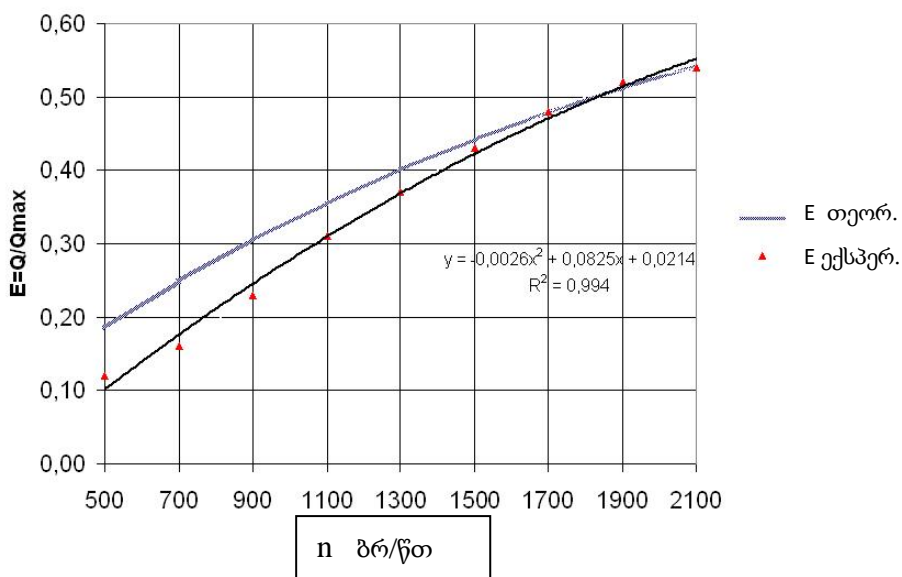
დეტერმინაციის კოეფიციენტი 0,94;

აპროქსიმაციის საშუალო ცდომილება, % 3,14;

ფიშერის დისპერსული დამოკიდებულება 18,66.

ნახაზზე 3.10. მოცემულია მილწიბოვან თბომცვლელში თბოგადა-ცემის ეფექტურობის შიგაწვის ძრავის მუშაობის რეჟიმებზე დამოკიდებულების თეორიული და ექსპერიმენტული გრაფიკები, საიდანაც ჩანს, რომ ეფექტურობის თეორიული მრუდი შიგაწვის ძრავის დაბალ ბრუნთა რიცხვებზე გადის ექსპერიმენტით მიღებული მრუდის ზემოთ.

ძრავის ბრუნთა რიცხვების გაზრდით მრუდები თანდათან უახლოვდებიან ერთმანეთს და გარკვეული რეჟიმის ($n = 1800 \div 2100$) მიღწევის შემდეგ ერთმანეთს ემთხვევიან. ასეთი განსხვავება შეიძლება აიხსნას შემდეგით. შიგაწვის ძრავის მუშაობისას დაბალ ბრუნთა რიცხვებზე ნამუშევარი გაზების გამოდინების სიჩქარე დაბალია, რის გამოც იზრდება იმ გაუთვალისწინებელი თბური დანაკარგების სიდიდე რომლებიც იხარჯება ძრავის ცილინდრების კედლების, ცილინდრების სახურავის, კოლექტორის და გამომშვები სისტემის სხვა ელემენტების გათბობაზე.



ნახ.3.10. მილწიბოვან თბომცვლელში ნამუშევარი გაზების თბოგადაცემის

ეფექტურობაზე ძრავის მუშაობის რეჟიმების გავლენის თეორიული და ექსპერიმენტალური კვლევების შედეგები

ძრავის ბრუნთა რიცხვის გაზრდით, იზრდება ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადის სიდიდე და სიჩქარე. გამომშვებ სისტემაში უფრო მცირე დროში გადის სითბოს უფრო დიდი რაოდენობა. ამიტომ გაუთვალისწინებელი დანაკარგების გავლენა ხდება სულ უფრო ნაკლებად მნიშვნელოვანი. სწორედ ეს გარემოება არ იყო გათვალისწინებული თეორიულ გათვლებში, რამაც გამოიწვია ფუნქციათაშორისი განსხვავება.

მესამე თავის დასკვნები

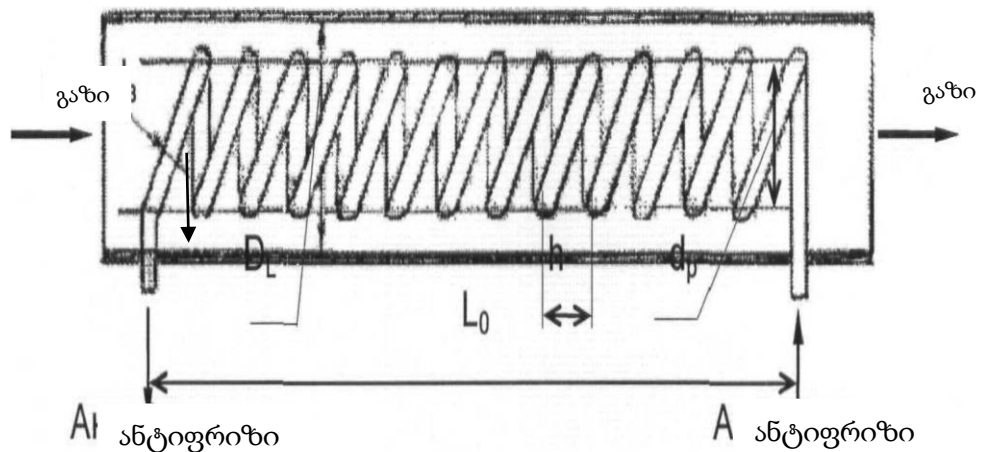
1. დადასტურდა წამოყენებული წინადადების ადექვატურობა კომპაქტურ მილ – წიბოვან თბომცვლელში თბოგადაცემის ეფექტურობაზე თბოცვლის ზედაპირზე წვის პროდუქტების დანალექი შრის სისქის გავლენის შესახებ. გამოვლინდა, რომ დანალექი შრის სისქე და შემადგენლობა დამოკიდებულია ძრავის დატვირთვაზე, მაშინ როდესაც დანალექის მინიმალური სისქე, და შესაბამისად მისი მინიმალური გავლენა სითბოს გადატანაზე შეინიშნება ძრავის ისეთი დატვირთვის შემთხვევაში რომელიც შეადგენს მაქსიმალური დატვირთვის 25 ÷ 60 %.
2. განისაზღვრა ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადის სიდიდე ძრავის სხვადასხვა რეჟიმებზე მუშაობის დროს. თბური ნაკადის ენერგია შეესაბამება იმ მნიშვნელობებს, რომლებიც მიღებული იყო შიგაწვის ძრავების გამონაბოლქვი გაზების თბური ენერგიის უტილიზაციის კომპაქტური მილ – წიბოვანი თბომცვლელის გამოყენების შესაძლებლობების ანალიზური გათვლების დროს.
3. დადგინდა იმ ფაქტორების გავლენის ხარისხი, რომლებიც მოქმედებენ ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადის სიდიდეზე და განსაზღვრავენ თბოგადაცემის ეფექტურობას თბომცვლელში. ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადის სიდიდეზე გავლენის ხარისხის მიხედვით ფაქტორები განლაგდნენ შემდეგი თანმიმდევრობით: ძრავის საწვავის ხარჯი, ჰაერის ნაკადის სიჩქარე (მანქანის მოძრაობის სიჩქარე), გარემოს ტემპერატურა.
4. მიღებულია რეგრესიის განტოლება მეორე რიგის პოლინომის სახით, რომელიც აღწერს ფაქტორების ერთობლივ გავლენას ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადის სიდიდეზე. განტოლება ადექვატურია მილ – წიბოვან თბომცვლელში თბოცვლის პროცესის შემოთავაზებული მათემატიკური მოდელის.

თავი 4. სატრანსპორტო საშუალების სათავსოს გასათბობად შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების სითბოს უტილიზაციის მიზნით გამოყენებული თბომცვლელის კონსტრუქციების შედარებითი ანალიზი

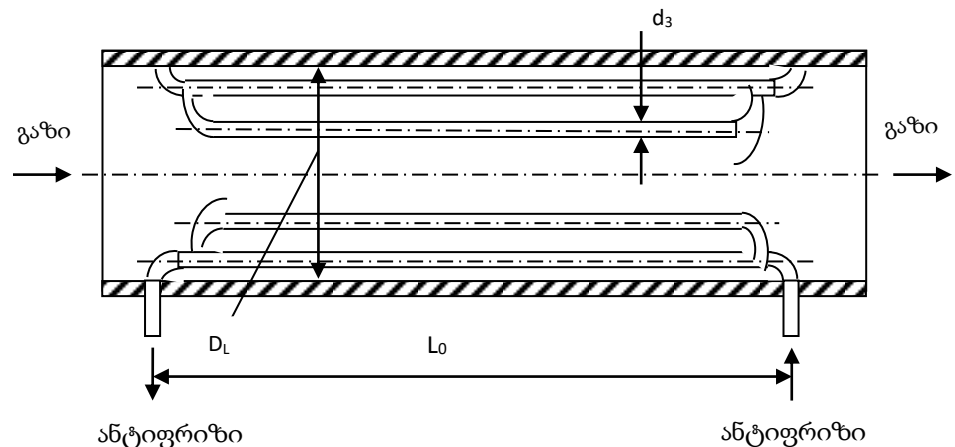
4.1. თბომცვლელის კონსტრუქციის შერჩევა

საკვლევ სფეროში ჩატარებული სამეცნიერო შრომების ანალიზმა გვაჩვენა, რომ შიგაწვის ძრავების ნამუშევარი გაზების უტილიზაციისათვის გამოყენებულ თბომცვლელებში მიმდინარე პროცესების დაწვრილებითი გამოკვლევები დღემდე პრაქტიკულად არ ჩატარებულა. სამეცნიერო გამოკვლევაში [65] შემოთავაზებულია ბულდოზერ - გამაფხვიერებლის შიგაწვის ძრავის გამომშვები კოლექტორის ბოლო მონაკვეთზე სითბოს უტილიზაციის კონსტრუქციის განთავსება. თეორიულ გამოკვლევებში გვხვდება კოლექტორიდან სითბოს ამრთმევი კონსტრუქციის სამი ვარიანტი (ნახ.4.1.) :

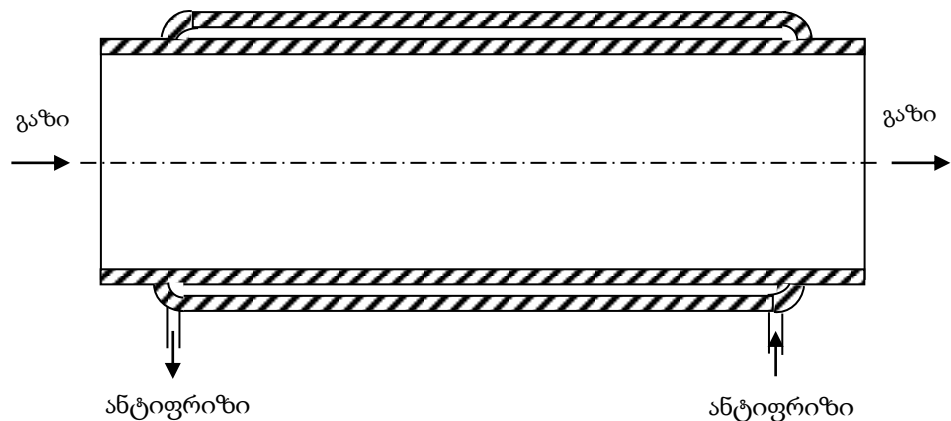
ა) „კლაკნილა“



ბ) მილების „სხივი“



გ) სითხის „პერანგი“



ნახ. 4.1. სითხეების თბომცვლელების ვარიანტები სისტემაში „ნამუშევარი გაზი - ანტიფრიზი“

ყველა შემთხვევაში კონსტრუქცია წარმოადგენს დიდი დიამეტრის მილს, რომლის შიგნით მოთავსებულია სითხისგამტარი კლაკნილას ფორმის მცირე დიამეტრის მილებიანი რადიატორი (ნახ.4.1, ა), ან მცირე დიამეტრიანი მილების სისტემა, რომლებიც სითხოსამრთმევი უბნის თავში და ბოლოში უერთდებიან მილოვან კოლექტორებს (ნახ. 4.1,ბ). ორივე შემთხვევაში შიგაწვის ძრავიდან გამონაბოლქვი ნამუშევარი ცხელი გაზები, გაივლიან რა დიდი დიამეტრის მილში, გარსედინებიან მცირე დიამეტრის მილებიანი სითხის რადიატორის ზედაპირს, რომელშიდაც უმნიშვნელო სიჩქარით მოძრაობს ანტიფრიზი. თბოცვლის საფუძველზე გაზების სითხო გადაეცემა ანტიფრიზს, რომლის სამუალებითაც იგი გადაიტანება თბურ აკუმულატორში. ნახაზზე 4.1,გ მოცემულია თბოცვლის კონსტრუქციული რეალიზების მესამე ვარიანტი.

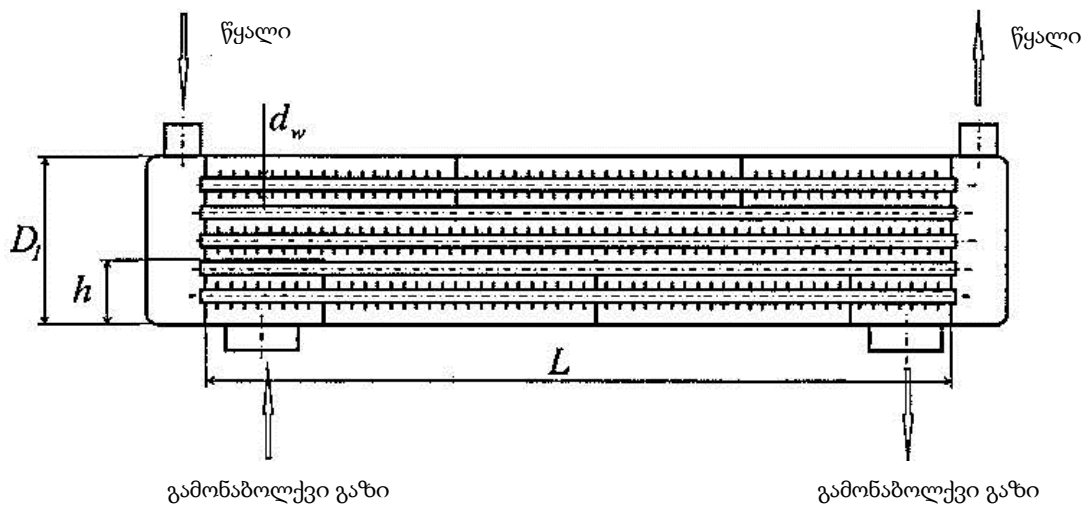
შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების სითხოს ეფექტური გამოყენების მიზნით ჩატარებულმა ანალიზმა თბომცვლელის სამივე სხვადასხვა ელემენტისათვის აჩვენა, რომ ყველაზე ეფექტურს წარმოადგებს მილების „სხივური“ კონსტრუქცია.

თბომცვლელის ასეთი კონსტრუქცია მართალია გამოირჩევა საკმაო სიმარტივით, მაგრამ არ გააჩნია თბოგადაცემის მაღალი მახასიათებლები თანამედროვე კონსტრუქციების თბომცვლელებთან შედარებით. ქვემოთ მოყვანილია

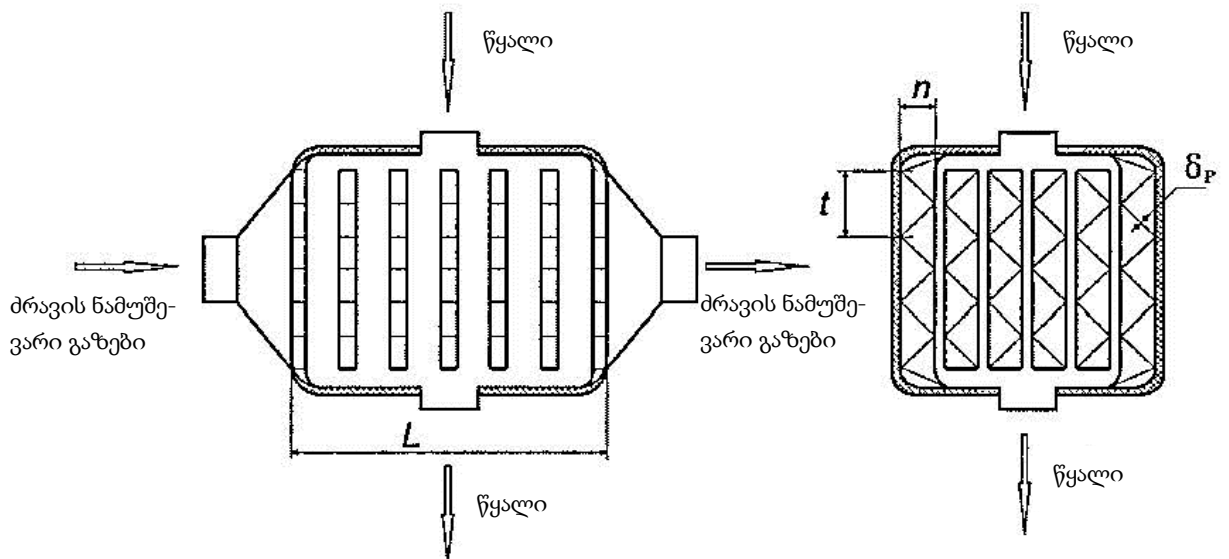
მეორე კონსტრუქციის - მილების „სხივი“ შედარებითი ანალიზი სხვა კონსტრუქციის მქონე ორ თბომცვლელთან.

მეორე ვარიანტი წარმოადგენს თბომცვლელის გაუმჯობესებულ კონსტრუქციას „სხივში“ მილების გაწიბოვნებით, რათა გაზრდილი იყოს თბოცვლის ფართობი, და დიდი დიამეტრის მილში განივი ტიხრების დაყენებით, რაც თბოგადაცემის პროცესის უფრო მაღალ ეფექტურობას უზრუნველყოფს (ნახ.4.2).

მესამე კონსტრუქცია - კომპაქტური მილ - წიბოვანი თბომცვლელი (ნხ.4.3), წარმოადგენს ყველაზე ეფექტურ თბომცვლელს სისტემაში „გაზი - სითხე“.



ნახ.4.2. შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზებისაგან სითბოს ამრთმევი თბომცვლელის მოდიფიცირებული კონსტრუქცია



ნახ.4.3. შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზებისაგან სითბოს ამრთმევი კომპაქტური მილ - წიბოვანი თბომცვლელის კონსტრუქცია

4.2. თბოგადაცემის ანგარიში თბომცვლელებში

თბოგადაცემის საერთო განტოლებები

ანგარიშის მიზანს წარმოადგენს თბომცვლელის იმ მუშა ზედაპირის (გაბარიტების, გაწიბოვებული ზედაპირების ტიპის და გეომეტრიის) განსაზღვრა, რომელიც საჭიროა მოცემული თბური ნაკადის ასართმევად (მისაყვანად). ამოსავალი სიდიდეები ამასთან ერთად არიან თბოგადაცემის შემდეგი პარამეტრები: ხარჯი, ტემპერატურები შესასვლელზე და გამოსასვლელზე, წნევა შესასვლელზე, წნევის დასაშვები დანაკარგები თბომცვლელის ორივე მხარეზე. ჩვეულებრივ საპროექტო ანგარიში სრულდება სამუშაო რეჟიმისათვის, რომელზედაც თბომცვლელი მუშაობს

სტაციონარულ პირობებში. გარდამავალი რეჟიმების არსებობის შემთხვევაში მოცემული უნდა იყოს რეჟიმზე პარამეტრების ცვლილების დიაპაზონი და მოთხოვნილი თბური სიმძლავრის შესაძლო გადახრები [10,11,116,139].

