

საქართველოს განათლებისა და მეცნიერების სამინისტრო
აკაკი წერეთლის სახელმწიფო უნივერსიტეტი

ხელნაწერის უფლებით

ბესიკ ქანთარია

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

ტრანსპორტის დარგში ინჟინერიის დოქტორის(0407) აკადემიური ხარისხის
მოსაპოვებლად წარმოდგენილი დისერტაციის

ავტორეფერატი

ქუთაისი 2016 წ.

საქართველოს განათლებისა და მეცნიერების სამინისტრო
აკაკი წერეთლის სახელმწიფო უნივერსიტეტი

სამეცნიერო ხელმძღვანელი: პროფესორი თეიმურაზ კოჩაძე

რეცენზენტები: ტექნიკის მეცნიერებათა დოქტორი,
პროფესორ-ემირეტუსი რანი ჭაბუკიანი;

აკადემიური დოქტორი, ასოცირებული პროფესორი
დავით ცაგარეიშვილი

დისერტაციის დაცვა შედგება 2016 წლის 23 ივნისს 14⁰⁰საათზე

საინჟინრო-ტექნიკური ფაკულტეტის სადისერტაციო საბჭოს მიერ შექმნილ
სადისერტაციო კომისიის სხდომაზე. მისამართი: 4600. ქუთაისი. თამარ მეფის
ქ. 59, I კორპუსი აუდ. №1114.

დისერტაციის გაცნობა შესაძლებელია აკაკი წერეთლის სახელმწიფო
უნივერსიტეტის ბიბლიოთეკაში მისამართზე: 4600. ქუთაისი. თამარ მეფის
ქ. 59.

ავტორეფერატი დაიგზავნა

22.05.2016 წ.
(თარიღი)

სადისერტაციო საბჭოს

მდივანი ასოც.პროფესორი

_____ /ნ. სახანბერიძე/

(ხელმოწერა)

სამუშაოს საერთო დახასიათება

თემის აქტუალობა. ტექნიკური დანადგარის ეფექტურობის ცნების ერთ - ერთ შესაძლო ვარიანტად შეიძლება წარმოვიდგინოთ მისი რომელიმე მახასიათებლის გაუმჯობესება უკვე არსებულთან შედარებით. 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 .

ატმოსფეროში გამობოლქვილი ნამუშევარი გაზები დიდი რაოდენობით შეიცავენ ტოქსიკურ ნივთიერებებს და ჭვარტლს. მათი რაოდენობა 280 ერთეულზე მეტია და ისინი გამოუსწორებელ ზიანს აყენებენ ადამიანების ჯანმრთელობას, მის მიერ 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 .

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, რომლების შეიძლება გამოყენებული იყვნენ შიგაწვის ძრავებიდან გამონაბოლქვი გაზების თბური ენერჯის უტილიზაციის მიზნით. ასეთი სისტემების შედარებით 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.

მთელი რიგი მკვლევარების ძალისხმევით ჩატარებულია მრავალი გამოკვლევა და დამუშავებულია შიგაწვის ძრავში ნამუშევარი გაზების სითბოს უტილიზაციის არაერთი სისტემა. ამ სახის ამოცანების გადაწყვეტაში დიდი წვლილი აქვთ შეტანილი ს.დ.გულინს, ს.ვ. კავერზინს, ნ.ნ.კარნაუხოვს, ვ.ფ. კრამსკის, ა.ი. ტარხოვს, ა.ი. ხოროშს (რუსეთი); ვ.ფიშერს (აშშ), ხ.კრედეს (გერმანია), პ.მაკკონელს (ავსტრალია), ტ.მიხელს (ჰოლანდია) და ბევრ სხვა აღიარებულ მეცნიერს.

ადრე შესრულებულ სამუშაოებში ნაკლებად გვხვდება შიგაწვის ძრავების გამონაბოლქვი გაზების სითბოს უტილიზაციის საფუძველზე სატრანსპორტო საშუალებების სათავსოების გათბობა - კონდიციონირების მიზნით სითბო - სიცივის მომცემ ერთობლივ რეჟიმებზე მომუშავე აგრეგატების და შედეგად სათბობის დამატებითი ხარჯის გარეშე როგორც გათბობა - კონდიციონირების 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 - კონდიციონირების უზრუნველყოფის და შესაბამისად შიგაწვის ძრავის სიმძლავრითი, ეკონომიკური და ეკოლოგიური მაჩასიათებლების 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. სითბოსგადაცემე 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 დანადგარი;
 7. ჩატარდა ექსპერიმენტული კვლევები.