ნაკადების საშუალო ტემპერატურა განისაზღვრება როგორც თბომცვლელის შესასვლელზე და გამოსასვლელზე არსებული ტემპერატურების საშუალო არითმეტიკული :

$$- \text{ მუშა გარემოსათვის (H}_2\text{O)} \quad \bar{t}_1 = \frac{t_1+t_2}{2} \quad (4.1)$$

- თბოგადამტანისათვის

$$(\text{ნამუშევარი გაზები)} \quad \bar{t}_2 = \frac{t_3+t_4}{2} \quad (4.2)$$

მატერიალური ნაკადების თერმოფიზიკური მახასიათებლები : სიმკვრივე ρ , კგ/მ³ ; კუთრი თბოტევადობა c , ჯ/(კგ·K); სითბოს გამტარობის კოეფიციენტი λ , ვტ/(მ·K); სიბლანტის დინამიკური კოეფიციენტი μ , პა·წმ და ასე შემდეგ - განისაზღვრებიან მათი საშუალო ტემპერატურული მაჩვენებლების მიხედვით (ცხრ. 4.1).

აპარატის თბური დატვირთვა, კჯ/წმ

$$Q = G_2 c_2 (t_3 - t_4) \quad (4.3)$$

სადაც c_2 - მუშა გარემოს (ნამუშევარი გაზები), თბოტევადობა, ჯ/(კგ·K).

სითბოგადამტანის ხარჯი მუშა გარემოს გაცხელებაზე (გაცივებაზე), კგ/წმ

$$G_I = \frac{Q}{c_I |(t_2 - t_1)|} \quad (4.4)$$

სადაც c_1 - სითბოს გადამტანის (H₂O) თბოტევადობა, ჯ/(კგ·K).

ცხრილი 4.1.
ნაკადების თბოფიზიკური თვისებები [144]

თვისება	H ₂ O		ნამუშევარი გაზები	
ტემპერატურა თბომცვლელის შესასვლელზე, K	t ₁	278	t ₃	473
ტემპერატურა თბომცვლელის გამოსასვლელზე, K	t ₂	323	t ₄	323
სიმკვრივე, კგ/მ ³	ρ ₁	958	ρ ₂	0,55165
კუთრი სითბოტევადობა, ჯ/კგ. K	c ₁	4,2	c ₂	1,0767
თბოგამტარობის კოეფიციენტი, ვტ/მ- K	λ ₁	0,568	λ ₂	0,0656
დინამიკური სიბლანტის კოეფიციენტი, მპა. წმ.	μ ₁	0,25	μ ₂	
კინემატიკური სიბლანტის კოეფიციენტი მ ² /წმ.	ν ₁	1,792 10 ⁻⁶	ν ₂	0,000076 3
პრანდლის რიცხვი	Pr ₁	13,47	Pr ₂	0,732

თბომცვლელის ცხელი (ცივი) ზედაპირის საანგარიშოდ საჭიროა გაითვალოს საშუალო ტემპერატურული სხვაობა ცივ და ცხელ სითბოსგადამტანებს შორის.

ტემპერატურების საშუალო სხვაობა შეიძლება გაითვალოს როგორც საშუალო ლოგარითმული სიდიდე:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}\right)} \quad (4.5)$$

სადაც $\Delta t_{max}, \Delta t_{min}$ - შესაბამისად

$$\Delta t_{max} = \max\{\Delta t_1, \Delta t_2\}$$

$$\Delta t_{min} = \min\{\Delta t_1, \Delta t_2\} \quad (4.6)$$

სადაც $\Delta t_1, \Delta t_2$

$$\Delta t_1 = |t_1 - t_4|$$

$$\Delta t_2 = |t_2 - t_3| \quad (4.7)$$

სითბოგადატანის ანგარიში პირველი და მეორე კონსტრუქციის თბომცვლელებში

მიღებიან თბომცვლელში (კონსტრუქცია 1 და 2) სითბოს გადაცემის დროს ნუსელტის რიცხვი განისაზღვრება [146]:

$$Nu_{0,AW} = f_w Nu_{0,B} \quad (4.8)$$

სადაც

$$Nu_{0,B} = f_w Nu_{1,0} \quad (4.9)$$

სადაც

$$Nu_{1,0} = 0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{tur}^2} \quad (4.10)$$

თუ გავითვალისწინებთ თბომცვლელობაში გაზების მოძრაობის ხასიათს, სითბოს გადატანა თავისუფალი კონვექციით იქნება უმნიშვნელო, ამიტომ მდგენელი Nu_{lam} შეიძლება უგულებელვყოთ.

$$Nu_{tur} = \frac{0,037 Re_{\psi,1}^{0,8} Pr}{1 + 2,443 \cdot Re_{\psi,1}^{-0,1} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.11)$$

$$Nu_{0,AW} = \frac{\alpha l}{\lambda} \quad , \quad (4.12)$$

$$Re_{\psi,1} = \frac{wl}{\psi \nu}; \quad 10 < Re_{\psi,1} < 10^6, \quad (4.13)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad 0,6 < Pr < 10^6 \quad , \quad (4.14)$$

$$I = \frac{\pi}{2} d_\alpha \quad . \quad (4.15)$$

ფაქტორი, რომელიც ითვალისწინებს მილების „სხივში“ განლაგებას:

$$\text{მილების ჭადრაკული განლაგების დროს: } f_A = 1 + \frac{0,7(b/\alpha - 0,3)}{\psi^{1,5}(b/\alpha + 0,7)^2} \quad , \quad (4.16)$$

$$\text{მილების კორიდორული განლაგების დროს: } f_{A,ver} = 1 + \frac{2}{3b} \quad (4.17)$$

სადაც $\psi = l - \frac{\pi}{4\alpha}$ - თავისუფალი სივრცის კოეფიციენტი თბომცვლელის კვეთში;

$\alpha = s_1/d_\alpha, b = s_2/d_\alpha$ - „სხივში“ მილებს შორის მანძილების მახასიათებელი კოეფიციენტებია.

მაკორექტირებელი ფაქტორი f_w შედგება სამი თანამამრავლისაგან :

$$f_w = f_G \cdot f_L \cdot f_B \quad (4.18)$$

იმ მნიშვნელობისათვის, რომელიც დააკმაყოფილებს პირობას $f_w \geq 0,3$:

f_G - გეომეტრიული ფაქტორია, რომელიც ითვალისწინებს „სხივში“ მილების გარსედინობის მიმართულების ცვლილებას;

$$f_G = 1 - R_G + 0,524R_G^{0,32} \quad (4.19)$$

$$R_G = \frac{n_F}{n} \quad (4.20)$$

სადაც n_F - მილების რაოდენობაა „სხივის“ შიგა და გარე მხრიდან, n - ყველა მილების რაოდენობაა „სხივში“.

f_L - არის ფაქტორი, რომელიც ითვალისწინებს გაზის მოძრაობის ხასიათს მილებს შორის, და აგრეთვე კორპუსის ტიხრებსა და კედლებს შორის;

$$f_L = 0,4 \frac{A_{SRU}}{A_{SG}} + \left(1 - 0,4 \frac{A_{SRU}}{A_{SG}}\right) \exp(-1,5R_L) \quad (4.21)$$

A_{SG} - ყველა იმ კვეთის ფართობია, რომელშიდაც გაედინება გაზი:

$$A_{SG} = A_{SRU} + A_{SMU} \quad (4.22)$$

A_{SRU} - ტიხრების ხვრელებსა და მილებს შორის არსებული ღრეჩოების კვეთის ფართობია:

$$A_{SRU} = \left(n - \frac{n_F}{2}\right) \frac{\pi(d_R^2 - d_a^2)}{4} \quad ; \quad (4.23)$$

A_{SMU} - თბომცვლელის კორპუსის კედელსა და ტიხრებს შორის არსებული ღრეჩოს ფართობია:

$$A_{SMU} = \frac{\pi}{4} (D_I^2 - D_1^2) \frac{360 - \gamma}{360} \quad (4.24)$$

სადაც ცენტრალური სეგმენტის მნიშვნელობა, გრად. :

$$\gamma = 2 \arccos \left(1 - \frac{2H}{D_I}\right) = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2H}{D_I}\right) \quad (4.25)$$

R_L შეიძლება გამოითვალოს ფორმულით:

$$R_L = \frac{A_{SG}}{A_E} \quad (4.26)$$

A_E - კვეთის მინიმალური ფართია ორ ტიხარს შორის:

$$A_E = S \cdot L_E \quad (4.27)$$

სადაც L_E - უმოკლეს მანძილთა ჯამია „სხივში“ განთავსებული მილებიდან თბომცვლელის კორპუსის კედლამდე.

f_B - ფაქტორია, რომელიც ითვალისწინებს ბაიპასის ხახუნის გავლენას მილებსა და თბომცვლელის კორპუსის კედლებს შორის.

ბაიპასის დინება მილებსა და კორპუსის კედელს შორის მცირედ მონაწილეობს სითბოს გადატანის პროცესში. სითბოს გადატანის პროცესის ეფექტურობის გაზრდის მიზნით რეკომენდირებულია თბომცვლელის კორპუსის თბოიზოლაცია.

სითბოგაცემის კოეფიციენტის ანგარიში :

$$\alpha_l = \frac{Nu_{0,AW}\lambda_\alpha}{\frac{\pi}{2}d_\alpha} k \quad (4.28)$$

სადაც $k = (Pr/Pr_W)^{0,25}$ როდესაც $Pr/Pr_W > 1$

$k = (Pr/Pr_W)^{0,11}$ როდესაც $Pr/Pr_W < 1$.

სითბოსგადაცემა „სხივში“ განთავსებული მილების შიგა ზედაპირებიდან წყალზე.

ტურბულენტური ნაკადისათვის $Re \geq 10^4$ [146]:

$$Nu_m = \frac{\varepsilon/8RePr}{1+12,7\sqrt{\varepsilon/8}(Pr^{2/3}-1)} \left[I + \left(\frac{d_\alpha^{2/3}}{L} \right) \right] \quad (4.29)$$

სადაც

$$\varepsilon = (1,8 \log_{10} Re - 1,5)^{-2} \quad (4.30)$$

სითბოსგადაცემის კოეფიციენტი და რეინოლდსის კრიტერიუმი შესაბამისად გამოითვლება :

$$\alpha_l = \frac{Nu_m \lambda_W}{d_\alpha} k' ; \quad Re = \frac{W_W d_\alpha}{V_\nu} \quad (4.31), (4.32)$$

სადაც $k' = (Pr/Pr_W)^{0,11}$

სითბოგადაცემის კოეფიციენტი გაუწიბოებელი თბომცვლელისათვის :

$$k = \frac{l}{l/\alpha_1 + \delta/\lambda_r + l/\alpha_2} \quad (4.33)$$

სადაც δ - მილის კედლის სისქეა, $\delta = 0,002 \div 0,006$ მ.

λ_r - მილის მასალის სითბოგამტარობის კოეფიციენტი, ვტ/მ·K ;

ზედაპირის გაწიბოვნების შემთხვევაში (თბომცვლელის მეორე კონსტრუქცია) სითბოსგადაცემის კოეფიციენტს ვპოულობთ :

$$k_2 = \left[\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta F_{\text{თბ}}}{\lambda F_{\text{გ}}} + \frac{1}{\alpha_x \frac{F_{\text{თბ}}}{F_{\text{გ}}}} \right]^{-1} \quad (4.34)$$

სადაც $F_{\text{გ}}$ და $F_{\text{თბ}}$ - თბომცვლელის ცივი და თბილი მხრიდან სითბოს გადაცემის ფართობია.

თბომცვლელის ზედაპირის ფართობი:

$$F = Q / (k\psi\Delta T_m) \quad (4.35)$$

სადაც ψ - შემასწორებელი კოეფიციენტი, რომელიც დამოკიდებულია სითბოგადამტანის მოძრაობის სქემაზე. სითბოგადამტანის მოძრაობის ყოველი სქემისათვის შემასწორებელი კოეფიციენტი ψ წარმოადგენს თბოგადამტანის შემავალი და გამომავალი ტემპერატურების რთულ ფუნქციას. უკუდინებისათვის $\psi = 1$, მოძრაობის ყველა სხვა სახისათვის ის განისაზღვრება დამხმარე პარამეტრებზე (P,R) დამოკიდებულების გრაფიკების მიხედვით [53,54].

სითბოს გადატანის ანგარიში კომპაქტურ მილ-წიბოვან თბომცვლელში (მესამე კონსტრუქცია)

ამ სახის თბომცვლელის სრული დასახელება არის - კომპაქტური მილ-წიბოვანი გადაჯვარადინებულ - ზუსტი თბომცვლელი აპარატი. პირველი მახასიათებელი „კომპაქტური“ აღწერს ამ ტიპის თბომცვლელების ერთ-ერთ უნიკალურ თვისებას - 1მ^3 მოცულობაზე მოსულ თბოცვლის მაღალ კუთრ ფართობს, ეს სიდიდე იცვლება 500 -დან 5000 $\text{მ}^2/\text{მ}^3$ - მდე დიაპაზონში, რისი მიღწევაც შეუძლებელია სხვა ტიპის თბომცვლელებში.

მახასიათებელი „მილ-წიბოვანი“ აღწერს თბოცვლის იმ ზედაპირის ტიპს, რომლისგანაც იქმნება თბომცვლელის კონსტრუქცია. მილ-წიბოვანი თბური აპარატი შედგება მილების სისტემისაგან, რომლებიც შეხების ზედაპირის გაზრდის მიზნით დაფარული არიან სპეციალური წიბოებით. თბოცვლის ზედაპირი შედგება გოფრირებული წიბოების მქონე ფირფიტებისაგან.

მახასიათებელი „გადაჯვარადინებულ - ზუსტი“ აღწერს თბომცვლელში სითბოგადამტანების ურთირთდინების სხვადასხვაობას ნაკადის დინების მიხედვით.

თბური მახასიათებლების ანგარიში გლუვი სამკუთხა გაწიბოვნებისათვის მილოვანი თბომცვლელის ანგარიშის ანალოგიურია:

$$Nu = 0,0215Re^{0,8}Pr^{0,6}\psi_m\varepsilon_m \quad , \quad (4.36)$$

სადაც

$$\varepsilon_m = \frac{l^{-2}-328\bar{l}}{l^{-2}-356\bar{l}+200}, \quad \text{როცა } l=20\dots 70$$

$$\varepsilon_m = l, \quad \text{თუ } \bar{l} > 100 \quad (4.37)$$

$\psi_m = (T)^{-0,5}$ - გახურება,

$\psi_m = 1$ - გაცივება,

a, b - სამკუთხა არხის სიმაღლე და ფუძეა,

$\bar{l} = L/d$, არხის ფარდობითი სიგრძეა,

$\bar{T} = T_{საშ.} / T_{ს.}$ - ტემპერატურული ფაქტორია,

ε_{ϕ} - შესწორებაა განივი კვეთის ფორმაზე;

$\varepsilon_{\Delta} \varepsilon_m$ - შესწორებაა არხის სიღრმეზე ლამინარული და ტურბულენტური რეჟიმებისათვის,

ψ_m - შესწორებაა თერმოფიზიკური თვისებების არაერთგვაროვნებაზე [139].

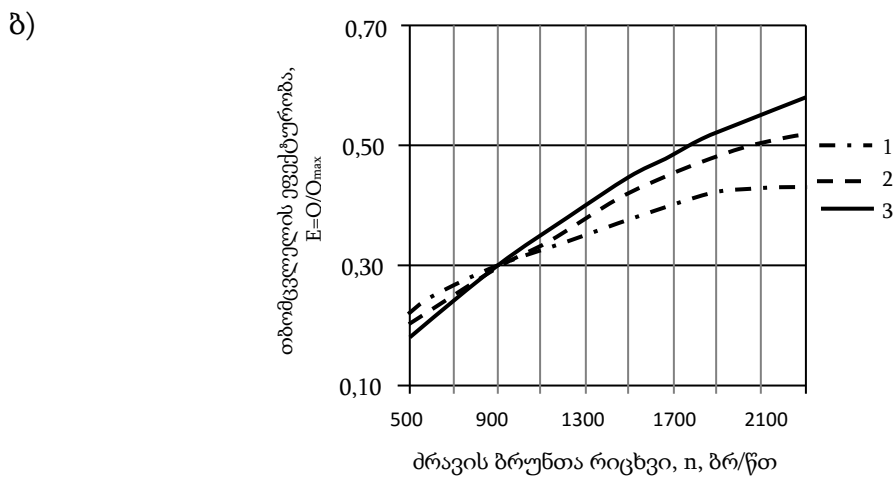
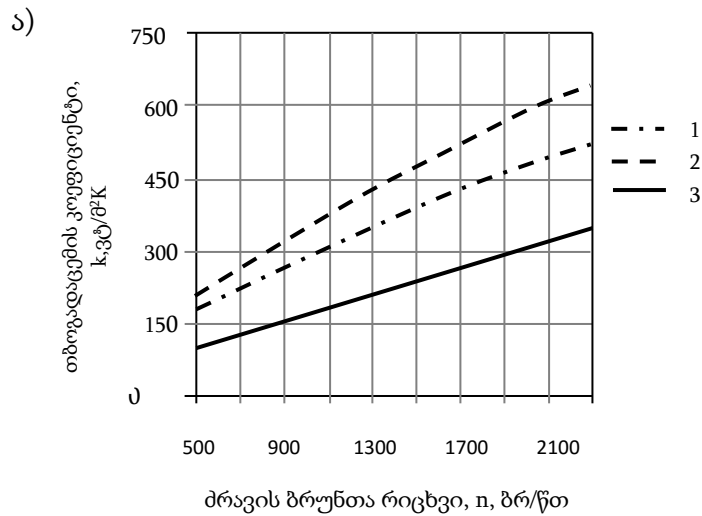
ანგარიშის შედეგების შედარებითი ანალიზი

თბომცვლელების კონსტრუქციული პარამეტრების ანგარიში ტარდება Excel - ის და MatCad - ის დახმარებით. ანგარიშის შედეგების შედარებითი ანალიზი წარმოდგენილია გრაფიკების ფორმით (ნახ. 4.4).

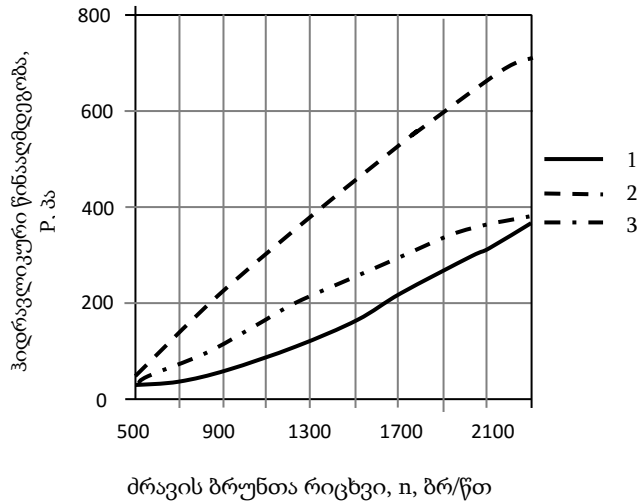
ნახ.4.4 - ის (ა) პოზიციაზე წარმოდგენილი მრუდები გვიჩვენებს თბოგადაცემის კოეფიციენტის დამოკიდებულებას შიგაწვის ძრავის ბრუნთა რიცხვებზე სხვადასხვა კონსტრუქციის თბომცვლელისთვის.

გრაფიკებიდან ჩანს, რომ თბოგადაცემის ყველაზე დიდი კოეფიციენტით ხასიათდება მეორე კონსტრუქციის თბომცვლელი - გაწიბოვნებული მილების „სხივი“. მილების გაწიბოვნების და შიგა ტიხრების არსებობის გამო ამ ტიპის თბომცვლელის გამოყენება შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გახების სითბოს უტილიზაციის მიზნით იძლევა სითბოგადაცემის პროცესის მაღალი ინტენსივობით

განხორციელების საშუალებას. რამდენადმე მცირე სითბოგადაცემის კოეფიციენტით ხასიათდება თბომცვლელი, რომელიც შესრულებულია მილების „სხივის“ სახით (პირველი ვარიანტი), თუმცა ის აჭარბებს კოეფიციენტის მნიშვნელობას მესამე კონსტრუქციისათვის (კომპაქტური მილწიბოვანი თბომცვლელი). ეს უკავშირდება მილების გეომეტრიას და როგორც ძრავის ნამუშევარი გაზების ნაკადის თბომცვლელის მილებზე უფრო მჭიდროდ გარსდენის და მისი ნაწილობრივი ტურბულიზაციის შედეგს.



ბ)



ნახ.4.4. თბომცველების თერმო - ფიზიკური თვისებების შედარებითი დიაგრამები:

1 - მილების „სხივი“; 2 - გაწიბოვნებული მილების „სხივი“; 3 - კომპაქტური მოლწიბოვანი თბომცველი.

ყველაზე მცირე სითბოგადაცემის კოეფიციენტი აქვს მესამე კონსტრუქციას, რადგანაც ამ კონსტრუქციაში არ გვაქვს თბური ნაკადის დამატებითი ტურბულიზატორები, რაც საჭიროა თბომცველში იმ ჰიდრავლიკური დანაკარგების შესამცირებლად, რომლების იწვევენ ძრავის სიმძლავრის შემცირებას. მაგრამ სითბოგადაცემის გაზრდილი ფართობის გამო მესამე კონსტრუქციას ახასიათებს თბომცველის პროცესის მაღალი ეფექტურობა (ნახ.4.4, ბ).

თბომცველის ეფექტურობის ფიზიკური არსში იგულისხმება მასში გამავალი ნამუშევარი ცხელი გაზებისაგან გაცემული თბური ნაკადის ფარდობა (პროცენტებში ან წილებში) მთლიან (მაქსიმალურ) თბურ ნაკადთან რომელსაც ნამუშევარი გაზი ფლობს. პირველი კონსტრუქციის (მილების „სხივი“) თბომცველის ეფექტურობა საკმაოდ მაღალია, მაგრამ ძრავის ნომინალურ რჟიმებზე მუშაობის დიაპაზონში ეს კონსტრუქცია ეფექტურობის თვალსაზრისით ჩამორჩება სხვა ორს. მეორე კონსტრუქციის თბომცველის ეფექტურობა მხოლოდ რამდენადმე ჩამორჩება მესამე კონსტრუქციისას. მაგრამ გაწიბოვნებულ მილებიანი თბომცველი ხასიათდება დიდი ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობით (ნახ.4.4, გ), რაც იწვევს ძრავის ეფექტური სიმძლავრის კარგვას. როგორც გრაფიკებიდან ჩანს, სხვა ორი კონსტრუქციის ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობა, 1,6 - ჯერ და მეტადაა შემცირებული.

ანგარიშებით მიღებული გათვლების გაანალიზების საფუძველზე შეიძლება გაკეთდეს დასკვნა, რომ ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის უტილიზაციისათვის ოპტიმალურს წარმოადგენს მესამე კონსტრუქციის - კომპაქტური მილ - წიბოვანი თბომცვლელის გამოყენება. მიუხედავად არც თუ ისე მაღალი სითბოგადაცემის კოეფიციენტისა, ეს თბომცვლელი, თბოცვლის დიდი ფართობის გამო ხასიათდება მაღალი ეფექტურობით. სწორ და თანაბარ ზედაპირიანი (ტურბულიზატორების გარეშე) არხები იძლევიან ჰიდრავლიკური დანაკარგების და შესაბამისად ძრავის გამომშვებ მაგისტრალში წნევის დანაკარგების მაქსიმალურად შემცირების საშუალებას.

4.3. თბოგადაცემის მათემატიკური მოდელი კომპაქტურ მილწიბოვან თბომცვლელში

სხვადასხვა კომპაქტური ფირფიტოვანი და მილ - წიბოვანი კონსტრუქციების მქონე თბომცვლელები საკმაოდ არის გამოკვლეული და ზოგი მათგანი კიდევაც გამოიყენება თბომცვლელ მოწყობილობებში. ამიტომ კომპაქტურ მილ-წიბოვან თბომცვლელში მიმდინარე პროცესების თეორიული ანალიზისათვის საკმაო სიზუსტით შეიძლება იყოს გამოყენებული აკადემიკოს ავთანდილ ჭიჭინაძის მიერ [139] შემოთავაზებული მათემატიკური მოდელი. ეს მოდელი აღწერს სითბოს გადატანის პროცესს ვენტლიააციის და კონდიციონირების სისტემებში გამოყენებულ კომპაქტურ მილ - წიბოვან „გაზი - სითხე“ ტიპის თბომცვლელში:

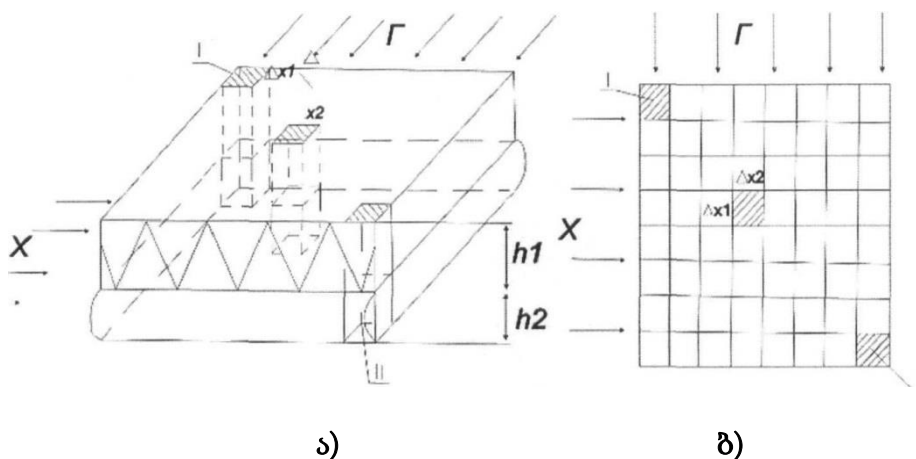
$$\rho_1 \left(w_{x1} \frac{\partial i_1}{\partial x_1} + w_{y1} \frac{\partial i_1}{\partial y_1} \right) = \frac{\partial}{\partial y_1} \left(\frac{\lambda_1}{c_{p1}} \frac{\partial i_1}{\partial y_1} \right). \quad (4.38)$$

$$\rho_2 \left(w_{x2} \frac{\partial i_2}{\partial x_2} + w_{y2} \frac{\partial i_2}{\partial y_2} \right) = \frac{\partial}{\partial y_2} \left(\frac{\lambda_{I2}}{c_{p2}} \frac{\partial i_2}{\partial y_2} \right) \quad (4.39)$$

$$-\frac{\lambda_I}{c_{pI}} \frac{\partial i_I}{\partial y_I} = -\frac{\lambda_2}{c_{p2}} \frac{\partial i_2}{\partial y_2} \quad (4.40)$$

სადაც ინდექსი 1 ეკუთვნის ცხელ (ნამუშევარი გაზები), ხოლო 2 ცივ (სითხე) სითბოსგადამტანებს. პირველი ორი განტოლების ფიზიკური არსი შემდეგში მდგომარეობს : სითბოსგადამტანის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა (მარცხენა ნაწილი), ტოლია სითბოს იმ რაოდენობის, რომელიც თბოცვლის პროცესში მიეწოდება მიღოვან კედლებს (მარჯვენა ნაწილი). მესამე განტოლებით კი იგულისხმება, რომ ცხელი სითბოსგადამტანის თბური ნაკადი მილის გარე კედელზე (მარცხენა ნაწილი) ტოლია იმ თბური ნაკადის, რომელიც მილის შიგა კედლიდან მიეწოდება ცივ სითბოსგადამტანს.

განტოლებების ძალიან მარტივ სახეზე დაყვანის თავისებურება იმაში მდგომარეობს, რომ თბოსგადამტანებში მიმდინარე ყველა თბოცვლითი პროცესი ჩართულია ენტალპიის პარამეტრში i და ამიტომ იმყოფებიან წარმოებულის ნიშნის ქვეშ. ეს კი ნიშნავს, რომ ყოველ ელემენტარულ უბანზე თბოსგადაცემის აღნიშნული განტოლებათა სისტემასთან ერთად საჭიროა შედგეს და ამოიხსნას იმ განტოლებათა სისტემა, რომლებიც აღწერენ სითბოს და მასის ცვლას სითბოსგადამტანებში. საჭიროა განსაკუთრებით აღინიშნოს, რომ განტოლებათა სისტემა (4.38) ÷ (4.40) ფაქტიურად აღწერს სამგანზომილებიან ამოცანას: კოორდინატები x_1 და x_2 აღწერენ ენტალპიის (ტემპერატურის) განაწილებას გაწიბოვებული პაკეტის სიგრძეზე და სიგანეზე, ხოლო კოორდინატები y_1 და y_2 - ენტალპიის ცვლილებას თბოსგადამტანების სასაზღვრო შრის ფარგლებში, ანუ თბოცვლის არხების განივ კვეთში [139].



ნახ.4.5. ლოკალური თბოსგადაცემის საანგარიშო ორგანზომილებიანი მოდელი:

ა) - საანგარიშო ელემენტი, ბ) - საანგარიშო სქემა, h_1 - გაწიბოვებული პაკეტი ცხელი სითბოგადამტანისათვის; h_2 - ცივი სითბოგადამტანის მილი; Δx_1 , Δx_2 - საანგარიშო სითბოგადამცემი ელემენტი; I - პირველი საანგარიშო ელემენტი;

II - ბოლო საანგარიშო ელემენტი.

მასის ცვლილების პროცესების არაერთგვაროვნების და მათი არაწრფივობის გამო ასეთი ამოცანის გადაწყვეტა შეუძლებელია. (4.38) ÷ (4.40) განტოლებათა სისტემის ამოხსნისათვის ყველაზე უფრო მიზანშეწონილი რიცხვითი მეთოდის გამოყენებაა. ამისათვის საჭიროა, რომ dx და dy უსასრულოდ მცირეების ნაცვლად გამოყენებული იყვეს სასრული ელემენტები Δx და Δy , აგრეთვე უწყვეტი ფუნქციები და მათი წარმოებულები შეიცვალოს დისკრეტული განტოლებებით.

გათვლის ალგორითმის მაქსიმალურად გამარტივების მიზნით საჭიროა ფირფიტის ფართობი დაიყოს ელემენტარულ Δx_1 , Δx_2 უბნებად (ნახ.4.5, ბ) ტოლი ბიჯებით თითოეულ კოორდინატზე. გამოთვლების მინიმალური რაოდენობას, რომელიც მოგვცემს მაღალ სიზუსტეს, უზრუნველყოფს 10×10 კვანძისაგან შემდგარი ბადე [23]. უფრო ნაკლები ბიჯით დაყოფა მკვეთრად ზრდის გათვლების მოცულობას და მიზანშეწონილია გამოვიყენოთ მხოლოდ ისეთ შემთხვევებში როდესაც მოითხოვება კვლევების ძალიან მაღალი სიზუსტე.

განხილული მათემატიკური მოდელი საშუალებას იძლევა საკმაოდ ზუსტად აღიწეროს სითბოს გადატანის პროცესი კომპაქტურ მილ - წიბოებიან თბომცვლელში, თუმცა თვით ანგარიში გამოდის საკმაოდ შრომატევადი და ამასთან ვერ ითვალისწინებს თბომცვლელის ექსპლუატაციის პირობებს (მაგალითად - წვის პროდუქტების დანალექი შრის სისქე თბოგადამცემის ზედაპირზე). გარდა ამისა, განხილული შემთხვევისათვის (შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების სითბოს უტილიზაცია) არ არის საჭირო ანგარიშის შედეგების ასე მაღალი სიზუსტე. ამიტომ სასურველია უფრო მარტივი მათემატიკური მოდელის მიღება და მის საფუძველზე კომპაქტური მილ - წიბოვანი თბომცვლელის კონსტრუქციული პარამეტრების გათვლის მეთოდის დამუშავება.

4.4. შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების სითბოს უტილიზაციისათვის გამოყენებული კომპაქტური მილწიბოვანი თბომცვლელის ანგარიში

4.4.1. შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების სითბოს უტილიზაციისათვის გამოყენებული კომპაქტური მილწიბოვანი თბომცვლელის ანგარიშის მეთოდика

ჩატარებული კვლევების საფუძველზე დადგინდა სითბოგადატანის პროცესის ძირითადი კანონზომიერებები კომპაქტურ მილ - წიბოვან თბომცვლელში. მიღებული შედეგების საფუძველზე შემოთავაზებულია შიგაწვის ძრავების ნამუშევარი გაზების სითბოს უტილიზაციისათვის გამოყენებულ თბომცვლელში მიმდინარე სითბოს გადატანის პროცესის მახასიათებლების და თბომცვლელის კონსტრუქციული პარამეტრების გათვლის მეთოდика (ნახ.4.6.). ამ მეთოდის მიხედვით შეიძლება გაანგარიშდეს აგრეთვე ის თბომცვლელებიც, რომლებიც გამოიყენებიან ნებისმიერი სახის სათბობზე მომუშავე საქვაბე და საორთქლე დანადგარების სითბოს უტილიზაციისათვის.

1. პირველ ეტაპზე საჭიროა განისაზღვროს ცხელი სითბოგადამტანის თბური ნაკადი, ანუ სითბოს ის რაოდენობა, რომელიც ძრავში ან საქვაბე დანადგარში საწვავის წვის შედეგად ნამუშევარ გაზებთან ერთად გაიბნევა ატმოსფეროში. ძრავში საწვავის წვის შედეგად გამოყოფილი სითბოს ანგარიშის ერთ - ერთი ხერხი მოცემულია I თავში (ფორმულა 1.1).

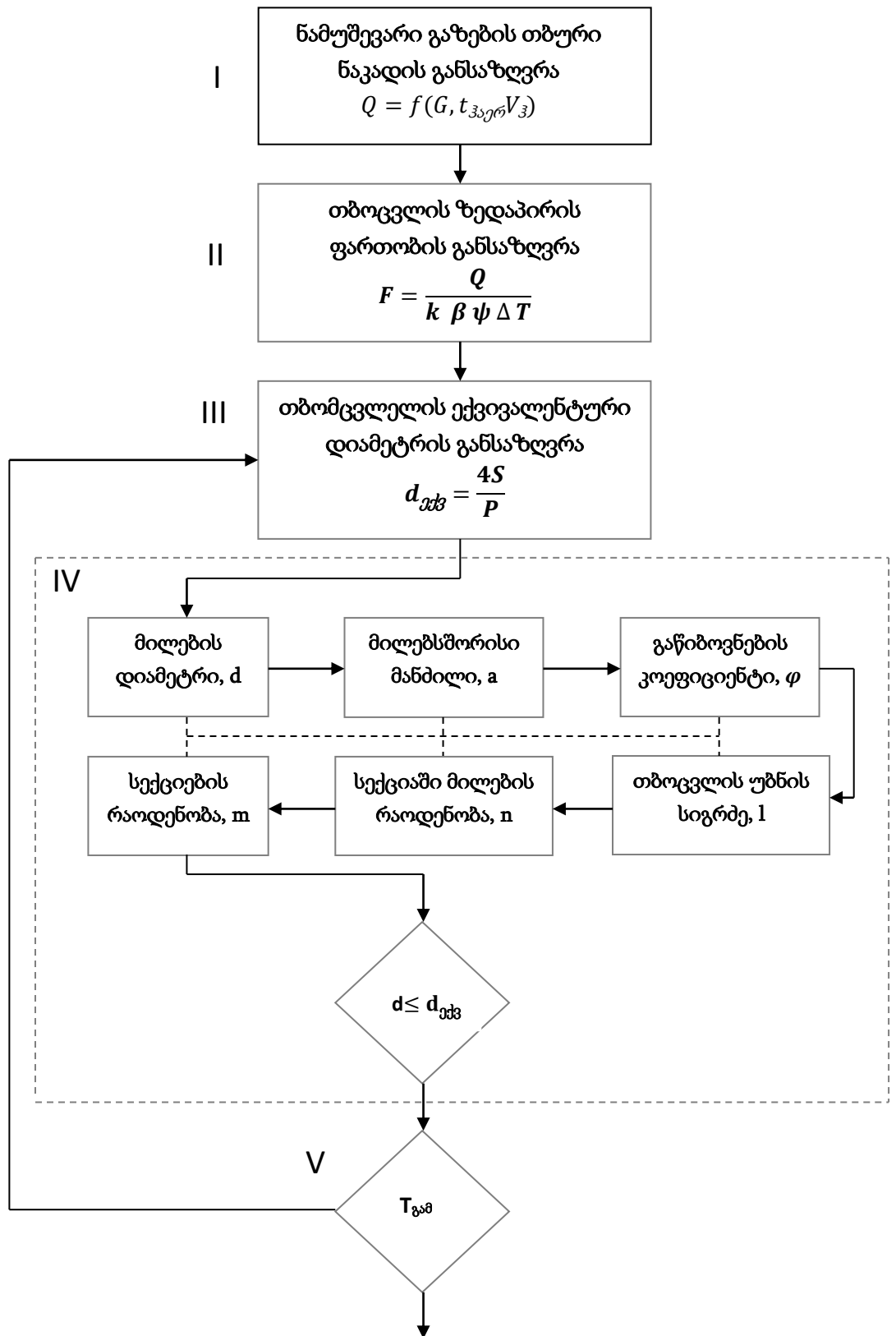
2. მეორე ეტაპზე საჭიროა განისაზღვროს სითბოგადაცემის ის ფართი, რომელიც საჭიროა ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადიდან სითბოს მოთხოვნილი რაოდენობის ასართმევად. ამისათვის გამოიყენება ანგარიშის თბოტექნიკური მეთოდები (განტოლებები 4.24, 4.29).

3. გათვლების მესამე ეტაპზე განისაზღვრება კომპაქტური მილ - წიბოვანი თბომცვლელის ექვივალენტური დიამეტრი. ამასთან ერთად გათვალისწინებული უნდა იყოს ის საექსპლუატაციო პირობები, რომლებიც იწვევენ თბომცვლელის მასოგაბარიტული პარამეტრების შეზღუდვას.

4. მეოთხე ეტაპზე განისაზღვრება თბომცვლელის ექვის კონსტრუქციული პარამეტრი - მილების დიამეტრი, მანძილები მათ შორის, გაწიბოვნების

კოეფიციენტი, თბოცვლის უბნის სიგრძე, მიღების რაოდენობა ერთ სექციაში და სექციების რაოდენობა კომპაქტურ მილ - წიბოებიან თბომცვლელში. თუ შერჩეული მნიშვნელობები დააკმაყოფილებენ პიობას $d \leq d_{\text{კვ}}$, შესაძლებელია გათვლის შემდეგ ეტაპზე გადასვლა, წინააღმდეგ შემთხვევაში უნდა მოხდეს განსახილველი სიდიდეების ხელახალი შერჩევა. ზემოთ აღნიშნული ექვსივე პარამეტრი მეტნაკლებად ერთმანეთზეა დამოკიდებული, და ერთი მათგანის ცვლილებამ შეიძლება გამოიწვიოს სხვა ხუთი პარამეტრების შეცვლა. ამიტომ ანგარიშის მეოთხე ეტაპი ყველაზე რთულია და მისი განხორციელება მოზანშეწონილია მოხდეს კომპიუტერული პროგრამირების ისეთი მეთოდების გამოყენებით, რომელიც მოგვცემს ანგარიშის ავტომატიზირების და გათვლის შედეგების გრაფიკული სახით წარმოდგენის საშუალებას. ანგარიშის მეოთხე ეტაპი წარმოადგენს შიგაწვის ძრავის გამონაბოლქვი გაზების თბური ენერჯის საუტილიზაციო კომპაქტური მილ - წიბოვანი თბომცვლელის კონსტრუქციის ოპტიმიზაციის ეტაპს.

5. გათვლის მეხუთე ეტაპზე ხდება კომპაქტური მილ - წიბოვანი თბომცვლელის ანგარიშით მიღებული კონსტრუქციული პარამეტრების შემოწმება. ამ მიზნით უნდა მოხდეს ცივი სითბოსმატარებლის ტემპერატურის გამოთვლა თბომცვლელიდან გამოსასვლელზე. თუ ტემპერატურის მნიშვნელობა დააკმაყოფილებს მოცემულ პირობებს, ანუ საკმარისია სისტემის მუშაობისათვის, მაშინ ანგარიშით მიღებული თბომცვლელის პარამეტრები მისაღებია, წინააღმდეგ შემთხვევაში ანგარიში, დაწყებული მესამე ეტაპიდან - ექვივალენტური დიამეტრის გათვლით, უნდა ჩატარდეს თავიდან.