კვლევის ობიექტს წარმოადგენს ტექნიკური სისტემა (ენერგეტიკული დანადგარი), რომელიც შედგება ბენზინზე მომუშავე ოთხცილინდრიანი შიგაწვის 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 ოთხცილინდრიანი 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 გალენის 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” გასაზნევი უტილიზირებული სითბოს საფუძველზე ფუნქციონირებადი სითბო - სიცივის მომცემი კოგენერაციული დანადგარი, შემდგომი დახვეწის შედეგად შეიძლება წარმატებით იყოს გამოყენებული ნებისმიერი სახის სათავსოს გათბობა - კონდიციონირების 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 2012წ.); “ ენერგეტიკა: რეგიონალური პრობლემები და განვითარების პერსპექტივები” (ქუთაისი 2013წ). trans&MOTAUTO’ 12 (ბულგარეთი, ვარნა 2012წ) ; trans&MOTAUTO’ 13 (ბულგარეთი, ვარნა 2013წ) ; საქართველოს მექანიკოსთა კავშირის მეოთხე კონფერენციაზე (8 – 10. 11. 2013წ. ქუთაისი).

აწსუ - ს ტრანსპორტის მიმართულების სამეცნიერო - პრაქტიკულ სემინარებზე (ქუთაისი 2012; 2013წწ); აწსუ - ს ტრანსპორტის და ენერგეტიკის დეპარტამენტების გაერთიანებულ სამეცნიერო - პრაქტიკულ სემინარზე (ქუთაისი 2013წ).

გამოქვეყნებული მასალები.

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

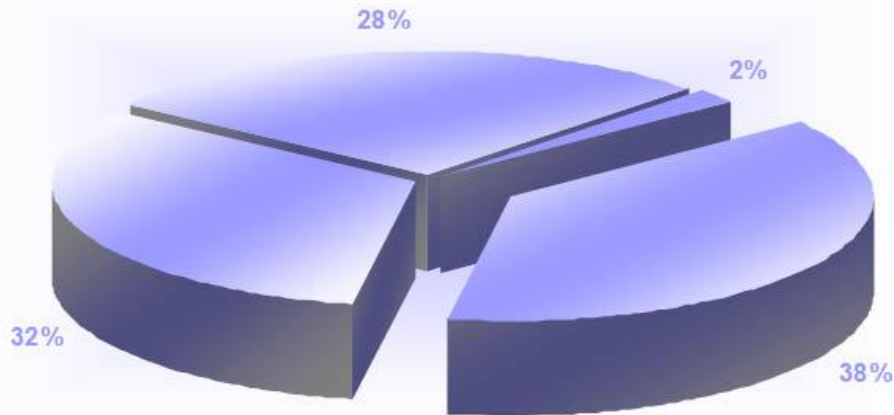
დისერტაცია შედგება 178 ნაბეჭდი გვერდისაგან, რომელიც შეიცავს 58 ნახაზს და 15 ცხრილს; შედგება შესავალისაგან, ოთხი თავისაგან, დასკვნებისაგან და გამოყენებული ლიტერატურის (151 დასახელების) ჩამონათვალისაგან.

სამუშაოს შინაარსი

შესავალში განხილულია სამუშაოს აქტუალობა და კვლევის მიზნები, სამეცნიერო სიახლე, მიღებული შედეგების პრაქტიკული ღირებულება და ყველა ის ახალი დებულება, რომლებიც დოქტორანტს გამოაქვს დასაცავად.

პირველ თავში დასაბუთებულია შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერგიის უტილიზაციის მნიშვნელობა და შესაძლებლობები. ეს იძლევა ენერგეტიკული დანადგარის ეფექტურობის გაზრდის საშუალებას, ზრდის შიგაწვის ძრავის მქკ–ს, ამცირებს ხმაურის დონეს, ზრდის ეკოლოგიურ მაჩვენებლებს.