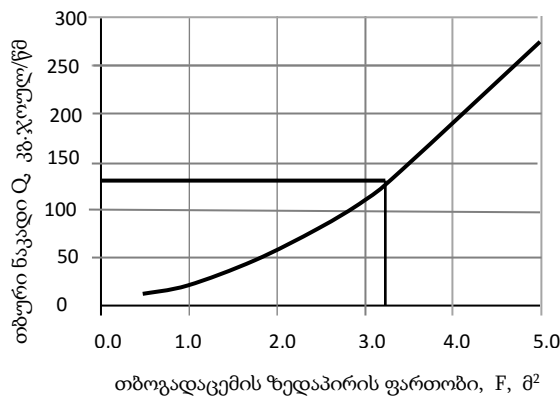


ნახ.4.6. შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერგიის საუტილიზაციო კომპაქტური მილ - წიბოვანი თბომცვლელის გათვლის ალგორითმის სქემა

4.4.2. კომპაქტური მილწიბოვანი თბომცვლელის კონსტრუქციული ზომების განსაზღვრა

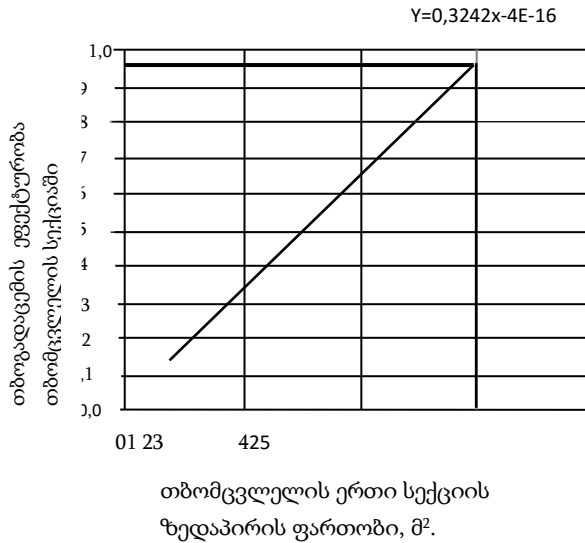
კომპაქტური მილწიბოვანი თბომცვლელის კონსტრუქციული ზომების განსაზღვრის მიზნით ზემოთ შემოთავაზებული მეთოდის მიხედვით ჩატარდა გათვლები, რომელთა შედეგები წარმოდგენილია გრაფიკების სახით.

ნახ.4.7 - ზე წარმოდგენილია თბომცვლელიდან გამომავალი თბური ნაკადის დამოკიდებულება თბოგადაცემის ზედაპირის ფართობზე. ვიცით რა, რომ დიზელზე მომუშავე შიგაწვის ძრავის (ЯМЗ – 238) ნამუშევარი გაზების მაქსიმალურად შესაძლო თბური ნაკადის სიდიდე შეადგენს 138,4 კვ/წმ, სითბოგადაცემის პროცესში გარდაუვალი დანაკარგების გათვალისწინებით, შეიძლება დავასკვნათ, რომ კომპაქტური მილ - წიბოვანი თბომცვლელის თბოცვლის საკმარისი ფართობი უნდა იყოს 3 – 3.5 მ².



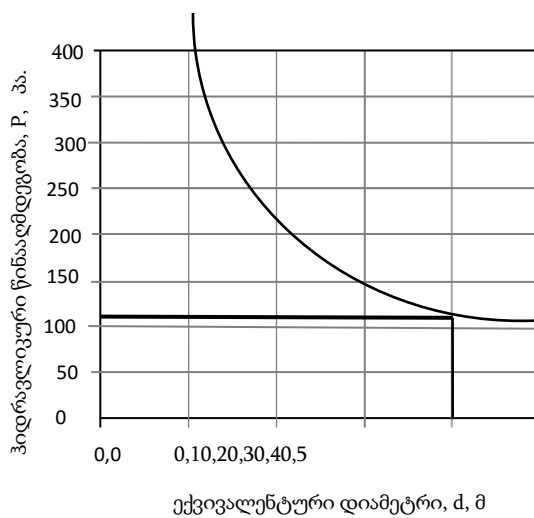
ნახ.4.7. თბომცვლელიდან გამოსასვლელზე თბური ნაკადის დამოკიდებულება თბოგადაცემის ზედაპირის ფართობზე

იგივეს ადასტურებს თბომცვლელში თბოგადაცემის ეფექტურობის დამოკიდებულება თბოცვლის ზედაპირის ფართობზე (ნახ.4.8). თბომცვლელის ეფექტურობა აღწევს მაქსიმალურ მნიშვნელობას $E = 1$, როდესაც თბოცვლის ფართობი $F = 3$ მ².



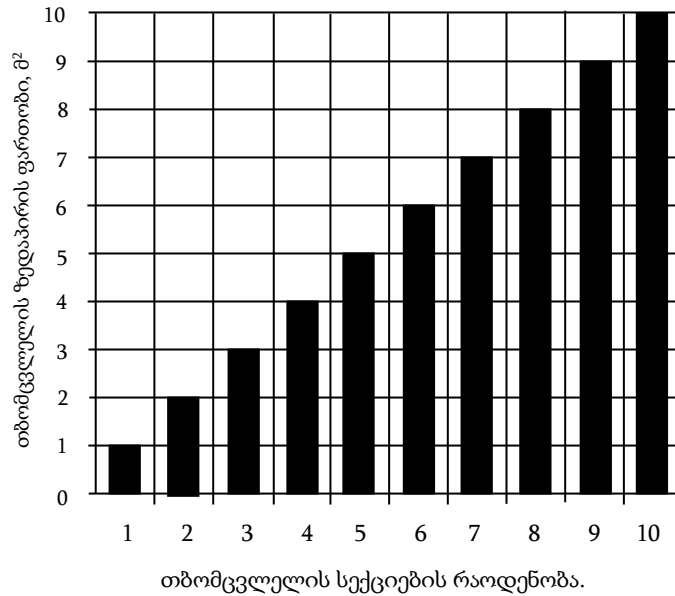
ნახ.4.8. თბომცვლელის თბოგადაცემის ეფექტურობის გავლენა თბოცვლის ზედაპირის ფართობის სიდიდეზე

მაღალი გამავლობის სატვირთო ავტომობილისათვის (KPA3-260, YPAJI- 43400) მისაღებია ისეთი პირობა, როდესაც თბომცვლელის გაბარიტები არ აჭარბებენ შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების გამომშვებ სისტემაში დაყენებული სტანდარტული ხმაურჩამზობი მაყუჩის გაბარიტებს. ამიტომ კომპაქტური მილ - წიბოებიანი თბომცვლელის ექვივალენტური დიამეტრი არ უნდა იყოს 400 მმ - ზე მეტი. ნახაზზე 4.9. მოცემულია თბომცვლელის ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობის ცვალებადობა მისი ექვივალენტური დიამეტრის მიხედვით.

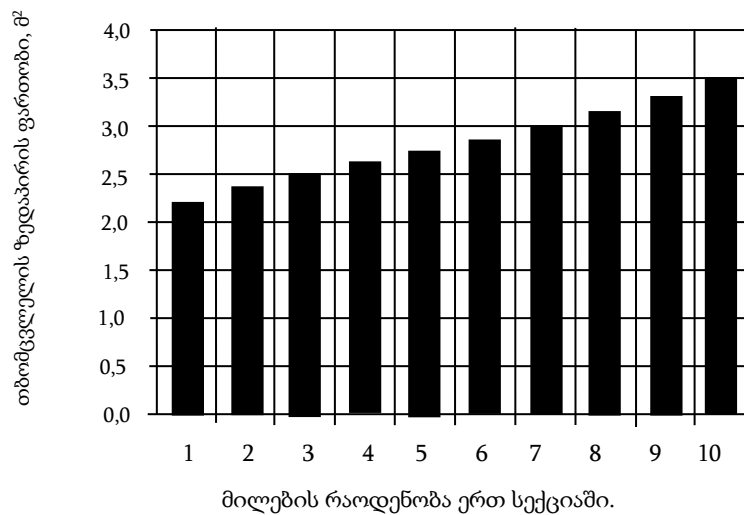


ნახ.4.9. თბომცვლელის ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობის დამოკიდებულება ექვივალენტურ დიამეტრზე

განხილული შემთხვევისათვის, ექვივალენტურ დიამეტრზე მიღებული შეზღუდვების გათვალისწინებით, აგებულია თბოცვლის ფართობის ცვლილების თბომცვლელის სექციების რიცხვზე (ნახ.4.10) და თითოეულ სექციაში მილების რაოდენობაზე (ნახ.4.11) დამოკიდებულების დიაგრამები.



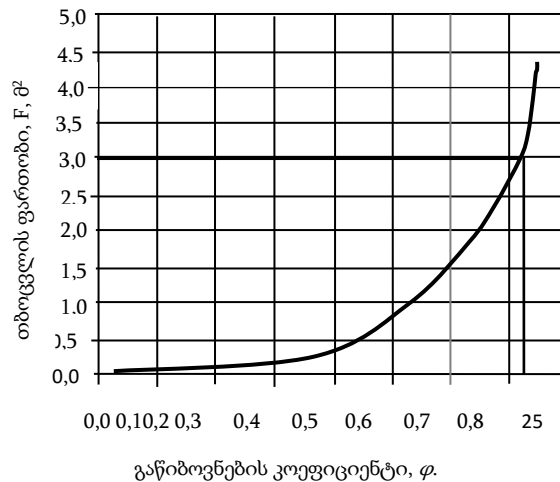
ნახ.4.10. თბოცვლის ფართობის ცვლილების დიაგრამა თბომცვლელის სექციების რაოდენობაზე დამოკიდებულებით



ნახ. 4.11. თბოცვლის ფართობის ცვლილების დიაგრამა თბომცვლელის ერთ სექციაში არსებული მილების რაოდენობაზე

გრაფიკებიდან ჩანს, რომ დიზელის ძრავებში (ЯМЗ – 238) ნამუშევარი გაზების სითბოს უტილიზაციისათვის საჭირო თბომცვლელისათვის სექციების ოპტიმალური რიცხვი ტოლია 3 - ის; მილების ტაოდენობა თითოეულ სექციაში კი ტოლია 7 - ის.

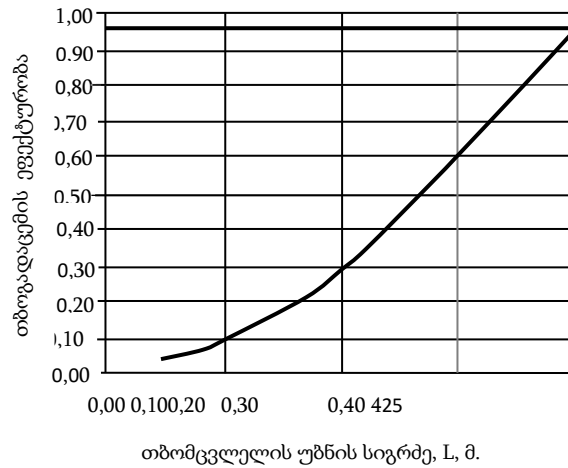
კიდევ ერთი სიდიდე, რომელიც ახასიათებს კომპაქტურ მილ - წიბოებიან თბომცვლელს არის გაწიბოვნების კოეფიციენტი φ (ფორმულა 2.5) . კოეფიციენტი φ ახასიათებს მილის გაწიბოვნებას: თუ ის ტოლია 0-ის, წიბოები არ გვაქვს, თუკი $\varphi \rightarrow 1$, მაშინ მილებზე მოსული ფართობის წილი უმნიშვნელოა. განხილული შემთხვევისათვის ($F = 3 \text{ მ}^2$) გაწიბოვნების კოეფიციენტის ოპტიმალური მნიშვნელობა ტოლია (0,72 ÷ 0.73), ნახ.4.12.



ნახ.4.12. თბოგადაცემის ზედაპირის ფართობის დამოკიდებულება თბომცვლელის გაწიბოვნების კოეფიციენტზე.

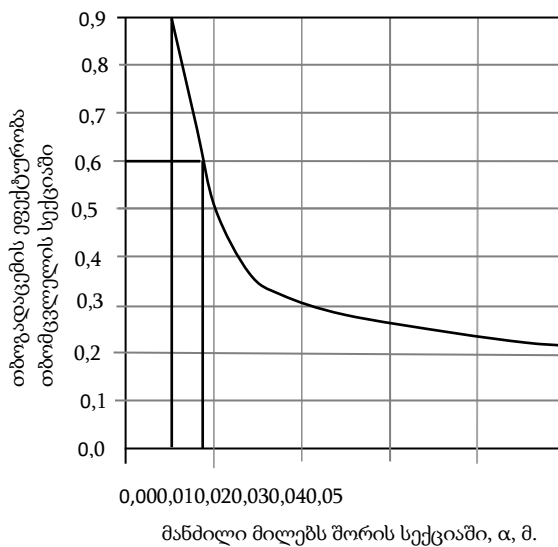
თბომცვლელის თბოგადაცემის ეფექტურობა აგრეთვე დამოკიდებულია თბომცვლის უბნის სიგრძეზე, ანუ სხვა სიტყვებით რომ ვთქვათ, თბომცვლელი სექციის სიმაღლეზე, აგრეთვე მილებს შორის მანძილზე თბომცვლელის სექციაში.

ნახ.4.13 - ზე მოყვანილი გრაფიკიდან ჩანს, თბომცვლელში მაქსიმალურად შესაძლებელი თბური ნაკადის მისაღებად საკმარისია 0,4 მ. სიმაღლის თბომცვლის სექცია, რომელს არ აჭარბებს ექვივალენტური დიამეტრის მილებულ ზომას ($D = 0,4 \text{ მ}$).



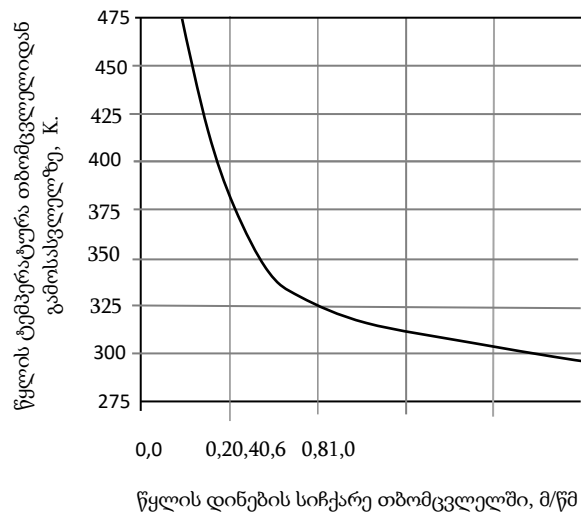
ნახ.4.13. თბომცვლეულში თბოგადაცემის ეფექტურობის დამოკიდებულება თბოცვლის უბნის სიგრძეზე

რაც შეეხება მილებს შორის მანძილებს თბომცვლელის სექციაში, მაქსიმალურად ეფექტური სითბოს გადატანის პროცესის მისაღწევად, ისინი უნდა იყვნენ რაც შეიძლება მინიმალური (ნახ.4.14). მაგრამ მილებს შორის ძალზე მცირე მანძილების არსებობა იწვევს თბომცვლელის ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობის გაზრდას. ამიტომ თბომცვლელის მილებს შორისი მანძილების რეკომენდებული ინტერვალი იცვლება 0,05 - დან 0,08 მმ- მდე ზღვრებში.



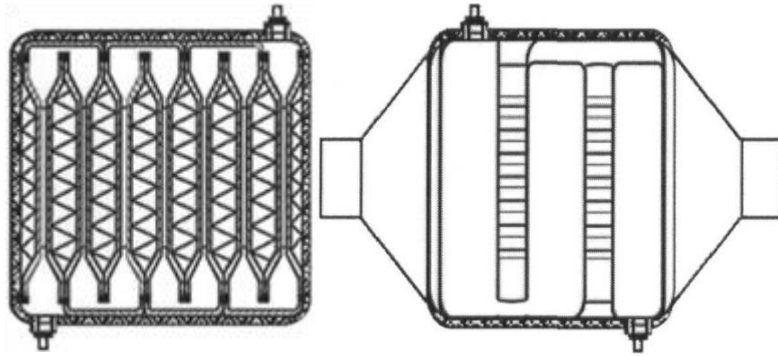
ნახ.4.14. სითბოგადატანის ეფექტურობის დამოკიდებულება მილებს შორის მანძილზე თბომცვლეულში

ЯМЗ – 238 ტიპის დიზელის სათბობზე მომუშავე შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების სითბოს უტილიზაციისათვის გამოყენებული კომპაქტური მილ - წიბოვანი თბომცვლელის გაანგარიშების შედეგების უფრო თვალნათლივ წარმოდგენის მიზნით, ზემოთ გამოთვლილი კონსტრუქციული პარამეტრების გათვალისწინებით, აგებულია თბომცვლელის გამოსასვლელზე წყლის ტემპერატურის მისი დინების სიჩქარეზე დამოკიდებულების გრაფიკი (ნახ.4.15). აშკარაა, რომ ტემპერატურის უფრო მაღალი მნიშვნელობები მდებარეობენ წყლის დაბალი სიჩქარეებით მოძრაობის დიაპაზონში. ამიტომ თუ მოვახდენთ წყლის სიჩქარის რეგულირებას, შეიძლება მივღოთ ტემპერატურა, როდესაც თბომცვლელი სისტემის ეფექტურობა იქნება მაქსიმალური.



ნახ.4.15. თბომცვლელის გამოსასვლელზე წყლის ტემპერატურის დამოკიდებულება მისი დინების სიჩქარეზე

ЯМЗ – 238 ტიპის დიზელის სათბობზე მომუშავე შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების სითბოს უტილიზაციისათვის გამოყენებული კომპაქტური მილ - წიბოვანი თბომცვლელის ოპტიმიზირებული კონსტრუქციის სქემა მოცემულია ნახაზზე 4. 16.



ნახ. 4.16.რავის ნამუშევარი გაზების საუტილიზაციო კომპაქტური მილ -
წიბოვანი თბომცვლელი

4.4.3. თბომცვლელისათვის კონსტრუქციული მასალების შერჩევა

კომპაქტური თბომცვლელისათვის კონსტრუქციულ მასალებს წარმოადგენს ალუმინი, ნახშირბადიანი და უჟანგავი ფოლადები. მასალის შერჩევა ხდება წნევის და ტემპერატურის ზღვრული მნიშვნელობების მიხედვით, აგრეთვე გათვალისწინებული უნდა იყოს მასალის კოროზიისადმი მედეგობა. კოროზიული სითხეების არარსებობის შემთხვევაში ალუმინის მაღალი სითბოგამტარობა უზრუნველყოფს თბომცვლელის ყველაზე დაბალ ღირებულებას. ალუმინის გამოყენება მიზანშეწონილია ტემპერატურის შემდეგ დიაპაზონში - კრიოგენულიდან 250°C - მდე; ნახშირბადიანი ფოლადის - 250 - დან 480°C - მდე; ხოლო უჟანგავი ფოლადის კი 250 - დან 650°C - მდე; მაღალ ტემპერატურებზე და კოროზიის პროცესის არსებობის შემთხვევაში უმჯობესია უჟანგავი ფოლადის გამოყენება [139].

„ბრტყელი წიბო - მილი“ - ს კონსტრუქციის მქონე მილებში საანგარიშო წნევის სიდიდე შეზღუდულია 2000 კპა - ით. ტვიფვრით მიღებული მილების მქონე სპეციალური კონსტრუქციების გამოყენება იძლევა მაღალ წნევებზე მუშაობის საშუალებას. კიდევ უფრო მაღალი წნევა დასაშვები უჟანგავი ფოლადის კონსტრუქციებში.

გარდა ამისა, მასალების შერჩევისას გათვალისწინებული უნდა იყოს საექსპლუატაციო შეზღუდვები. ჩვეულებრივ დარჩილული ალუმინი გამოიყენება მხოლოდ სუფთა არაკოროზიული სითბოგადამტანებისათვის. კონსტრუქციის დაბინძურება სერიოზულად იწვევს ექსპლუატაციის პირობების შეზღუდვას. მაღალეფექტური წიბოების და გამანაწილებელი წიბოების მქონე დარჩილული

ალუმინის დიდი კონსტრუქციების გასუფთავება სითბოსგადამტანების დანალექებისაგან ფაქტიურად შეუძლებელია. მცირე სიღრმის მქონე განივი გარსდინების კონსტრუქციები შეიძლება გაიწმინდოს რამდენიმე მეთოდიდან ერთ - ერთით, ორთქლით წმენდის ჩათვლით, სარეცხი საშუალებებით და გამხსნელებით, რომელთა გამოყენება ხშირია ფოლადის კონსტრუქციებში [139].

ამრიგად, ოპტიმალურ კონსტრუქციულ მასალას შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების არეში მომუშავე კომპაქტური მილ - წიბოვანი თბომცვლელისათვის ნახშირბადიანი ფოლადი წარმოადგენს. ეს მასალა უფრო იაფია უჟანგავ ფოლადთან შედარებით, და გააჩნია საკმაოდ მაღალი ანტიკოროზიული თვისებები ალუმინთან შედარებით.

4.5. კომპაქტური მილწიბოვანი თბომცვლელის, როგორც მაყუჩი - უტილიზატორის გამოყენების პერსპექტივები

თანამედროვე როგორც მსუბუქ ასევე სატვირთო ავტომობილებში შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის უტილიზაციის და მისი შემდგომი სასარგებლო მიზნებისათვის გამოყენების მიზნით არსებობს გამომშვებ სისტემაში კომპაქტური მილ - წიბოვანი თბომცვლელის დაყენების ხელსაყრელი შესაძლებლობა. მისი დაყენება შეიძლება მოხდეს სტანდარტული მაყუჩის ადგილზე იმ პირობით, თუ მოხდება თბომცვლელის მაყუჩ - უტილიზატორის კონსტრუქციამდე დაყვანა. ეს მოგვცემს ძრავის გამომშვებ ტრაქტში დამატებითი ჰიდრავლიკური დანაკარგების შემცირების საშუალებას, აგრეთვე თავიდან აგვაცილებს ნამუშევარი გაზების სითბური ენერჯის ზედმეტ დანაკარგებს მისი თბომცვლელში მოხვედრამდე, რომლის კონსტრუქციული მასა და გაბარიტები არ აჭარბებს საბაზო მანქანის მაყუჩი აგრეგატის გეომეტრიულ პარამეტრებს.

შიგაწვის ძრავი წარმოადგენს საკმაოდ ძლიერი ხმაურის წყაროს. ხმაურში იგულისხმება სხვადასხვა სიხშირის და ამპლიტუდის ბგერითი რხევების

მოუწესრიგებელ (არაჰარმონიულ) შერწყმათა ერთობლივობა. ბგერითი რხევების (ადამიანის ყურით აღქმული) სიხშირე მდებარეობს ინტერვალში $16 \div 20$ ჰერციდან $16 \div 20$ კილოჰერცამდე. სიხშირეების ბგერითი ინტერვალი იყოფა უფრო მცირე: დაბალსიხშირულ - $300 \div 400$ ჰერცი; საშუალოსიხშირულ - $300 \div 400$ - დან $800 \div 1000$ ჰერცამდე; მაღალსიხშირულ $800 \div 1000$ ჰერცზე მეტ ინტერვალებად [20,21,25].

ბგერითი რხევების ყველაზე მეტად გავრცელებულ მახასიათებლებს წარმოადგენს დაწნევა p , ბგერის ინტენსივობა (ძალა) და ინტენსივობის და ბგერითი დაწნევის დონეები.

ბგერის ინტენსივობა/განისაზღვრება როგორც ენერჯის რაოდენობა, რომელიც გადაიტანება ერთეულ დროში რხევის გავრცელების მიმართულების პერპენდიკულარულ ერთეულ ფართობზე. ბგერის სუბიექტური აღქმის დასახასიათებლად მნიშვნელოვანია არა იმდენად ბგერის ინტენსივობის (ანუ ბგერითი დაწნევის) აბსოლუტური მნიშვნელობა, რამდენადაც მისი ფარდობა ზოგიერთ ზღურბლურ მნიშვნელობასთან. ამიტომ შემოღებულია ფარდობითი ინტენსივობის დონის L_j და ბგერითი დაწნევის L_p ცნებები, რომლებიც განისაზღვრებიან შემდეგი ფორმულებით:

$$L_j = 10 \lg(J/J_0) \quad (4.41)$$

$$L_p = 20 \lg(p/p_0) \quad (4.42)$$

სადაც L_j და L_p - ფარდობითი დონეებია დეციბელებში;

J და p - ბგერის ინტენსივობის და დაწნევის მიმდინარე მნიშვნელობებია, ვტ/მ² და პა ; J_0 და p_0 - ბგერის ინტენსივობის და დაწნევის ის მნიშვნელობებია რომლებიც შეესაბამებიან სმენადობის ზღურბლს 1000 ჰერც სიხშირეზე ($J_0=10^{-12}$ ვტ/მ²; $p_0=2 \cdot 10^{-5}$ პა).

1000 ჰც. სიხშირის რხევის ბგერითი დაწნევა, რომელიც მიახლოებით უდრის 63 პასკალს, ადამიანის ყურის მიერ აღიქმება ტკივილის შეგრძნების სახით (ტკივილის შეგრძნების ზღურბლი). ბგერის ინტენსივობის დონის მთელი დიაპაზონი, რომელიც მდებარეობს შეგრძნების ზღურბლებს შორის, 1000 ჰც.სიხშირეზე შეადგენს 130 დეციბელს. ზღურბლური დონეების და დაწნევის მნიშვნელობები, აღქმის სუბიექტურობის გამო, რხევების სხვა სიხშირეებზე განსხვავდებიან შესაბამისი მნიშვნელობებისაგან 1000 ჰერც სიხშირესთან შედარებით.

იმ სიხშირეთა ერთობლივობას, რომლებიც შეადგენენ ხმაურს, უწოდებენ ხმაურის სპექტრს. ბგერითი სიხშირეების მთელ დიაპაზონს ჰყოფენ სიხშირეების ზოლებად - ოქტავებად. ოქტავა ეწოდება სიხშირეთა ზოლს, რომელსაც აქვს 2 - ჯერ მეტი ზედა ზღვარი ქვედასთან შედარებით. ხმაურის ზემოქმედება მთელ ბგერით დიაპაზონში ხასიათდება ხმაურის საერთო დონის სიდიდით

$$L_{საერ} = 10 \lg \sum_i^n 10^{0,1L_i} \quad (4.43)$$

სადაც L_i - ხმაურის დონეა პირველ სიხშირით ზოლში.

შიგაწვის ძრავის ხმაურის დონემ შეიძლება მიაღწიოს 120 დეციბელს. ხმაურის წყაროებს წარმოადგენენ ძრავის კვანძები და აგრეგატები, ასევე გაზოდინამიკური (ჰიდრავლიკური) პროცესები. ხმაურის წყაროები იყოფიან მექანიკური და გაზოდინამიკური (ჰიდრავლიკური) წარმოშობის წყაროებად.

მექანიკური წარმოშობის ხმაური წარმოიშვება მექანიზმებისა და მოწყობილობების როგორც მბრუნავი, ასევე სხვა მოძრავი ნაწილების შეუწონასწორებლობის და გარდამავალ რეჟიმებზე ინერციის ძალების და მოენტების წარმოქმნის გამო, აგრეთვე შეერთებებში დეტალების ურთიერთ ცემის შედეგად და ა.შ.

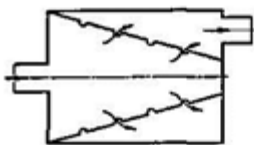
გაზოდინამიკური ხმაურის წარმოშობის მიზეზი არის ის შემფოთებები, რომლებიც მოგვევლინებიან მექანიზმებში და მილსადენებში სხეულებზე გარსდინებისას გაზისმაგვარი და თხევადი მასების მოძრაობის პროცესში და საწვავის წვის დროს.

გარემოსათვის ხმაურის გადაცემა ხდება შიგაწვის ძრავის გარე ზედაპირებიდან ვიბრაციების და რხევების სახით, ჰაერის და გაზების ნაკადების რხევებით შესასვლელზე და გამოსასვლელზე. ხმაურის სპექტრის ყველაზე უფრო ინტენსიური მდგენელები გვხვდებიან დაბალი და საშუალო სიხშირეების დიაპაზონში და არიან მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის და ძრავის ცილინდრების რაოდენობის ჯერადი. ძრავის დეტალების რხევები ხდება ან იძულებითი ძალის ან კიდევ საკუთარი რხევების (ძალის მცირე დროით ზემოქმედებისას) სიხშირეების მიხედვით. ამიტომ მექანიკური ხმაურის სპექტრის საშუალო და მაღალი სიხშირეების არეში აგრეთვე გვაქვს საკუთარი რხევების ნაკლებად ინტენსიური მდგენელი. პროცესების პერიოდულობის გამო (მილსადენებში და ცილინდრებში) გაზოდინამიკურ ხმაურს

აქვს დაწნევის რხევების მდგენელები დაბალი და საშუალო რხევით დიაპაზონში და გრიგალური წარმოშობის მაღალსიხშირული მდგენელი (გაზგანაწილების ორგანოებში, დამჭირხნების და ტურბინების მუშა ნაწილებში).

ხმაურის საერთო დონის და სიხშირეთა ზოლებში დონეების გაზომვა უნდა მოხდეს რამდენიმე ადგილას, 1 მეტრის დაშორებით ხმაურგამომცემი ზედაპირებიდან. ხმაურის დონის წერტილების რაოდენობის დადგენა მოხდება შიგაწვის ძრავის ტიპის და გაბარიტული ზომების მიხედვით. გაზომვის წერტილების რაოდენობა უნდა იყოს არანაკლებ ხუთისა: ოთხი წერტილი - ძრავის კონტურის გასწვრივ ჰორიზონტალურ სიბრტყეში და ერთიც ძრავის ზემოთ. აეროდინამიკური ხმაურის დონის გაზომვა ხდება ძრავში ჰაერის შეშვების და ნამუშევარი გაზების გამოსვლის ხვრელებიდან 0,25 მ - ის დაშორებით. ხმაურის დონის შეფასება, მისი მოქმედ ნორმატივებთან შედარების თვალსაზრისით, ხდება გაზომვის ყველა წერტილებიდან მიღებული მაქსიმალური დონის მიხედვით. ხმაურის დონეს ამცირებენ შიგაწვის ძრავის ხმაურჩამხშობი მასალისაგან დამზადებული კარკასით დახურვით, კონსტრუქციული გადაწყვეტების საშუალებით, საწვავის წვის პროცესზე ზემოქმედებით, მაყუჩის დაყენებით.

ნამუშევარი გაზების ხმაურის შემცირებას ახდენენ მაყუჩის საშუალებით. მოქმედების პრინციპის მიხედვით მაყუჩები არიან აქტიური და რეაქტიული ტიპის. აქტიურ მაყუჩებში ბგერითი ენერგია ტალღის წინააღმდეგობებში (ბადე, პერფორირებული ფურცელი, ხმაურჩამხშობი მასალები) გავლის შემდეგ გარდაიქმნება თბურ ენერგიად. ნახ.4.17,ა - ზე ნაჩვენები მაყუჩის ეფექტურობა უფრო მეტია ნახ.4.17,ბ - ზე ნაჩვენებ მაყუჩთან შედარებით, მაგრამ ამასთან პირველი მაყუჩის წინააღმდეგობაც მეტია მეორისაზე [118].



ა



ბ

ნახ. 4.17. აქტიური მაყუჩის სქემა :

ა) - პერფორირებული კორპუსით; ბ) - ხმაურჩამხშობი მასალით.

რეაქტიული მაცუჩი წარმოადგენს გამაფართოებელ საკანს (ნახ. 4.18, ა), ან რეზონანსული საკნების რიგს (ნახ.4.18, ბ). ასეთ მაცუჩებში გაზის ნაკადის გაფართოების საფუძველზე ხდება რხევის ამპლიტუდის შემცირება [118].



ნახ. 4.18. რეაქტიული მაცუჩის სქემა :

ა) - გამაფართოებელი საკნით; ბ) - რეზონანსული საკნებით.

რეაქტიული მაცუჩები ეფექტურად ახშობენ დაბალსიხშირულ ხმაურს, ხოლო აქტიური - მაღალსიხშირულს. ჩვეულებრივ იყენებენ ორივე სახის მაცუჩების ერთობლივ შერწყმას. აქტიურ ელემენტს წარმოადგენს პერფორირებული მილი, რომლის გარშემო განთავსებულია ხმაურჩამხშობი აქტიური ელემენტი (მინის ბოჭკო, მინერალური ბამბა, პენოპლასტი). აქტიური ელემენტის პარალელურად ჩართულია რეაქტიული მაცუჩი, რომელიც წარმოადგენს სახურავით დახშულ ნახვრეტებიან ტოროიდალური ფორმის საკანს.

მაცუჩის ტიპის შერჩევის დროს ძირითადად ითვალისწინებენ ძალურ დანადგარზე მისი შეთანწყობის შესაძლებლობას, მოთხოვნილ აკუსტიკურ ეფექტურობას, ტექნიკური მომსახურების საჭიროებებს და ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობის დასაშვებ მნიშვნელობას. ნებისმიერი შიგაწვის ძრავისათვის შესაძლებელია საკნის ტიპის ისეთი მაცუჩის ანგარიში და დამზადება, რომელსაც ექნება მოთხოვნილი აკუსტიკური ეფექტურობა და მინიმალური წინააღმდეგობა. მაგრამ ასეთ მაცუჩს შეიძლება გააჩნდეს დიდი გაბარიტული ზომები, რაც გამორიცხავს ძალურ დანადგარზე მისი გამოყენების შესაძლებლობას.

კომბინირებულ მაცუჩებს აქვს მისაღები გაბარიტული ზომები და ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობა. მაღალი ეფექტურობით და მინიმალური ზომებით გამოირჩევა სოლური ტიპის აქტიური მაცუჩი, მაგრამ მას აქვს დიდი ჰიდრავლიკური

წინააღმდეგობა და რთული დასამზადებლად. ხმაურჩამხშობი მასალით აღჭურვილ აქტიურ - რეაქტიულ მაცურებს გამომშვები სისტემის ხმაურის ჩასახშომად იყენებენ იშვიათად, რადგანაც მათში ხდება ჩამხშობი მასალის ფისით დაფარვა, რაც მისი აკუსტიკური ეფექტურობის შემცირებას იწვევს. ასეთი მაცურები პერიოდულად საჭიროებენ ხმაურჩამხშობი ელემენტის გაწმენდას. ამიტომ ძრავის გამომშვები სისტემის ხმაურის ჩამხშობ მოწყობილობად უფრო ხშირად იყენებენ საკნებიან - რეზონანსულ ან პერფორირებული აქტიური ელემენტის მქონე საკნებიან მაცურებს [50].

ძრავის გამომშვები სისტემის ხმაურის ჩამხშობი მაცურის პროექტირების თანამედროვე ტენდენციები გვიჩვენებს ძალოვანი დანადგარის მახასიათებლების და მაცურის გეომეტრიული პარამეტრების მიხედვით მრავალმხრივ ტექნიკურ გადაწყვეტებს.

შიგაწვის ძრავების ხმაურის ჩამხშობი მაცურის კონსტრუირების მეთოდიკა დაფუძნებულია ეგრეთწოდებულ „ოქროს კვეთის“ მეთოდზე [23].

მაცურის გეომეტრიული პარამეტრების ანგარიშის მეთოდიკა ეყრდნობა კონცეფციას რომელიც დაშენებულია ოქროს პროპორციის კანონებსა და ფიბონაჩის რიცხვების რიგის თვისებებზე, რომლებიც, როგორც ცნობილია, წარმოადგენენ ცოცხალი და არაცოცხალი ბუნების (ჩვენი გარემომცველი სამყაროს) ჰარმონიის და სილამაზის კრიტერიუმებს.

ხმაურის მოდერნიზირებული მაცურის შესახებ ჩატარებული კვლევების ანალიზი იძლევა ამ უკანასკნელის შემდეგ უპირატესობებს:

- მისი გეომეტრიული პარამეტრების გათვლის მეთოდიკის მნიშვნელოვან გამარტივებას;
- მაცურის კონსტრუქციის გამარტივებას და მისი მასის შემცირებას;
- შრომის დანახარჯების შემცირებას მაცურის დამზადებასა და აწყობაზე;
- ხმაურის ჩამხშობი მაცურის უფრო სრულყოფილ გაზოდინამიკურ და აკუსტიკურ მახასიათებლებს;
- მაცურების სტანდარტიზაციის და უნიფიკაციის, აგრეთვე მათი ინტეგრაციის შესაძლებლობას ახალი ტექნიკის კონსტრუირების საერთაშორისო სისტემაში [23].

**შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების მაყურ - უტილიზატორის პარამეტრების
ანგარიში**

ზემოთ განხილული მეთოდის და ექსპლუატაციის პირობების გათვალისწინებით ჩატარდა ხმაურის ჩამხშობი მაყურის პარამეტრების ანგარიში. ენერგეტიკული დანადგარის პროტოტიპად აღებული იყო დიზელის საწვავზე მომუშავე ЯМЗ -238 ტიპის შიგაწვის ძრავი.

მექანიკური ხმაურის საერთო დონის გათვლისათვის ყველაზე უნივერსალურ ფორმულას წარმოადგენს [22]:

$$L = 10 \lg n + 5,5 \lg N_e + 55 \quad (4.44)$$

სადაც L – მექანიკური ხმაურის საერთო დონეა, დბ;

n - ძრავის მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვია ბრ/წთ ; N_e - ეფექტური

სიმძლავრეა, ცხ.ძალა.

საკნინი მაყური შედგება გამაფართოებელი საკნებისაგან, რომლებიც ერთმანეთთან შეერთებულია მილსადენებით. მაყური ატარებს ბგერით რხევებს, რომლებიც მდებარეობენ რაღაც f_p სასაზღვრო სიხშირის ქვემოთ, და შთანთქავს რხევებს, რომელთა სიხშირე მეტია სასაზღვრო სიხშირეზე. გამაფართოებელი საკნის მოცულობა (იმ პირობით, რომ საკნის განივი ზომა ნაკლებია თითოეული ჩახშობილი ბგერის ტალღის სიგრძის ნახევარზე) იანგარიშება ფორმულით:

$$V_k = c^2 F_{mp} / (4 f_p^2 l_1 \pi^2) \quad (4.45)$$

სადაც V_k - გამაფართოებელი საკნის მოცულობაა, მ³; F_{mp} – მილსადენის განივი კვეთის ფართობია, მ²; c – ბგერის სიჩქარეა მ/წმ; l_1 – მანძილია უახლოესი შემშვები ან გამომშვები სარქვლიდან (ან ფანჯრიდან) გამაფართოებელ საკნამდე.

გამომშვები სისტემის ხმაურის ჩახშობის სასაზღვრო სიხშირედ იღებენ 100 – 125 ჰერცს, ან საზღვრავენ ფორმულით:

$$f_{rp} = \tau n i / 60 \quad (4.46)$$

სადაც τ - ტაქტიანობის კოეფიციენტი, ჩაბერვის არმქონე ძრავებისათვის

$\tau = 0,5$, დგუმიანი გამოქრევის ტუმბოს და ცენტრიდანული კომპრესორის მქონე ძრავებისათვის $\tau = 1.0$;

n - ჩაბერვის არმქონე ძრავის მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვია, ან გამოქრევის ტუმბოს დგუშის სვლების რიცხვია, ან ცენტრიდანული კომპრესორის ბრუნთა რიცხვია;

i - ჩაბერვის არმქონე ძრავის ცილინდრების რიცხვია, ან გამოქრევის ტუმბოს ფრთების რაოდენობაა, ან ცენტრიდანული კომპრესორის თვლის ნიჩბების რაოდენობაა.