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



ნახ.1. ბენზინზე მომუშავე ძრავის თბური ბალანსი

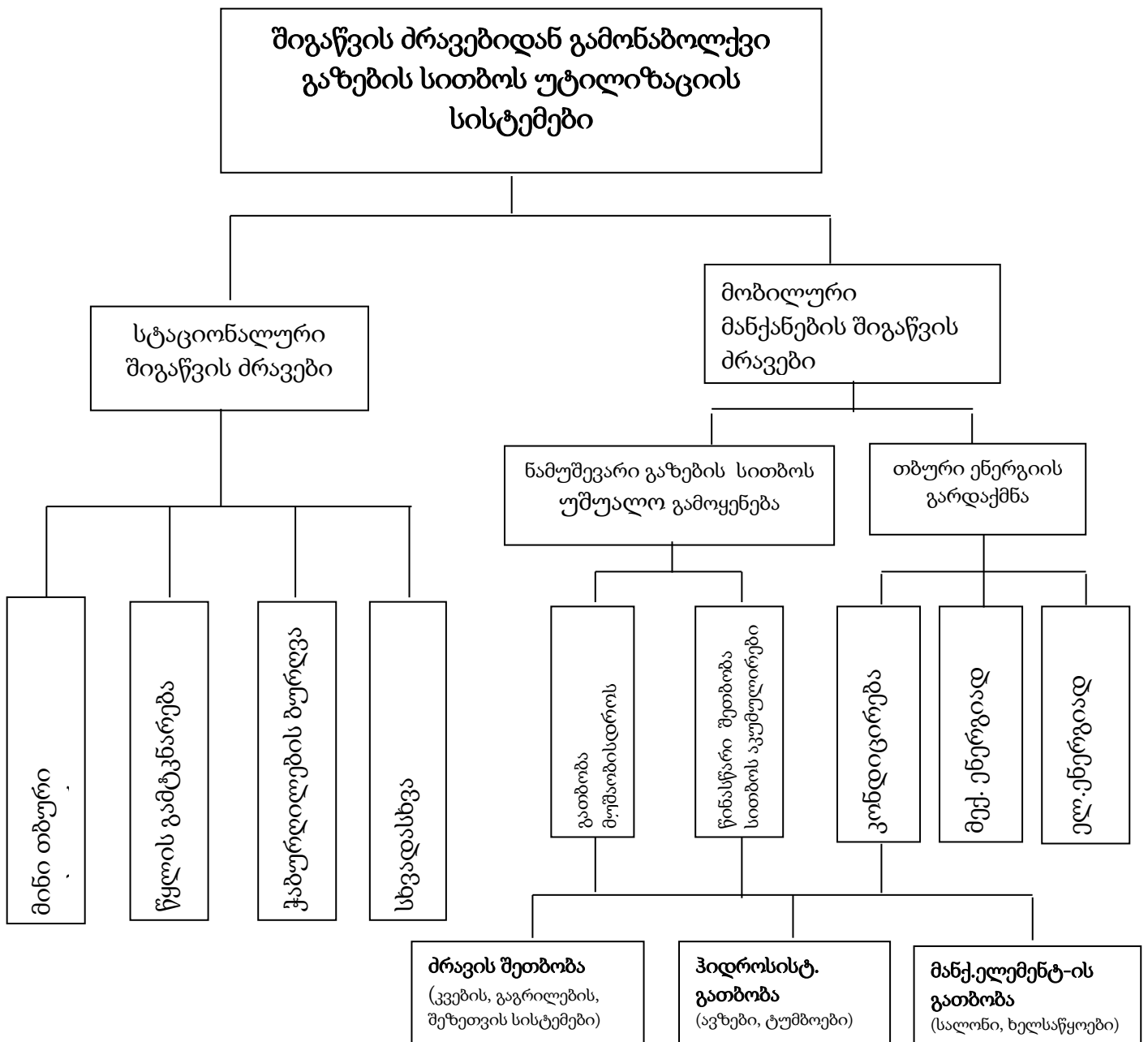
- სადაც 32% - სასარგებლო მუშაობად გარდაქმნილი სითბოა;
 28% - გაგრილების სისტემით ართმეული სითბოა;
 2% - დგუშის კედლებზე ხახუნის შედეგად წარმოქმნილი სითბოა;
 38% - ნამუშევარი გაზების მიერ ართმეული სითბოა.

განხილულია აგრეთვე დიზელის ძრავის (ЯМЗ-238) თბური ბალანსი. განსაზღვრულია, რომ ძრავში დამწვარი სათბობის თბური ენერგიის მნიშვნელოვანი ნაწილი (26% – მდე) ნამუშევარი გაზების მიერ ფუჭად გაიბნევა ატმოსფეროში. თუ დავუშვებთ, რომ ასეთი ძრავის მქონე სატრანსპორტო საშუალების საშუალო წლიური გარბენი შეადგენს 40 – 45 ათას კმ – ს, მაშინ ერთი წლის განმავლობაში იმ სითბოს დანაკარგი, რომელიც ნამუშევარი გაზების მიერ უქმად გაიბნევა ატმოსფეროში, შეადგენს 100 ათას მეგაჯოულზე მეტს. ეს ენერგია სრულიად საკმარისი იქნება 250 მ² ფართობის მქონე საცხოვრებელი სახლის გასათბობად. ასეთი გათვლა კიდევ ერთხელ ადასტურებს შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერგიის სასარგებლო მიზნებისათვის გამოყენების და შესაბამისად ენერგეტიკული დანადგარის ეფექტურობის გაზრდის მიზანშეწონილობას.

შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერგიის უტილიზაციის საშუალებების და მეთოდების თემაზე ჩატარებულმა საერთაშორისო საპატენტო ანალიზმა აჩვენა თანამედროვე მსოფლიოს მკვლევარების გაზრდილი ინტერესი ამ პრობლემასთან დაკავშირებულ საკითხებზე. ანალიზის საფუძველზე

შემოთავაზებულია ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის უტილიზაციის საშუალებების საერთო კლასიფიკაცია (ნახ.2).

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].



ნახ.2. შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის უტილიზირების შესაძლო მეთოდები

ამასთან, სითბური ენერჯის დიდი “დანაკარგები”, რომელიც თან სდევს შიგაწვის ძრავის მუშაობას, მოწმობს მისი მახასიათებლების ზრდის მნიშვნელოვანი რეზერვების არსებობას, თუკი მოხდება ამ ენერჯის უტილიზაცია.

ნაშრომში განხილულია შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის უტილიზაციის არსებული სისტემები. აღმოჩნდა, რომ ბევრი მკვლევარი გვთავაზობს ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის სასარგებლოდ გამოყენების სხვადასხვა ხერხებსა და მეთოდებს, მაშინ, როდესაც ამ სითბოს უტილიზაციისათვის საჭირო თბომცვლელები პრაქტიკულად ჯერ კიდევ არ არის სათანადოდ გამოკვლეული, რის გამოც შეუძლებელია იმის ზუსტი მტკიცება, თუ რომელი თბომცვლელი არის ყველაზე უფრო ეფექტური.

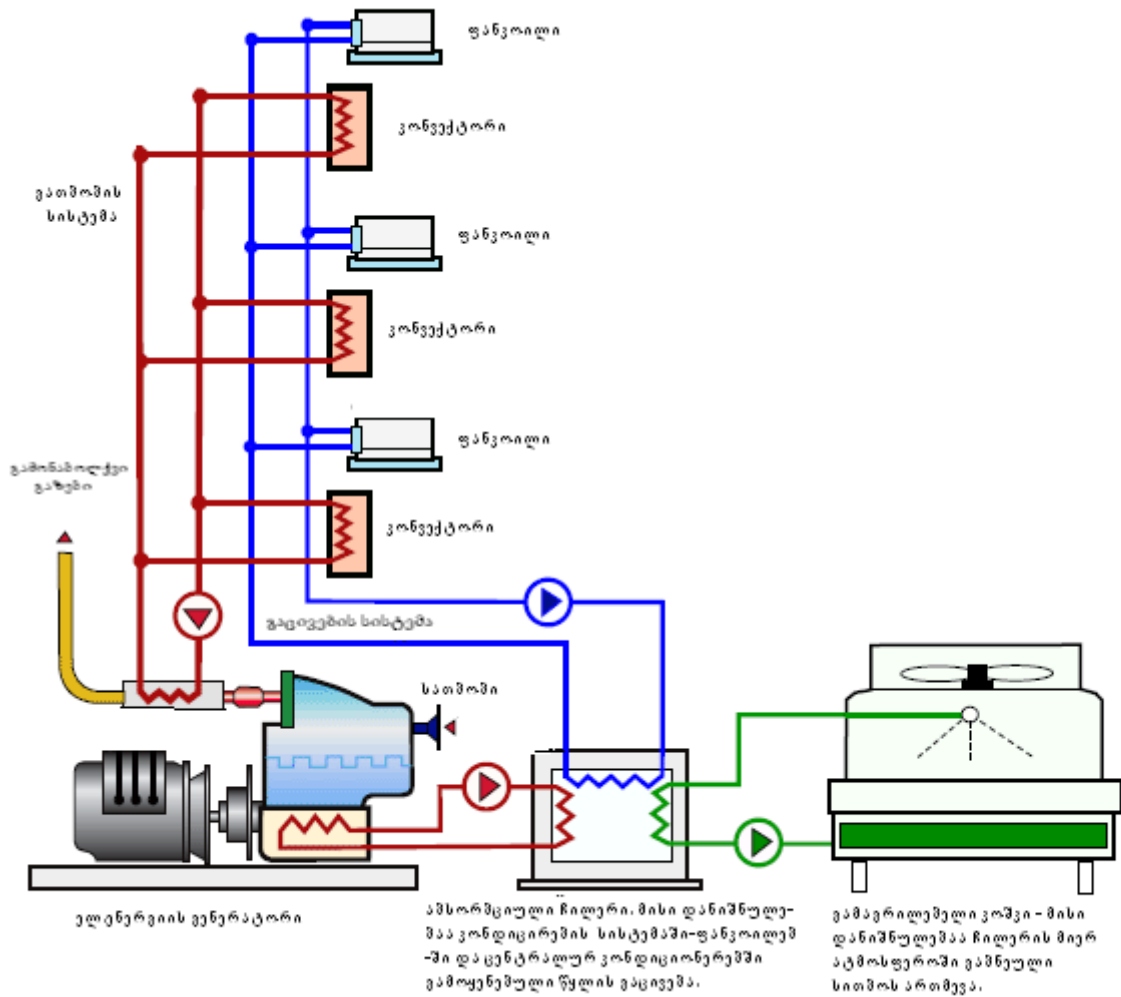
ეკოლოგიური კულტურის ამაღლების და სათბობის სახის წიაღისეულის მოხმარების შემცირების საჭიროების გამო ჩნდება მისი თბურ ენერჯიად გარდაქმნის მაღალეფექტური ტექნოლოგიების შექმნის და დანერგვის აუცილებლობა. ელექტროენერჯის ტრადიციულად გაყოფილი წარმოება, საკონდენსაციო ელექტროსადგურებით და და თბური ქვაბებით, ხასიათდება 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.