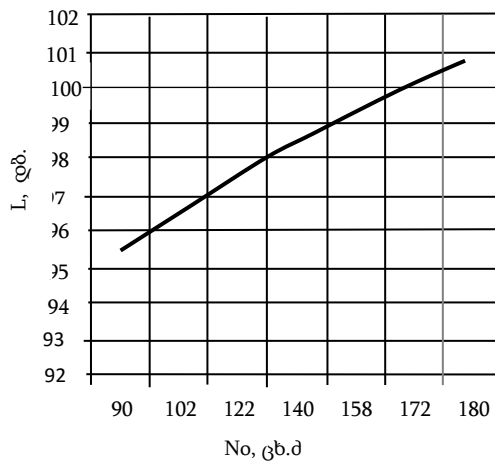
მაყურის შესასვლელის და გამოსასვლელის დიამეტრები შეირჩევა იმ პირობით, რომ ნამუშევარი გაზების ნაკადის საშუალო სიჩქარე იყოს ზღვრებში 60 – 85 მ/წმ. [118].

ანგარიშის საფუძველზე აგებულია დიზელის ძრავის ხმაურის დატვირთვაზე და ბრუნთა რიცხვებზე დამოკიდებულების გრაფიკები (ნახ.4.19, 4.20).

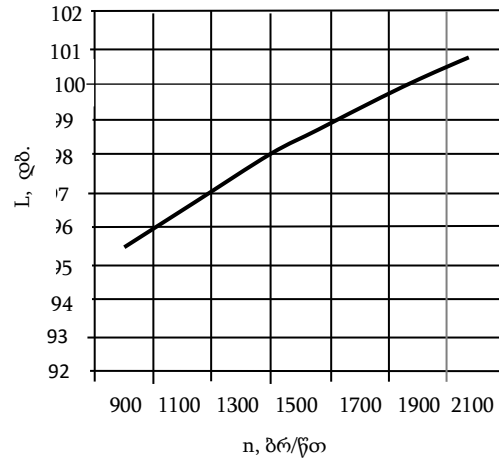
ცხრილი 4.2

მაყურის პარამეტრების ანგარიშის შედეგები

ბრუნთა რიცხვები, წთ ⁻¹	900	1100	1300	1500	1700	1900	2100
ექსპეტური სიმძლავრე, ცხ.ძ.	90	102	122	140	158	172	180
მექანიკური ხმაურის საერთო დონე, დბ.	95	96	97	98	99	100	101

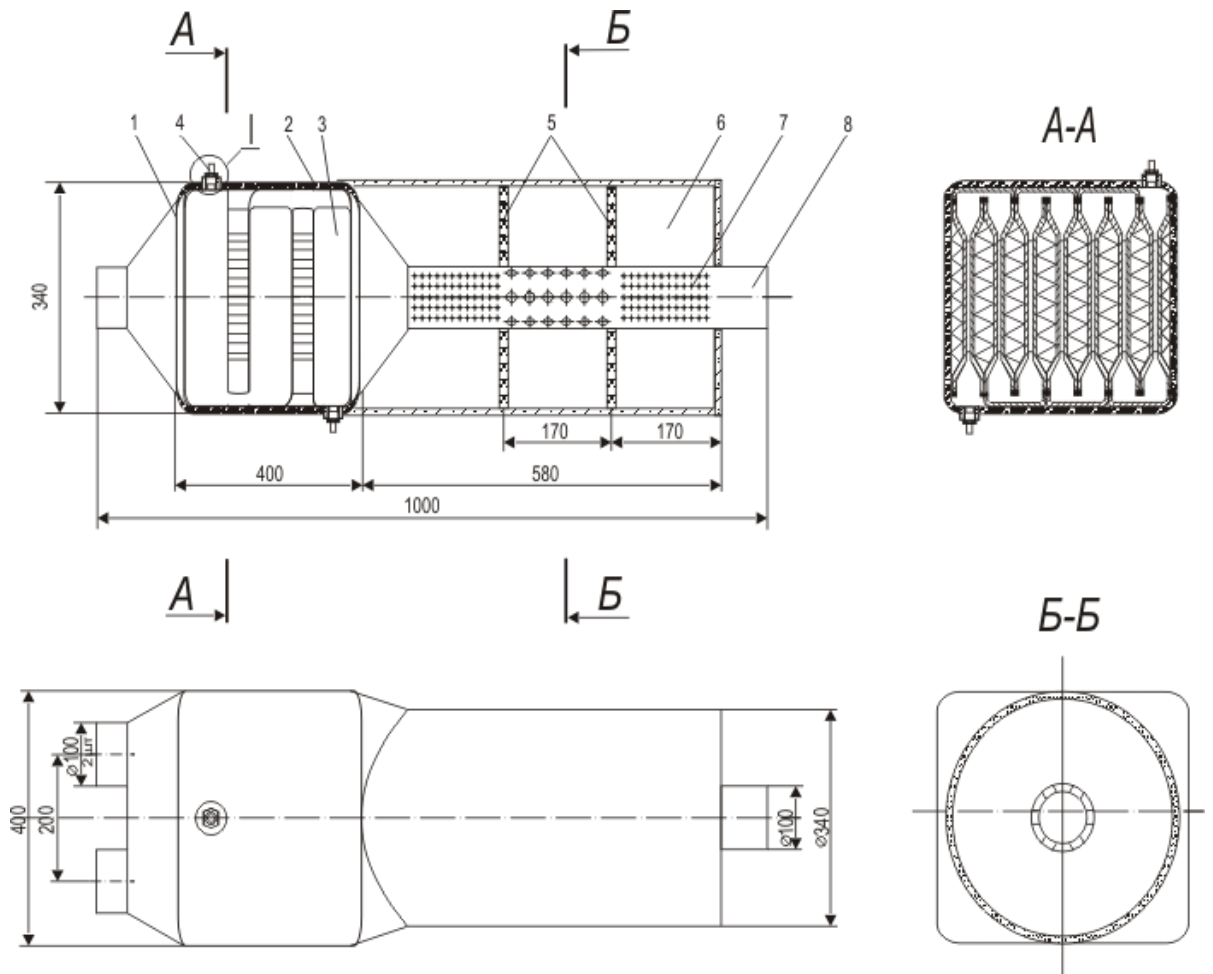


ნახ.4.19. შიგაწვის ძრავის მექანიკური ხმაურის საერთო დონის დამოკიდებულება ექტურ სიმძლავრეზე



ნახ.4.20. შიგაწვის ძრავის მექანიკური ხმაურის საერთო დონის დამოკიდებულება ნთა რიცხვზე

გათვლებით დადგინდა დიზელის ძრავის მაყუჩის კონსტრუქციული პარამეტრები ხმაურის და სიმძლავრითი მახასიათებლების მნიშვნელოვანი ცვილილებების გარეშე. კომპაქტური მილ - წიბოვანი თბომცვლელი შესაძლებელია კონსტრუქციულად დაიხვეწოს მაყუჩ - უტილიზატორის ისეთ დონემდე, რომ შესაძლებელი იყოს მისი გამოყენება სტანდარტული მაყუჩის ნაცვლად (ნახ.4.21).



ნახ.4.21. მაყუჩი - უტილიზატორი

1 - კლავნილა; 2 - თბოიზოლაცია; 3 - ფირფიტოვანი წიბოები; 4 - მილტუჩი; 5 - რეზონატორის ტიხრები; 6 - რეზონატორი; 7 - პერფორაცია; 8 - გამონაბოლქვი გაზების ამრთმევი მილი.

მეოთხე თავის დასკვნები

- ჩატარდა არსებული თბომცველი აპარატების ანალიზი, განხილულია თბომცველების კონსტრუქციული თავისებურებები სითბოგადამტანების თვისებებზე და ექსპლუატაციის პირობებზე დამოკიდებულებით. განისაზღვრა შიგაწვის ძრავში ნამუშევარი გაზების სითბოს უტილიზაციისათვის საჭირო თბომცველის კონსტრუქციული

- თავისებურებები. განხილულია ამ საკითხებზე მომუშავე მეცნიერების - ა.ჭიჭინაძის, ვ.გრუდანოვის, ვ. კრამსკის და სხვების გამოკვლევები.
2. შეირჩა და მათემატიკურად გამოკვლეული იქნა შიგაწვის ძრავში ნამუშევარი გაზების სითბოს უტილიზაციისათვის საჭირო სამი კონსტრუქციის თბომცვლელი - მილების „სხივი“; მილების „სხივი“ გაწიბოვნებით და ტიხრებით; წარმოდგენილია სითბოსგადატანის პროცესის მათემატიკური მოდელი, რომელიც ითვალისწინებს თბომცვლელის კონსტრუქციულ თავისებურებებს. ანალიზის შედეგად განისაზღვრა თერმოფიზიკური მახასიათებლების მიხედვით ოპტიმალური კომპაქტური მილწიბოვანი თბომცვლელი.
 3. შემოთავაზებულია კომპაქტური მილ – წიბოვანი თბომცვლელის გათვლის მეთოდოლოგია, რომლის გამოყენებითაც შეიძლება განისაზღვროს არა მარტო შიგაწვის ძრავების ნამუშევარი გაზების უტილიზატორი თბომცვლელის პარამეტრები, არამედ ნებისმიერი სხვა სახის ენერგეტიკულ დანადგარებში გამოყენებული თბომცვლელების პარამეტრებიც;
 4. კომპაქტური მილ – წიბოვანი თბომცვლელის და ხმაურის ჩამხშობი მაყურის სიმბიოზის გზით მიღებული მაყურ – უტილიზატორის კონსტრუქცია შეიძლება დაყენდეს ძრავის ნამუშევარი გაზების გამომშვებ სტანდარტულ სისტემაში, რაც მოგვცემს დამატებითი ჰიდრაულიკური წინააღმდეგობის შემცირებას ძიგაწვის ძრავის გამომშვებ ტრაქტში, თავიდან აგვაცილებს ნამუშევარი გაზების სითბოს დანაკარგს მათი თბომცვლელში მოხვედრამდე, მისი მასა და გაბარიტული ზომები არ აღემატება საბაზო მოწყობილობისას.

საერთო დასკვნები

1. დასაბუთებულია თბური ენერგეტიკული დანადგარის (მათ შორის შიგაწვის ძრავის) ნამუშევარი გაზების თბური ენერგიის უტილიზაციის მნიშვნელობა და აუცილებლობა. ეს საშუალებას მოგვცემს გავაუმჯობესოთ მანქანა – დანადგარის ეფექტურობა, გავზარდოთ თბური ძრავის სითბური ენერგიის გამოყენების კოეფიციენტი, შევამციროთ ხმაურის დონე და გავაუმჯობესოთ მისი ეკოლოგიური მაჩვენებლები.
2. შიგაწვის ძრავიდან ართმეული, სასარგებლო მუშაობად გარდაუქმნელი თბური ენერგიის დამატებით გამოყენება სამაცივრო აგრეგატების სამუშაო ციკლის განსახორციელებლად ამცირებს ძრავიდან ატმოსფეროში უქმად “გაბნეული” სითბოს რაოდენობას, რასაც შესაბამისად მივყავართ გარე სამყაროს ე.წ. “სითბური ეფექტის” შემცირებამდე.
3. შემოთავაზებულია კომპაქტურ მილ – წიბოვან თბომცვლელში სითბოსგადატანის პროცესის მათემატიკური მოდელი, რომელიც წარმოადგენს დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემას და რომელთა ამოხსნა მოგვცემს თბომცვლელის კონსტრუქციულ პარამეტრებს მუშაობის მოცემული რეჟიმების და ექსპლუატაციის პირობების გათვალისწინებით.
4. სატრანსპორტო საშუალების სალონის კონდიციონერების და გათბობის სისტემის ენერგოეფექტურობის უზრუნველსაყოფად შემოთავაზებულია ძრავის ნამუშევარი გაზების სითბოს ხარჯზე მომუშავე სითბო-სიცივის მისაღები ახალი სისტემა. რეალური სისტემის დამატებითი თეორიულ–ექსპერიმენტული გამოკვლევა საშუალებას მოგვცემს განისაზღვროს დანადგარის ოპტიმალური პარამეტრები.
5. დადასტურდა წამოყენებული წინადადების ადექვატურობა კომპაქტურ მილ – წიბოვან თბომცვლელში თბოგადაცემის ეფექტურობაზე თბოცვლის ზედაპირზე წვის პროდუქტების დანალექი შრის სისქის გავლენის შესახებ. გამოვლინდა, რომ დანალექი შრის სისქე და შემადგენლობა დამოკიდებულია ძრავის დატვირთვაზე, მაშინ როდესაც დანალექის მინიმალური სისქე, და შესაბამისად მისი მინიმალური გავლენა სითბოს გადატანაზე შეინიშნება ძრავის ისეთი დატვირთვის შემთხვევაში რომელიც შეადგენს მაქსიმალური დატვირთვის $25 \div 60 \%$.

6. დადგინდა იმ ფაქტორების გავლენის ხარისხი, რომლებიც მოქმედებენ ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადის სიდიდეზე და განსაზღვრავენ თბოგადაცემის ეფექტურობას თბომცვლეელში. ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადის სიდიდეზე გავლენის ხარისხის მიხედვით ფაქტორები განლაგდნენ შემდეგი თანმიმდევრობით: ძრავის საწვავის ხარჯი, ჰაერის ნაკადის სიჩქარე (მანქანის მოძრაობის სიჩქარე), გარემოს ტემპერატურა.
7. შემოთავაზებულია კომპაქტური მილ – წიბოვანი თბომცვლეელის გათვლის მეთოდოლოგია, რომლის გამოყენებითაც შეიძლება განისაზღვროს არა მარტო შიგაწვის ძრავების ნამუშევარი გაზების უტილიზატორი თბომცვლეელის პარამეტრები, არამედ ნებისმიერი სხვა სახის ენერგეტიკულ დანადგარებში გამოყენებული თბომცვლელების პარამეტრებიც;
8. კომპაქტური მილ – წიბოვანი თბომცვლეელის და ხმაურის ჩამხშობი მაყუჩის სიმბიოზის გზით მიღებული მაყუჩ – უტილიზატორის კონსტრუქცია შეიძლება დაყენდეს ძრავის ნამუშევარი გაზების გამომშვებ სტანდარტულ სისტემაში, რაც მოგვცემს ჰიდრაულიკური წინააღმდეგობის შემცირებას ძიგაწვის ძრავის გამომშვებ ტრაქტში, თავიდან აგვაცილებს ნამუშევარი გაზების სითბოს უქმად დანაკარგს;

გამოყენებული ლიტერატურა

1. მ. ქებურია, რ. თოფურია. სატრანსპორტო საშუალების სალონის კონდიციონერების სისტემა. საქპატენტი. : GE P20105045B.
2. Автотранспортные потоки и окружающая среда. Учеб. Пособ. Для вузов / Под ред. В. Н. Луканина. – М.: ИНФРА – М, 1998. – 408 с.
3. Архангельский В.М., Вихерт М.М. и др. Автомобильные двигатели. Под ред. М.С. Ховаха. М., Машиностроение, 1977.
4. Анисимов И.А. Приспособленность автомобилей с дизельными двигателями к низкотемпературным условиям эксплуатации по токсичности отработавших газов. [Текст]: дисс. „канд. Тех. наук: Анисимов Илья Александрович. – ТюмГНГ, Тюмень, 2003. – 135 с.
5. რ. თოფურია, თ. კოჩაძე, ბ. ქანთარია გამონაბოლქვი აირების სითბური ენერჯის გავლენა ძრავის გამომშვები სისტემის ჰიდრავლიკურ წინააღმდეგობაზე. მე-2 საერთაშორისო სამეცნიერო კონფერენციის “ ენერჯეტიკა: რეგიონალური პრობლემები და განვითარების პერსპექტივები” მოხსენებების კრებული. გვ.140-143. 25.05.2013წ. ქუთაისი.
6. ბ. ქანთარია, რ. თოფურია, თ. კოჩაძე. შიგაწვის ძრავებში გამონაბოლქვი აირების მასისა და თბოცვლის პროცესების თავისებურებანი. საერთაშორისო კონფერენცია „მექანიკის არაკლასიკური ამოცანები,, ქუთაისი, 2012. 372-375გვ.
7. ბ.ქანთარია, რ.თოფურია, თ.კოჩაძე გამონაბოლქვი აირების თბოცვლის პროცესზე მოქმედი ფაქტორების გავლენის ხარისხის მათემატიკური მოდელი. საქართველოს მექანიკოსთა კავშირის IV ყოველწლიური საერთაშორისო კონფერენცია. ქუთაისი , 8-10 ნოემბერი 2013წ. მოხსენებათა თეზისები. გვ.108-110
8. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условия [Текст] / Ю.П. Адлер и др. – 2-е изд., перераб. И испр. – М.: Наука, 1976. – 230 с.
9. Боровских Ю.И., Буралев Ю.В., Морозов К.А. Устройство автомобилей. – М.: Высш. Шк., 1988. – 288 с.
10. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева [Текст] / Антуфьев В.М. – М.Л.: Энергия, 1966. – 184 с.
11. Бажан П.И. Справочник по теплообменным аппаратам [Текст] / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селтверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.

12. Чумак И.Г. Холодильные установки. Учебник. - Одесса: Палмира, 2006. – 552 с.
13. Вагнер В.А., Новоселов А.Д., Русаков В.Ю. Моделирование образования вредных веществ в цилиндре дизеля // Математическое моделирование и исследование процессов в ДВС/ Под ред. В.А. Вагнера, Н.А. Иваненко, В.Ю. Русакова. - Барнаул: АлтГТУ, 1997. – 84-100 с.
14. Валеев Д.Х. Двигатель КамАЗ 740.11-240 // Грузовик. – 1997. - №12 – 19-22 с.
15. Варшавский И.Л. Некоторые теоретические вопросы обеспечения малотоксичной работы автомобильных двигателей: Тр. Республиканской науч.техн.конф. по проблемам развития автомобильного транспорта. – Ереван, 1966. –166-192 с.
16. Варшавский И.Л., Малов Р.В. Как обезвредить отработавшие газы автомобиля. – М.: Транспорт, 1968. – с.127.
17. Васильев А.С. Основы метрологии и технические измерения. – М.: Машиностроение. 1988. – 240 с.
18. Вознесенский В.А. Статические методы планирования эксперимента в технико-экономических исследованиях. М.: Статистика. 1974. – 192 с.
19. Герасимов А.Т. Снижение выбросов вредных веществ с отработанными газами автомобилей с дизельными двигателями [Текст] // канд. Дисс. СП б, 1993. -190 с.
20. Гоberman Л.А. Основы теории, расчета и проектирования строительных и дорожных машин [Текст] // Л.А. Гоberman – М.: Машиностроение, 1988. – 464 с.
21. Гоberman Л.А. Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин [Текст] // Л.А. Гоberman, К.В. Степанян, А.А. Яркин и др. – М.: Машиностроение, 1979. – 407 с.
22. Гуреев А.А. Автомобильные эксплуатационные материалы [Текст] // А.А. Гуреев и др. – М.: Транспорт. 1974. – 257 с.
23. Груданов В.Я. Математическое моделирование утилизации энергии отработавших газов ДВС / Двигателстроение, 1990, п.9, 12-16 с.
24. Гулятьев А. Визуальное моделирование в среде MATLAB: учебный курс. – С-Пб.: Питер. 2000. – 432 с.
25. Груданов В.Я. использование тепла отработавших газов [Текст] / Автомобильный транспорт. 1987. п.2, 37-38 с.

26. Захаров Н.С. Моделирование процессов изменения качества автомобилей [Текст] / Н.С. Захаров – Тюмень.: ТюмГНГУ, 1999. – 127 с.
27. Захаров Н.С. Програма „REGRESS”. Руководство пользователя [Текст] / Н.С. Захаров – Тюмень.: ТюмГНГУ, 1999. – 40 с.
28. Двигатели внутреннего сгорания: теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. Орлина А.С., Круглова М.Г. – 4-ое изд. Перераб. и доп. – М.: Машиностроение. 1983. – 372 с.
29. Двигатели внутреннего сгорания: Учеб. / Под ред. В.Н. Луканина – М.: Высш. шк. 1995. 1 кн. – 268 с.
30. Двигатели Стирлинга // Пер. С англ. Б.В. Сутугина / Под ред. В.М. Бродянского. М.: Мир, 1975. – 448 с.
31. Двигатели Стирлинга / Под ред. М.Г. Круглова. – М.:Машиностроение. 1977. – 150 с.
32. Двухтактные карбюраторные двигатели внутреннего сгорания / Под ред. В.М. Кондрашова – М.: Машиностроение. 1990. – 272 с.
33. Дмитриенко В.Д., Савельев Г.М. Пути снижения расхода топлива и токсичности автомобильных двигателей. – М.:ИППК АП, 1981. – 91 с.
34. Диденко А.М. Дизели ДВС. Справочник [Текст] / Диденко А.М. и др. – М.: Аграрпромиздат. 1990. – 272 с.
35. Евдокимов Ю.А., Колеников В.И., Тетерин А.И. Планирование и анализ экспериментов при решении задач трения и износа. – М.: Наука. 1080. – 228 с.
36. Ефимов С.И. Проблемы применения и развития двигателей Стирлинга // Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и на новых топливах: Тех. Докл. Всесоюзной науч.техн. конф. (23-25 сентября 1987 г.) / МГТУ. –М. 1987. -112-114 с.
37. Жмудяк Л.М. Перспективные схемы утилизации тепла отработавших газов поршневых ДВС // Динамика и тепловая нагруженность и надежность сельскохозяйственных агрегатов: Материалы второго заседания республиканского семинара. – Барнаул. АПИ. 1981. – 100-109 с.
38. Зажигаев Л.С., Кишьян А.А., Романников Ю.И. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента. М.: Атомиздат. 1978. – 232 с.