ტრიგენერაციის სისტემის სქემა

დღეისათვის არსებობს ტრიგენერაციული სისტემების ორგანიზების მრავალი სქემა. ნახ.3 - 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 დანიშნულებათა კონდენსირების 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

ენერჯის საფუძველზე ხდება. აბსორბციული მაცივარის მუშაობის შედეგად გამოყოფილი სითბო კი გარემოში გაიბნევა.



ნახ.3. 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 კონდიციონერების 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.

ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის უტილიზაციისათვის ყველაზე უფრო მისადაგების მიზნით გაანალიზებული და გამოკვლეული იყო თბომცვლელის კონსტრუქციები.

მეცნიერულად დასაბუთებული შედარების კრიტერიუმების საფუძველზე ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის უტილიზაციისათვის შეირჩა კომპაქტური მილწიბოვანი ტიპის თბომცვლელი, რომელიც თავისი თერმოფიზიკური პარამეტრების მიხედვით არის ოპტიმალური სითბოგადაცემის პროცესისათვის. მიუხედავად სითბოგადაცემის კოეფიციენტის შედარებით დაბალი მნიშვნელობისა, ასეთი ტიპის თბომცვლელი თბოცვლის დიდი ფართობის გამო ხასიათდება მაღალი ეფექტურობით. თბომცვლელის სწორი და გლუვი (ტურბულიზატორების გარეშე) არხები მასში ჰიდრავლიკური და შესაბამისად ძრავის გამომშვებ სისტემაში წნევის დანაკარგების მაქსიმალურად შემცირების საშუალებას იძლევიან. გარდა ამისა ამ ტიპის თბომცვლელის კონსტრუქცია კომპაქტურია და დასამზადებლად მარტივია.

სითბოგადატანის პროცესის გათვლის არსებული მეთოდები და მათემატიკური მოდელები ვერ უზრუნველყოფენ ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის თბომცვლელის ექსპლუატაციის პირობებს. ასეთ პირობებს განეკუთვნება ნამუშევარი გაზების ცვალებადი თბური ნაკადი და სითბოგადაცემის ზედაპირზე ჭვარტლის და სათბობის წვის სხვა პროდუქტების დანალექი შრის სისქე. ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის უტილიზაციისათვის საჭირო თბომცვლელის კონსტრუქციის საანგარიშოდ საჭიროა განისაზღვროს ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადი და მისი დამოკიდებულება ენერგეტიკული დანადგარის ექსპლუატაციის პირობებზე და რეჟიმებზე.