39. Зайдель А.И. Элементарные оценки ошибок измерений. – Л.: Нака. 1967. – 232 с.
40. Зайцев А.П. и др. Исследование характеристик работы утилизирующего термоэлектрического генератора при работе дизеля на различных режимах // Повышение уровня технической эксплуатации судовых дизелей. Сб. науч. трудов НИИВТ. – Новосибирск. 1987. – 76-73 с.
41. Зайцев А.П., Зайцев С.В., Махов А.В. Определение оптимальных условий работы термоэлектрических модулей // Повышение эффективности судовых энергетических установок: Сб. науч. трудов НИИВТ. – Новосибирск. 1989. – 36-44 с.
42. Зайцев С.В. Оценка эффективности утилизирующей установки // Исследование и методы повышения эффективности технической эксплуатации судовых энергетических установок: Сб. науч. трудов НИИВТ. – Новосибирск. 1984. – 174 с.
43. Зайцев С.В. Перспективная схема утилизации теплоты в энергетических установках речных судов. Дис. канд. техн. наук. – Д. 1987 – 173 с.
44. Звонов В.А., Симонова Е.А. Проблемы оценки дизеля как источника загрязнения окружающей среды дисперсным материалом // Автостроение за рубежом – 2002. – №2 – 4-8 с.
45. Звонов В.А., Фурса В.В. Применение метода математического планирования эксперимента для оценки токсичности двигателя // Сб. „Двигатели внутреннего сгорания”. – Харьков. ХГУ, 1973. – Вып. 17. – 99-105 с.
46. Зедгинидзе И.Г. Планирование эксперимента для исследования многокомпонентных систем. – М.: Наука. 1976. – 390 с.
47. Земельман М.А. Метрологические основы технических измерений. – М.: Изд-во стандартов. 1991. – 228 с.
48. Исерлис Ю.Э., Мирошников В.В. Системное проектирование двигателей внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение. 1981. – 255 с.
49. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. М., МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2001.
50. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. Учеб. пособие для вузов [Текст] / А.И. Колчин, В.П. Демидов – 3-е изд. Перераб. и доп. – М.: Высш. Шк., 2003. – 496 с.

51. Козьминых В.А. Исследование элементов системы утилизации теплоты на базе двигателя Стирлига для автомобильной техники. Дис. канд. техн. наук. – Челябинск. 1994. – 122 с.
52. Носов С.В. Планирование эксперимента. Учебное пособие [Текст] /С.В. Носов – Липецк. ЛГТУ, 2003. – 85 с.
53. Красношеков Е.А. Задачи по теплопередаче [Текст] /Е.А. Красношеков – М.: Энергия. 1980. – 288 с.
54. Крэйт Ф. Основы теплопередачи [Текст] / Ф. Крэйт и др. Пер. с англ. – М.: Мир. 1983. – 512 с.
55. Кузнецов Е.С., Воронов В.П., Болдин А.П. Техническая эксплуатация автомобилей. Учебник для ВУЗов. – М.: Транспорт. 1991. – 413 с.
56. Кукис В.С. Двигатель Стирлинга как утилизатор теплоты отработавших газов. // Автомобильная промышленность. – 1988. - №9. – 19-20 с.
57. Кукис В.С., Вольных В.И. Некоторые результаты испытаний двигателя Стирлинга размерностью 3,0/6,5 // Двигателестроение. – 1984. - №10. – 12-15 с.
58. Кукис В.С., Гусятников В.А., Шарипов Н.М. ДВПТ размерностью 2,1/5,5 с электрическим выходом мощности: Тез. Всесоюзной науч.техн. конф. „Перспективы развития комбинированных двигателей.” (23-25 сентября 1987 г.) – М. 1987. – 115 с.
59. Кукис В.С. Системно-термодинамические основы применения двигателей Стирлинга для повышения эффективности силовых и теплоиспользующих установок мобильной техники: Дис. д-ра техн. наук. – Челябинск. 1989. – 461с.
60. Кукис В.С., Черных К.Г., Стрельчик Д.В. и др. Свидетельство на полезную модель RU 17946 UI F 02 G 5/02. Оpub. 10.05.2001. бюл. №13.
61. Кукис В.С. Энергетические установки с двигателем Стирлинга в качестве утилизатора тепловых потерь. Челябинск. ЧВВАИУ. 1997. – 122 с.
62. Кукис В.С., Гизатулин Р.Р., Минкович Е.А. и др. Двигатель с внешним подводом теплоты и внутренним парообразованием для утилизации теплоты отработавших газов ДВС. Свидетельство на полезную модель. – RU 21070, UI, 7 F 01 G 5/02. Оpub. 20.08.2002. бюл. №24.

63. Кукис В.С., Гизатулин Р.Р., Минкович Е.А. и др. Паровой двигатель для утилизации теплоты отработавших газов ДВС. Свидетельство на полезную модель. – RU 21070, UI, 7 F 01 G 5/02. Оpub. 20.12.2001. бюл. №35.
64. Кукис В.С., Незнаев Д.С., Ивойлов А.В. и др. Свидетельство на полезную модель. – RU 21219, UI, 7 F 01 G 5/02. Оpub. 27.12.2001. бюл. №36.
65. Крамской В.Ф. Конструкция и основы расчета системмы предпусковой тепловой подготовки привода землеройной машины (на примере бульдозера-рыхлителя ДЗ-117А) [Текст]: Дис. канд. техн. наук. / В.Ф. Крамской-Воронеж. 1996. – 143 с.
66. Кукис В.С., Нефедов Д.В. Стабилизация теплового режима работы каталитического нейтрализатора // Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин. Науч. вестник ЧВАИ. Вып.12 – Челябинск. 2001. – 37-45 с.
67. Кукинс В.С., Руднев В.В., Хасанова М.Л. и др. Утилизационный двигатель с внешним подводом теплоты. Свидетельство на полезную модель. RU 21068, UI, 7 F 01 K 7/00. Оpub. 20.12.2001. бюл. №35.
68. Кукинс В.С., Смолин А.Б. Индикаторная диаграмма парового двигателя для утилизации теплоты отработавших газов ДВС // Материалы международной нач.тех. конф. „Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения”. Челябинск. 2003. – 39-4 с1.
69. Кукинс В.С., Смолин А.Б., Богданов А.И. Двигатель для утилизации теплоты отработавших газов // Труды международного форума по проблемам науки, техники и образования. – Т.1. – Москва, 2000. – 56-57 с.
70. Кукинс В.С., Смолин А.Б., Коваленко Ю.Ф. Утилизационный двигатель с внешним подводом теплоты. // „Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин” . науч. вестник ЧВАИ. – Вып. №9. Челябинск, 2000. – 6-9 с.
71. Кавтарадзе Р. З. Теория поршневых двигателей. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана. 2008.
72. Кукинс В.С., Хасанова М.Л. Повышение экологической безопасности двигателей мобильной техники. //Проблемы проектирования, строительства и эксплуатации автомобильных дорог: Сб. Науч. тр. МАДИ (ГТУ). М. 2001. – 130-132 с.

73. Кукинс В.С., Хасанова М.Л., Дерябин В.А. и др. Свободнопоршневой паровой термоэлектрогенератор для утилизации теплоты отработавших газов ДВС. Свидетельство на полезную модель. RU 26600, UI, 7 F 01 G 5/02. Оpub. 10.12.2002. бюл. №34.
74. Кукинс В.С., Хасанова М.Л., Пятковская Н.А. Возможность снижения токсичности двигателей внутреннего сгорания при утилизации теплоты из отработавших газов. // Праці Таврійська держава агротехнічна академія – Вип. 2. – Т. 17. - Мелітополь: ТДАТ, 2001. – 151-155 с.
75. Куколев М.И. Проектный анализ тепловых аккумуляторов: Дис. канд. техн. наук. – Киев. 1996. – 113 с.
76. Куртанзон А.Г., Юдовин Б.С. Судовые комбинированные энергетические установки. – Л.: Судостроение. 1981. – 216 с.
77. Лев Ю.Е. Исследование поршневого регенеративного двигателя. Дис. канд. Техн. наук. – Барнаул. 1971. – 163 с.
78. Левитин А.Е., Юнда Ю.Д. Эксендер // Исследование поршневых двигателей. – Ангарск: АФ ИПИ, 1971. – 7-10 с.
79. Левенберг В.Д. Аккумуляция тепла. – М.: Наука. 1991. – 83 с.
80. Луканин В.Н., Трофименко Ю.В. Промышленно-транспортная экология. Учеб. для вузов. – М.: Высш. Шк. 2001. 273 с.
81. Лушпа А.И. Автомобильные газотурбинные двигатели. Учебное пособие. – М.: МАДИ. 1986. – 85 с.
82. Лыков А.В. Теория теплопередачи. – М.: Высш. Шк. 1967 – 600 с.
83. Лыков А.В., Михайлов Ю.А. Теория тепло и массопереноса. – Л.: Наука. 19963. – 535 с.
84. Марков В.А., Аникин С.А., Сиротин Е.А. Экологические показатели ДВС // Автомобильная промышленность. 2002. - №2. – 13-15 с.
85. Марченко А.П. Выбор определяющих параметров комбинированного дизеля с системой вторичного использования теплоты. Дис. канд. Техн. наук. – Харьков. 1984. – 258 с.

86. Математическое моделирование и исследование процессов в ДВС / Под ред. В.А. Вагнера, Н.А. Ивашенко, В.Ю. Русакова. - Барнаул: АлтГТУ. 1997. - 198 с.
87. Матиевский Д.Д., Свистула А.Е. Динамика преобразования теплоты в механическую работу в двигателях внутреннего сгорания. Материалы Международной науч.практ. конференции „Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения”. – Челябинск. 2003. – 118-121 с.
88. Медветков В.И., Билык С.Т., Гришин Г.А. Автомобили КамАЗ-5320, КамАЗ-4310, Урал-4320. Учеб. Пособие. – М.: ДОСААФ. 1987. 372 с.
89. Методика выбора и оптимизации контролируемых параметров технологических процессов. // Методические указания. РДМУ 109-77. – М.: Изд-во стандартов. 19978. – 47 с.
90. Михеев М.А., Михаева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия. 1977. – 344 с.
91. Надежность и эффективность. Справочник. – Т.1. – М.: Машиностроение. 1988. – 224с.
92. Налимов В.В., Чернова Н.А. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов. – М.: Наука. 1965. – 340 с.
93. Нефедов Д.В. Методика расчета двухфазных тепловых аккумуляторов для системы выпуска поршневых газов двигателя / Воен. автомоб. и-т. – Рязань. 2001. – 15 с. Деп. В РГАНТИ 25.06.01. №В4721.
94. Николаев Л.А., Стацкевич А.П., Захаров И.А. Системы подогрева тракторных дизелей при пуске М.: Машиностроение. 1977. – 19 с.
95. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. – М.: Колос. 1984. – 335 с.
96. Новоселов А.Л., Мельберт А.А., Беседин С.Л. Основы инженерной экологии в двигателестроении. Учеб. Пособ. - Барнаул: АлтГТУ. 1993. – 99 с.
97. Новоселов А.Л., Новоселов С. В., Мельберт А.А., Унгефук А.В. Снижение токсичности автотракторных дизелей. Учеб.пособ. по целевой подготовке специалистов ДВС. - Барнаул: Алт.ГТУ. 1996. – 122 с.
98. Огородников Б.Б. и др. Тепловой баланс малоразмерного дизеля с частичной теплоизоляцией внутрицилиндровых процессов //Двигателестроение. – 1986. – с. 3-5.

99. Озимов П.Л., Ванин В.К. О проблемах и перспективах создания адиабатных лизелей // Автомобильная промышленность. – 1984. - №3. – с. 3-5.
100. Орехов В.А. Разработка и исследование аккумулятора теплоты фазовых переходов для речных судов. Дис. канд. Техн. наук. – Владимир. 1994. – 123 с.
101. Орлин А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для ВУЗов. – М.: Машиностроение. 1990. – 288 с.
102. Орунов Б. Разработка комбинированного двигателя Стирлинга с рабочим поршнем двойного действия и оптимизация его теплообменников и привода. Дис. канд. Техн. наук – М. 1985. – 143 с.
103. Основные математические формулы. Справочник / Под общ.ред. Ю.С. Богданова - Минск: Выша шк. 1988. – 269 с.
104. Панталоне И.Н. Аккумулирование энергии за счет теплоты плавления солей: изучение компактного теплообменника с кристаллизацией соли / Пер. с итал. – М.: Мир. 1979. 113 с.
105. Пат. 4219075 США, МКИ С 09 К 5/00. Теплоаккумулирующее устройство. – Т.997. - №4. Оpubл. 26.08.80. НКИ 70-134 . – 3 с.
106. Пат. 4249592 США, МКИ С 09 К 5/00. Высокотемпературное хранение тепла и система восстановления. – Т. 1003. - №2. Оpubл. 10.02.81. НКИ 13-56. – 6 с.
107. Петриченко Р.М., Батурин С.А., Исаков Ю.Н. и др. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС. Л.: Машиностроение. 1990. – 328 с.
108. Петриченко Р.М., Оносовский В.В. Рабочие процессы поршневых машин. Л.: Машиностроение. 1972. - 168 с.
109. Петухов В.А., Данилов В.С. термодинамическая оценка систем утилизации теплоты отработавших газов в судовых дизельных установках // Двигателестроение. – 1987. - №5. – с.7-11.
110. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. – Т.1. – Теория и расчет. – М.: Колос. 2000. – 456 с.
111. Пластинин П.И. Теория и расчет поршневых компрессоров – ВО „Агропромиздат”. 1987. – 271 с.

- 112.Поликер Б.Е., Михальский Л.Л. О повышении экономичности и снижении токсичности отработавших газов дизелей // Грузовик. – 1997. - №10. – с.29-31.
- 113.Попырин Л.С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок. М.: Энергия. 1978. – 416 с.
- 114.Приходко М.С., Староверов В.В., Дрижеев О.В. Температура выхлопных газов адиабатизированного двигателя. – Волгоградский политехн. ин-т. – Волгоград. 1986. – 8 с. – Деп. В ЦНИИТЭИтяжмаш 18.09.86. № 1742-ТМ.
- 115.Пьезоэлектрический двухлучевой индикатор давления типа 2780-S. Руководство по эксплуатации. - Будапешт: Орион-КТС. 1978. – 88 с.
- 116.Железко Б.Е. Термодинамика, теплопередача и двигатели внутреннего сгорания [Текст] / Б.Е. Железко и др. - Минск: Выш.шк. 1985. – 271 с.
- 117.Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга: Пер. с англ. – М.: Мир. 1986. – 464 с.
- 118.Самойлова М.И. Приспособление гидропривода землеройных машин к условиям эксплуатации при низких температурах (на примере экскаватора ЭО-4121А) [Текст]: дисс. канд. техн. наук./М.И. самойлова – Воронеж. 1995. – 145 с.
- 119.Селиверстов Р.М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках. – Л.: Судостроение. 1973. – 256 с.
- 120.Семенов Н.Н. Развитие теории цепных реакций и теплового воспламенения. – М.: Знание. 1969. – 126 с.
- 121.Смолин А.Б. Моделирование рабочего процесса утилизационного поршневого двигателя с внутренним объемным парообразованием // Материалы международной науч.техн конф. „Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения”. Челябинск. 2003. – С. 147-150.
- 122.Смолин А.Б., Кукис В.С. Влияние эксплуатационных и регулировочных факторов на частот вращения коленчатого вала утилизационного поршневого двигателя с внутренним объемным парообразованием // Материалы международной научн.техн. конф. „Улучшение эксплуатационных показателей двигателей тракторов и автомобилей”. – Пушкин. 2003. – С. 38-43.
- 123.Смолин А.Б., Руднев В.В., Ккис В.С. Термодинамический цикл двигателя с комбинированным подводом теплоты и внутренним парообразованием // Проблемы

- проектирования, строительства и эксплуатации автомобильных дорог. Сб. науч.тр. / МАДИ (ГТУ). М.: 2001. – С. 127-130.
124. Смолин А.Б., Руднев В.В., Хасанова М.Л. Система для тилизации тепловых потерь и повышения экологических показателей ДВС // Инженерная защита окружающей среды в транспортно-дорожном комплексе. Сб. науч. тр. / МАДИ(ГТУ). М.:-2002. – С.248-251.
125. Смолин А.Б., Руднев В.В., Хасанова М.Л. Система утилизации теплоты автомобильных двигателей // Проблемы проектирования, строительства и эксплуатации автомобильных дорог. Сб. науч.тр. / МАДИ (ГТУ). М.: 2001. – С. 165-167.
126. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности: Под ред. А.Ф. Шеховцева / Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко и др. – Киев. Техника. 1992. – 27 с.
127. Стефановский Б.С., Стефановский А.Б., Белецкая Ю.А., Мощак С.Г. Новая концепция пароэнергетических установок сельскохозяйственного назначения // Тр. Таврической государственной агротехнической академии. – Мелитополь. 1997. – Вып. 2. – Т.1. – С. 17-21.
128. Теплотехника / Под ред. В.Н. Луканина. – 2-у изд. перераб. – М.: Высш. шк. 2000. – 671 с.
129. Тихомиров В.Б. Планирование и анализ эксперимента. – М.: Легкая индустрия. 1974. – 264 с.
130. Транспортные машины с газотурбинными двигателями / Под ред. Н.С. Попова. – Л.: Машиностроение. 1987. – 259 с.
131. Уокер Г. Двигатели Стирлинга / Пер. с англ. Б.В. Сутугина, Н.В. Сутугина. – М.: Машиностроение. 1985. – 408 с.
132. Химический энциклопедический словарь / Под ред. И.Л. Киунянца. – М.: Сов. Энциклопедия. 1983. – 103 с.
133. Химия нефти и газа, учебное пособие для вузов \ Под ред. В.А. Проскурякова, А.Е. Дробкина. – Л.: Химия. 1989. – 301 с.