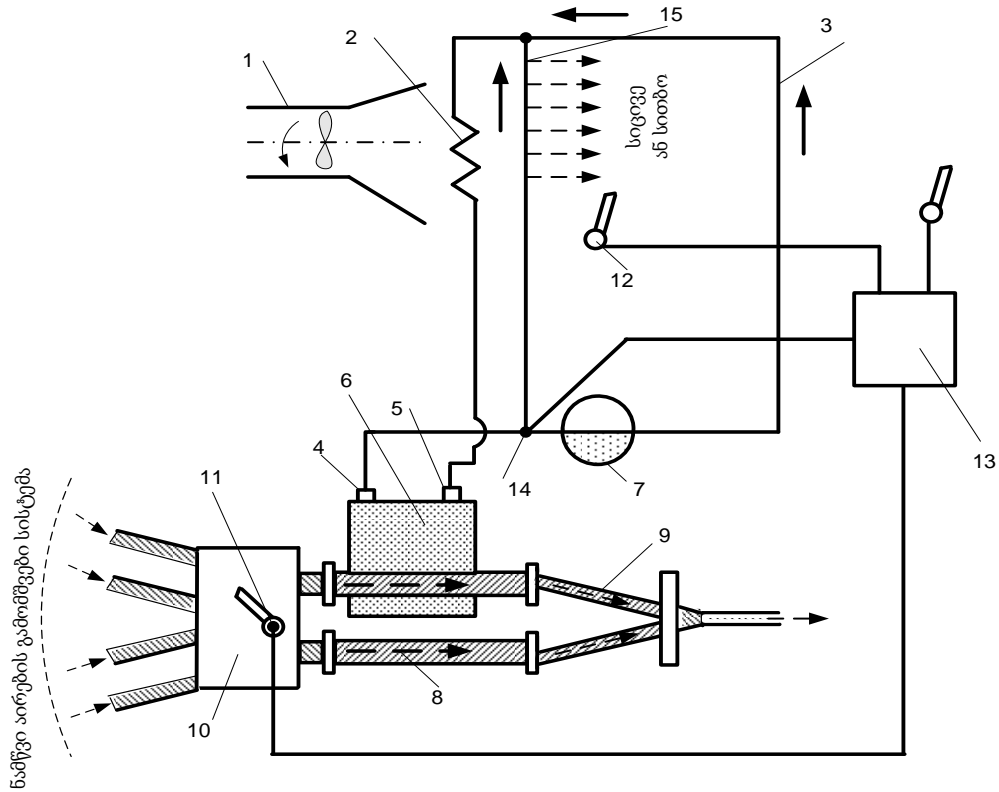
ჩატარებული ანალიზის საფუძველზე ჩამოყალიბდა კვლევის ამოცანები.

მეორე თავი ეძღვნება ანალიტიკურ კვლევებს. წარმოდგენილია ჩასატარებელი კვლევების საერთო მეთოდიკა, რომელიც თავის თავში მოიცავს საკვლევი საკითხის მდგომარეობის ანალიზს, თეორიული და ექსპერიმენტალური კვლევის ბლოკებს, აგრეთვე კვლევების საფუძველზე მიღებულ შედეგებს და მათი პრაქტიკული გამოყენების წინადადებებს.

ძრავის სითბოს გამოყენების კოეფიციენტის გაზრდის და „სათბურის ეფექტის“ შემცირების ერთ-ერთი ეფექტური საშუალება არის გამონაბოლქვი აირების სითბური ენერჯის უტილიზაცია და მისი შემდგომი გამოყენება სასარგებლო მიზნებისათვის. მაგალითად - ავტომობილის სალონის კონდიციონერისა და გათბობისათვის. ამ მიზნით ავტორის მიერ შემოთავაზებულია ძრავის ნამუშევარი გაზების სითბოს ხარჯზე მომუშავე სითბო-სიცივის მისაღები ახალი სისტემა. ასეთი სისტემის პრინციპიალური სქემა ნაჩვენებია ნახ. 4-ზე. ავტომობილის კონდიციონერის სისტემა შეიცავს შიგაწვის ძრავას კოლექტორთან დაკავშირებულ ძირითად თბომცვლელს (სადულარას) და სქემაში ჩართულ დამხმარე თბომცვლელს (ცივი ან თბილი ჰაერის მისაღებად), რომელიც ვენტილატორთან ერთად განთავსებულია სალონში ჰაერის მიმწოდებელ არხში. სისტემა ასევე აღჭურვილია აბსორბენის საშუალებებით, რომლებიც დაკავშირებულია დროსელთან და ტემპერატურის გადამწოდთან.

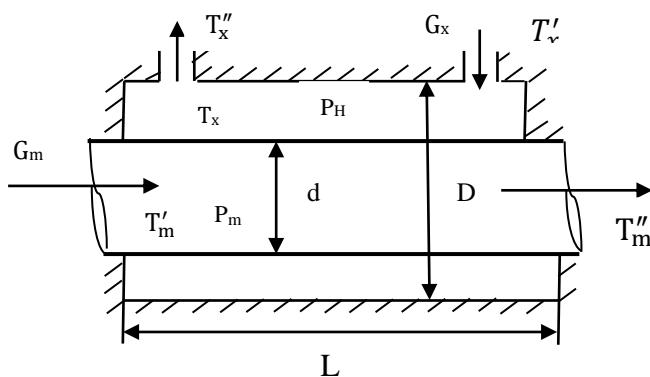
ამ თავში განსაკუთრებული ყურადღება აქვს დათმობილი ნამუშევარ გაზბთან უშუალო შეხებაში მყოფი ძირითადი თბომცვლელის კონსტრუქციის შერჩევას და მასში მიმდინარე თერმოდინამიკური პროცესების თეორიულ კვლევებს.

ჩატარებული ანალიზის საფუძველზე თბოცვლის პროცესის მაღალი ეფექტურობიდან გამომდინარე შეირჩა კომპაქტური მილწიბოვანი ტიპის თბომცვლელი.



ნახ.4. ძრავის ნამუშევარი გაზების სითბოს საფუძველზე მოქმედი სალონის კონდენცირების და გათბობის სისტემის პრინციპიალური სქემა.

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 (ნახ.5).



ნახ.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 ამღვლეხას და ადგილი აქვს ტოლობას

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

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 - წვის პროდუქტების 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

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

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/კგ(⁰K).

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

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

შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ენერჯის უტილიზირებისათვის საჭირო კომპაქტურ მილწიბოვან თბომცვლელში სითბოსგადატანის პროცესის მათემატიკური მოდელი წარმოადგენს დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემას:

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

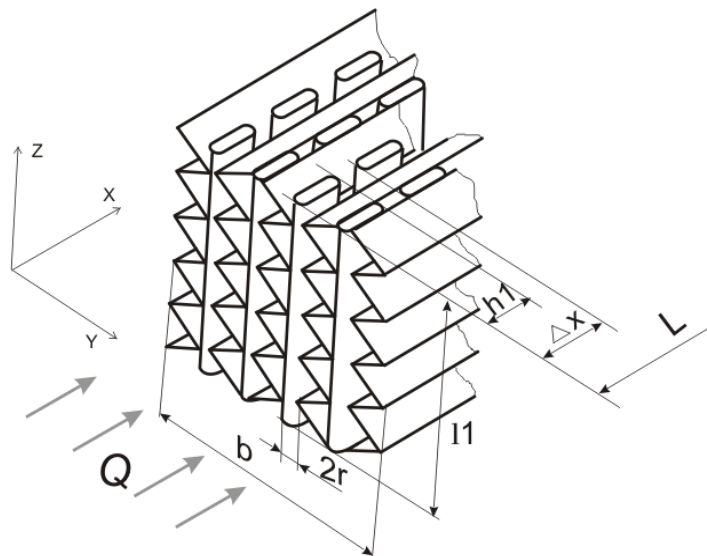
$$dQ_{2i} = \frac{\partial T}{\partial x} k F_{2i} dx d\tau \quad (2)$$

სადაც Q_{1i} , Q_{2i} – სითბოს ნაკადია თბოცვლის i -ურ უბანზე, ჯ/წმ, რომელიც ნამუშევარი გაზებიდან შესაბამისად გადაეცემა თბომცვლელის გარე კედელს და შიგა კედლიდან ცივ სითბოსგადატანს; F – სითბოგადაცემი ზედაპირის ფართობი, მ²; $\frac{\partial T}{\partial x}$ – ცხელი და ცივი სითბოსგადატანების ტემპერატურათა სხვაობებია სითბოსგადატანის უბანზე; β – კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს წვის პროდუქტების დალექვას სითბოგადმტან ზედაპირზე; k – სითბოგადაცემის კოეფიციენტი, ვტ/მ²კ; τ – დროა, წმ.

განტოლებები (1) და (2) აღწერენ სითბოსგადატანის პროცესს ცხელი სითბოგადატანიდან თბომცვლელის გარე კედელზე და თბომცვლელის შიგა კედლიდან ცივ სითბოგადატანზე შესაბამისად.

მასის ცვლის პროცესების განსხვავებულობის და მათი არაწრფივობის გამო ასეთი ამოცანის ანალიზური ამოხსნა გართულებულია. რის გამოც ამ განტოლებათა სისტემის ამოხსნისათვის მიზანშეწონილია რიცხვითი მეთოდის გამოყენება. ამისათვის კი საჭიროა dx და $d\tau$ უსასრულოდ მცირეების ნაცვლად Δx და $\Delta \tau$ სასრული სიდიდეების გამოყენება. აგრეთვე უნდა მოხდეს უწყვეტი ფუნქციების და მათი წარმოებულების დისკრეტული განტოლებებით შეცვლა.