- 134.Хортов В.П. Новый взгляд на токсичность автомобильных двигателей в условиях городского движения // Грузовик. – 2000. - №5. – с.8-11.
- 135.Хортов В.П. Новый взгляд на экологическую опасность АТС // Автомобильная промышленность. – 2000. - №6. – с. 22-24.
- 136.Храпченков А.С. Судовые вспомогательные и утилизационные парогенераторы. – Л.: Судостроение. 1979. – 280 с.
- 137.Цветкова Н.И. Об использовании энергии отработавших газов после газовой турбины в силовых установках // Энергомашиностроение. – 1964. - №6. – С. 41-45.
- 138.Цой П.В. Методы расчета задач тепломассопереноса [Текст] / П. В. Цой – М.: Энергоатомиздат. 1984. – 416 с.
- 139.Чичиндаев А.В. Оптимизация компактных пластинчато-ребристых теплообменников [Текст] Часть 1. Теоретические основы: учебное пособие / А.В. Чичиндаев - Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2003. – 400 с.
- 140.Щокотов Н.К. О располагаемых резервах повышения КПД дизеля 6 ЧН 26/34 и карбюраторного двигателя ЗИЛ-130 в случае применения на них систем утилизации // Двигатели внутреннего сгорания: Республиканский межведомственный тематический науч. техн. сб. - Харьков: Висша шк. 1984. – Вып. 40. – С. 18-23.
- 141.Щокотов Н.К. Основы термодинамической оптимизации транспортных дизелей. – Харьков. Висша шк. 1980. – 119 с.
- 142.Яркин А.В. Повышение эффективности строительных мобильных машин путем утилизации тепла отработавших газов. Автотранспорт дис.и.т.н. –Тюмень, 2005.–18 с.
- 143.Bode D. The latest on organic Rankine bottoming cycle // Diesel and Gas Turbine Progress, 1980. - №6. – p. 74-81.
- 144.Crede H. Verfahren zur ngtiftung der Abgase und Nutzbarmachung der Abwaerme eines ais Antrieb fuer eine Hizungs-Waerpumpenanlage benutzt n Diselmotors. [Gtrmany] Patent DE 2744615 B 3 jan 1980.
- 145.Finley H.W. Process and apparatus for utilizing engine exhaust heat in oil field operation. [Unitd Stats] Patent US 4699719 13 Oct 1987.
- 146.Topuria R., . Kochadze T. , Qantaria B. THE POTENTIAL FOR THERMAL ENERGY OF EXHAUSTS FROM TRANSPORTATION AND POWER INSTALLATIONS International virtual journal for science,

- technics and innovations for the industry “MACHINES TECHNOLOGIES MATERIALS”. YEAR VI, Issue 6/2012. p.48-50. Bulgaria. WWW.mech-ing.com/journal
147. Topuria R., Kochadze T., Qantaria B. ANALYSIS OF THE APPLICATION OF THERMAL ENERGY OF EXHAUST GASES ESCAPING FROM TRANSPORTATION AND POWER INSTALLATIONS. International virtual journal for science, technics and innovations for the industry “MACHINES TECHNOLOGIES MATERIALS”. YEAR VII, Issue 6/2013. p.67-69. WWW.mech-ing.com/journal
- 147.VDI-Wärmeatlas: Berrrechnungsblätter für den Wärmübergang Hrsg. Verein Deutschr Ingenieure; VDI-Gsellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC). – 9. Aufl. – Berlin; Heidelberg; New York; Barcelona; Hongkong; London; Mailand; Paris; Tokio; Springer, 2002.
- 148.Lia T.A. Laqerovist R.S. Stirling Engine with Unconventional Heating System // Proc. 8th I.E.C.E.C. – Philadelphia, 1973. – Auq. 13-17. – P. 165-173.
- 149.www.vwvortex.comМатериалы сайта.
- 150.<http://entron.narod.ru/Ekologiyaavtotransporta.htm>. Материалы сайта.
- 151.<http://pdd-by.nm.ru/s80.html>Материалы сайта.

დაწართებო

შიგაწვის ძრავას გამომშვებ სისტემასთან თბომომცვლის პროცესის ანგარიში

```

' Sigawvis Zravas gamomSveb sistemasTan Tbomimocvლის procesis angariSi
CLS
1 INPUT "          SeitaneT saangariSo variantebis (cdebis) raodenoba: ", Kv
IF Kv < 1 THEN 1
OPEN "siTbodot" FOR OUTPUT AS #1: OPEN "SITBOREZ.TXT" FOR OUTPUT AS #2
OPEN "SITBOTMP" FOR OUTPUT AS #3
FOR I = 1 TO Kv
PRINT
2 INPUT "          SeitaneT muxla lilvis brunvis sixSire (br/wT) n=", n
IF n < 1 GOTO 2
PRINT : PRINT "          SeitaneT n= "; n; " br/wT sixSiris Sesabamisi: "
INPUT "wvis produqtების temperatura gafarToebis procesis bolos (grad.K) Tb=", Tb
INPUT "wvis produqtების saSualo wneva gamomSveb sistemaSi (mpa) Pra=", Pra
INPUT "adiabatis maCvenebeli k=", K
INPUT "wvis produqtების wneva gafarToebis procesis bolos (mpa) Pb=", Pb
INPUT "sawvavis saaTuri xarji (kg/sT) Gt=", Gt
INPUT "SeitaneT M2 (kMoli wv.prod/kg sawv.) M2=", M2
INPUT "SeitaneT M1 (kMoli wv.prod/kg sawv.) M1=", M1
INPUT "narCeni airebis siTbotevadoba (kj/(kMol.grad)) mCvt0tr=", Cvt0tr
INPUT "axali muxtis siTbotevadoba (kj/(kMol.grad)) mCvt020=", Cvt020
INPUT "SeitaneT ALFA =", ALFA
INPUT " SeitaneT kedlis temperatura (grad.K) Tst=", Tst
INPUT " manZili cilindrebidan (m), x=", x
WRITE #1, n, Tb, Pra, K, Pb, Gt, M2, M1, Cvt0tr, Cvt020, ALFA, Tst, x
NEXT I
CLOSE #1
OPEN "siTbodot" FOR INPUT AS #1
PRINT #2, TAB(12); "Sigawvis Zravas gamomSveb sistemasTan Tbomimocvლის procesis
angariSi"
PRINT #2, ""
PRINT #2, TAB(38); "sawyisi monacemebi"
PRINT #2, ""
PRINT #2, "      n      Tb"; TAB(16); "Pra"; TAB(24); "k"; TAB(31); "Pb"; TAB(39); "Gt";
TAB(46); "M2";
PRINT #2, TAB(54); "M1"; TAB(61); "Cvt0tr"; TAB(70); "Cvt020"; TAB(79); "ALFA";
TAB(86); "Tst"; TAB(92); "x"
PRINT #2, " br/wT gr.K"; TAB(16); "mpa"; TAB(30); "mpa"; TAB(37); "kg/wm"; TAB(45);
"kmoli";
PRINT #2, TAB(53); "kmoli"; TAB(59); "kj/kml.gr"; TAB(69); "kj/kml.gr"; TAB(85);
"gr.K"; TAB(92); "m"
3 IF EOF(1) GOTO 5
INPUT #1, n, Tb, Pra, K, Pb, Gt, M2, M1, Cvt0tr, Cvt020, ALFA, Tst, x
PRINT #2, n; TAB(7); Tb; TAB(14); Pra; TAB(21); K; TAB(28); Pb; TAB(36); Gt;
PRINT #2, TAB(44); M2; TAB(52); M1; TAB(60); Cvt0tr; TAB(69); Cvt020;
PRINT #2, TAB(78); ALFA; TAB(85); Tst; TAB(90); x
GOTO 3
' mudmivi sidideebi
5 Pi = 3.1415926#: d1 = .016: d2 = .02: l = .5
MUst = .000031: Tn1 = 323: Tm2 = Tn1: R = 341
' samacivro agentis maxasiaTeblebi
RO = 1.093: CP = 1.005: LAMag = .0283: Miu = .0000196
Niu = 1.795E-05: a = .0000257: Prag = .698: LAM = 50!: Gx = .05
PRINT #2, "": PRINT #2, TAB(38); "mudmivi sidideebi"
PRINT #2, " Pi = "; Pi; TAB(21); "d1 = "; d1; TAB(35); "d2 = "; d2; TAB(51); " l = ";
l
PRINT #2, " MUst = "; MUst; TAB(21); "Tn1= "; Tn1; TAB(35); "Tm2= "; Tm2; TAB(51); " R
= "; R
PRINT #2, TAB(30); " samacivro agentis maxasiaTeblebi"
PRINT #2, " RO = "; RO; TAB(20); "Cp = "; CP; TAB(36); "LAMag = "; LAMag; TAB(51);
"Miu = "; Miu

```

```

PRINT #2, "Niu = "; Niu; TAB(20); " a = "; a; TAB(36); " Prag = "; Prag; TAB(51); "LAM
= "; LAM;
PRINT #2, TAB(66); " Gx = "; Gx
PRINT #2, "": PRINT #2, ""
PRINT #2, TAB(25); "gaangariSebis Sedegebi (brunvis sixSiris Sesabamisad)"
PRINT #2, "": PRINT #2, TAB(6); "n"; TAB(13); "Tra"; TAB(21); "Tst1"; TAB(30); "Qr";
PRINT #2, TAB(38); "LAMst"; TAB(51); "Pr"; TAB(60); "rt"; TAB(69); "ROst";
PRINT #2, TAB(80); "W"; TAB(88); "Wag"
PRINT #2, TAB(4); "br/wT"; TAB(12); "grad.K"; TAB(20); "grad.K";
PRINT #2, TAB(29); "j/wm"; TAB(38); "pa.wm"; TAB(69); "kg/m3";
PRINT #2, TAB(79); "m/wm"; TAB(87); "m/wm"
SEEK 1, 1
10 IF EOF(1) GOTO 20
INPUT #1, n, Tb, Pra, K, Pb, Gt, M2, M1, Cvt0tr, Cvt020, ALFA, Tst, x
Cpst = Cvt0tr + 8.315
' wvis produqtebis temperaturis saSualo mniSvneloba gamomSveb sistemaSi (grad.K)
Tra = Tb * (1 + (K - 1) * Pra / Pb) / K
tr = Tra - 273: t0 = 20
' wvis produqtebis siTbo gamomSveb sistemaSi (j/wm)
Qr = Gt / 3.6 * (M2 * Cpst * tr - M1 * (Cvt020 + 8.315) * t0)
' praqtlis ricxvi (j/kg.grad.K)
Pr = 4 * K / (9 * K - 5)
' wvis produqtebis siTbogamtaroba
LAMst = MUsT * Cpst / Pr
' temperaturis aRdgenis koeficienti
rt = Pr ^ (1! / 3)
' kedlis adiabaturni temperatura, grad.K
Tst1 = Tra * (1 + rt * (K - 1) / 2)
ROst = 1000000! * Pra / (R * Tst)
W = SQR(K * R * Tra)
Wag = 4 * Gx / (Pi * d1 ^ 2 * RO)
' Tbcvli koeficienti
ALFA2 = .029 * LAMst / x * (W * ROst * x / MUsT) ^ .8 * Pr ^ .43 * (Tst / Tst1) ^ .4 *
(Tst1 / Tra) ^ .11
' Tburi nakadi (vt/m2)
q1 = ALFA2 * (Tra - Tst)
' reinoldsis ricxvi
Re = Wag * d1 / Niu
Nu = .023 * Re ^ .8 * Prag ^ .43
ALFA1 = Nu * LAMag / d1
q1 = Pi * (Tra - Tn1) / (1 / (ALFA1 * d1) + 1 / (2 * LAM) * ln(d2 / d1) + 1 / (ALFA2 *
d2))
Q = q1 * l
PRINT #2, USING "#####"; n; Tra; Tst1; Qr; TAB(35);
PRINT #2, USING "###.###^^^"; LAMst;
PRINT #2, USING "####.#####"; Pr; rt; ROst;
PRINT #2, USING "#####.##"; W; Wag
PRINT #3, USING "#####"; n; TAB(11); Re;
PRINT #3, USING "#####.###"; Nu; ALFA1; ALFA2; q1; q1; Q
GOTO 10
20 CLOSE #3
PRINT #2, " "
PRINT #2, TAB(6); "n"; TAB(15); "Re"; TAB(23); "Nu"; TAB(31); "ALFA1";
PRINT #2, TAB(40); "ALFA2"; TAB(50); "q1"; TAB(59); "q1"; TAB(69); "Q"
PRINT #2, TAB(4); "br/wT"; TAB(12); " "; TAB(23); " "; TAB(31); " ";
PRINT #2, TAB(40); " "; TAB(49); "vt/m2"; TAB(58); "vt/m"; TAB(69); "vt"
OPEN "SITBOTMP" FOR INPUT AS #3
30 IF EOF(3) GOTO 40
INPUT #3, SIM$
PRINT #2, TAB(5); SIM$
GOTO 30
40 CLOSE
KILL "SITBOTMP"
PRINT : PRINT "Sedegebi ixileT failSi 'SITBOREZ.TXT'"
PRINT : INPUT "gamosvlisaTvis daaWireT 'Enter' Rilaks", SIM$
END

```

```

' შიგაწვის ძრავას გამომშვებ სისტემასთან თბომომოცვლის პროცესის ანგარიში
CLS
1 INPUT " შიგაწვეთ საანგარიში ვარიანტების (ცდების) რაოდენობა: ", Kv
IF Kv < 1 THEN 1
OPEN "sitbodot" FOR OUTPUT AS #1: OPEN "SITBOREZ.TXT" FOR OUTPUT AS #2
OPEN "SITBOTMP" FOR OUTPUT AS #3
FOR I = 1 TO Kv
PRINT
2 INPUT " შიგაწვეთ მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე (ბრ/წთ) n=", n
IF n < 1 GOTO 2
PRINT : PRINT " შიგაწვეთ n= "; n; " ბრ/წთ სიხშირის შესაბამისი: "
INPUT "წვის პროდუქტების ტემპერატურა გაფართოების პროცესის ბოლოს (გრად.К) Tb=", Tb
INPUT "წვის პროდუქტების საშუალო წნევა გამომშვებ სისტემაში (მპა) Pra=", Pra
INPUT "აღიაბატის მანვენებელი k=", K
INPUT "წვის პროდუქტების წნევა გაფართოების პროცესის ბოლოს (მპა) Pb=", Pb
INPUT "საწვავის საათური ხარჯი (კგ/სთ) Gt=", Gt
INPUT "შიგაწვეთ M2 (კმოლი წვ.პროდ/კგ საწვ.) M2=", M2
INPUT "შიგაწვეთ M1 (კმოლი წვ.პროდ/კგ საწვ.) M1=", M1
INPUT "ნარჩენი აირების სითბოტევადობა (კჯ/(კმოლ.გრად)) mCvt0tr=", Cvt0tr
INPUT "ახალი მუხტის სითბოტევადობა (კჯ/(კმოლ.გრად)) mCvt020=", Cvt020
INPUT "შიგაწვეთ ALFA =", ALFA
INPUT " შიგაწვეთ კედლის ტემპერატურა (გრად.К) Tst=", Tst
INPUT " მანძილი ცილინდრებიდან (m), x=", x
WRITE #1, n, Tb, Pra, K, Pb, Gt, M2, M1, Cvt0tr, Cvt020, ALFA, Tst, x
NEXT I
CLOSE #1
OPEN "sitbodot" FOR INPUT AS #1
PRINT #2, TAB(12); " შიგაწვის ძრავას გამომშვებ სისტემასთან თბომომოცვლის პროცესის ანგარიში"
PRINT #2, ""
PRINT #2, TAB(38); "საწვისი მონაცემები"
PRINT #2, ""
PRINT #2, " n Tb"; TAB(16); "Pra"; TAB(24); "k"; TAB(31); "Pb"; TAB(39); "Gt";
TAB(46); "M2";
PRINT #2, TAB(54); "M1"; TAB(61); "Cvt0tr"; TAB(70); "Cvt020"; TAB(79); "ALFA";
TAB(86); "Tst"; TAB(92); "x"
PRINT #2, " br/wT gr.К"; TAB(16); "mpa"; TAB(30); "mpa"; TAB(37); "kg/wm"; TAB(45);
"kmoli";
PRINT #2, TAB(53); "kmoli"; TAB(59); "kj/kml.gr"; TAB(69); "kj/kml.gr"; TAB(85);
"gr.К"; TAB(92); "m"
3 IF EOF(1) GOTO 5
INPUT #1, n, Tb, Pra, K, Pb, Gt, M2, M1, Cvt0tr, Cvt020, ALFA, Tst, x
PRINT #2, n; TAB(7); Tb; TAB(14); Pra; TAB(21); K; TAB(28); Pb; TAB(36); Gt;
PRINT #2, TAB(44); M2; TAB(52); M1; TAB(60); Cvt0tr; TAB(69); Cvt020;
PRINT #2, TAB(78); ALFA; TAB(85); Tst; TAB(90); x
GOTO 3
' მუდმივი სიდიდეები
5 Pi = 3.1415926#: d1 = .016: d2 = .02: l = .5
MUst = .000031: Tn1 = 323: Tm2 = Tn1: R = 341
' სამაცივრო აგენტის მახასიათებლები
RO = 1.093: CP = 1.005: LAMag = .0283: Miu = .0000196
Niu = 1.795E-05: a = .0000257: Prag = .698: LAM = 50!: Gx = .05
PRINT #2, "": PRINT #2, TAB(38); "მუდმივი სიდიდეები"
PRINT #2, " Pi = "; Pi; TAB(21); "d1 = "; d1; TAB(35); "d2 = "; d2; TAB(51); " l = ";
l
PRINT #2, " MUst = "; MUst; TAB(21); "Tn1= "; Tn1; TAB(35); "Tm2= "; Tm2; TAB(51); " R
= "; R
PRINT #2, TAB(30); " სამაცივრო აგენტის მახასიათებლები"
PRINT #2, " RO = "; RO; TAB(20); "Cp = "; CP; TAB(36); "LAMag = "; LAMag; TAB(51);
"Miu = "; Miu
PRINT #2, "Niu = "; Niu; TAB(20); " a = "; a; TAB(36); " Prag = "; Prag; TAB(51); "LAM
= "; LAM;
PRINT #2, TAB(66); " Gx = "; Gx
PRINT #2, "": PRINT #2, ""
PRINT #2, TAB(25); "განგარიშების შედეგები (ბრუნვის სიხშირის შესაბამისად)"
PRINT #2, "": PRINT #2, TAB(6); "n"; TAB(13); "Tra"; TAB(21); "Tst1"; TAB(30); "Qr";
PRINT #2, TAB(38); "LAMst"; TAB(51); "Pr"; TAB(60); "rt"; TAB(69); "ROst";
PRINT #2, TAB(80); "W"; TAB(88); "Wag"
PRINT #2, TAB(4); "br/wT"; TAB(12); "grad.К"; TAB(20); "grad.К";
PRINT #2, TAB(29); "j/wm"; TAB(38); "pa.wm"; TAB(69); "kg/m3";
PRINT #2, TAB(79); "m/wm"; TAB(87); "m/wm"

```


შიგაწვის ძრავას გამომშვებ სისტემასთან თბომომოცვლის პროცესის ანგარიში

საწყისი მონაცემები

n	Tb	Pra	k	Pb	Gt	M2	M1	Cvt0tr	Cvt020	ALFA
Tst br/wT gr.K	x gr.K m	mpa		mpa	kg/wm	kmoli	kmoli	kJ/kml.gr	kJ/kml.gr	
1000	1255	.104	1.344	.4622	3.607	.4952	.4525	24.197	20.775	.86
600	.5									
3200	1480	.1082	1.335	.5013	10.864	.536	.5041	25.043	20.775	.96
700	.5									
5600	1465	.118	1.329	.4452	18.186	.536	.5041	25.3	20.775	.96
800	.5									
6000	1434	.1201	1.329	.4259	19.125	.536	.5041	25.308	20.775	.96
850	.5									

მუდმივი სიდიდეები

Pi = 3.141593	d1 = .016	d2 = .02	l = .5
MUst = .000031	Tn1= 323	Tm2= 323	R = 341
სამაცივრო აგენტის მახასიათებლები			
RO = 1.093	Cp = 1.005	LAMag = .0283	Miu = .0000196
Niu = 1.795E-05	a = .0000257	Prag = .698	LAM = 50
			Gx = .05

განგარიშების შედეგები (ბრუნვის სიხშირის შესაბამისად)

n	Tra	Tst1	Qr	LAMst	Pr	rt	ROst	W
Wag br/wT m/wm	grad.K	grad.K	j/wm	pa.wm			kg/m3	m/wm
1000	1006	1164	11561	1.330E-03	0.75761	0.91162	0.50831	679.03
227.52								
3200	1189	1371	48528	1.358E-03	0.76123	0.91307	0.45329	735.64
227.52								
5600	1198	1379	82753	1.365E-03	0.76368	0.91405	0.43255	736.97
227.52								
6000	1179	1356	85194	1.365E-03	0.76368	0.91405	0.41435	731.00
227.52								

n	Re	Nu	ALFA1	ALFA2	q1	q1	Q
br/wT					vt/m2	vt/m	vt
1000	202804	346.933	613.638	13.302	5401.361	555.829	277.915
3200	202804	346.933	613.638	13.186	6445.119	698.547	349.274
5600	202804	346.933	613.638	13.461	5363.727	720.695	360.347
6000	202804	346.933	613.638	13.329	4386.607	698.010	349.005