გათვლის ალგორითმის მაქსიმალურად გამარტივების მიზნით საჭიროა თბომცვლელი სიგრძეზე დაიყოს ელემენტარულ უბნებად Δx (ნახ.6). ასეთ შემთხვევაში თბომცვლელის Δx უბანზე გამავალი თბური ნაკადი Q ალბათობის საკმაო ხარისხით შეიძლება ჩათვალოს მუდმივად თბოცვლის მთელ ფართობზე $S=bl_1$.



ნახ.6. თბოცვლის პროცესის საანგარიშო სქემა.

ჩავსვავთ რა განტოლებათა სისტემაში ცნობილ სიდიდეებს და მოვახდენთ ინტეგრებას, მივიღებთ შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების სითბოს უტილიზაციისათვის საჭირო კომპაქტურ მილწიბოვან თბომცვლელში მიმდინარე სითბოსგადატანის პროცესის კერძო შემთხვევის მათემატიკურ მოდელს:

$$Q_{1i} = k\beta(S - S_r)(h_2 + a) \int_{x_1}^{x_2} T(x) dx \quad (3)$$

$$Q_{2i} = 2kn_2l_1r(\pi - 2) \int_{x_1}^{x_2} T(x) dx \quad (4)$$

სადაც, S_r – „ცოცხალი“ კვეთის ფართობია, m^2 , ანუ თბომცვლელის კვეთის ფართია იმ სივრცის გამოკლებით, რომელსაც გაწიბოვებული მილები იკავებენ:

$$S_r = 2n_2l_1r \left(1 - \frac{\delta_p}{h_p} \right), \quad (5)$$

სადაც n_2 - გაწიბოვებული მილების რაოდენობაა; $2r, l_1$ - გაწიბოვებული მილის სიგანე და სიმაღლეა, m ; δ_p და h_p - წიბოს სისქე და წიბოებს შორის მანძილია, m . თბოგადაცემის კოეფიციენტი k განისაზღვრება თბომცვლელის გაწიბოვებული კუთრი ზედაპირის გათვალისწინებით :

$$k = \left[\frac{1-\varphi}{\alpha_1} + \delta \frac{1-\varphi}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right]^{-1}, \quad (6)$$

სადაც α_1, α_2 - ნამუშევარი გაზების და ცივი სითბოგადატანის სითბოსგაცემის კოეფიციენტებია შესაბამისად; δ, λ - თბომცვლელისკედლის სისქე (m) და მასალის სითბოგამტარობის კოეფიციენტი (ვტ/მK); φ - გაწიბოვების კოეფიციენტი, რტომელიც ახასიათებს წიბოების ფართობს, რომელიც მოდის ფირფიტის ფართობის ერთეულზე :

$$\varphi = \frac{F_1}{F_1 - F_2} = 1 - \frac{F_1}{F_2}, \quad (7)$$

სადაც F_1, F_2 - თბომცვლელის ზედაპირის ფართობებია, m^2 , ცხელი და ცივი სითბოგადატანების მხრიდან შესაბამისად.

კომპაქტური მილწიბოვანი თბომცვლელის თბოგადაცემის ზედაპირზე ჰვარტლის და წვის სხვა პროდუქტების დანალექი შრის სისქის გავლენის გათვალისწინების მიზნით შემოთავაზებულია β კოეფიციენტის გამოყენება, რომელიც ახასიათებს დანალექი შრის სისქეს შიგაწვის ძრავის მუშაობის რეჟიმების მიხედვით:

$$\beta = 1 - \frac{\Delta T_b}{\Delta T_{in}} \quad (8)$$

სადაც $\Delta T_b = T_1 - T'_1$ - ტემპერატურის ვარდნაა წვის პროდუქტების დანალექ შრეზე, K; ΔT_{in} - ცხელი და ცივი სითბოგადატანის ტემპერატურების ლოგარითმული სხვაობაა, K.

ფურიეს კანონის მიხედვით: $q = -\lambda \int_{x=0}^b \frac{\partial T}{\partial x} dx = \frac{\lambda \Delta T_b}{b}$, მაშინ განტოლება (8) მიიღებს სახეს:

$$\beta = 1 - \frac{qb}{\lambda \Delta T_{in}} \quad (9)$$

სადაც q – ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადის სიმკვრივეა, ვტ/მ²; b – წვის პროდუქტების დანალექი შრის სისქეა სითბოგადაცემის ზედაპირზე, მ; λ – დანალექი შრის სითბოგამტარობაა, ვტ/მK.

თბური ნაკადის სიმკვრივე და წვის პროდუქტების დანალექი შრის სისქე სითბოგადაცემის ზედაპირზე დამოკიდებულია ძრავში დამწვარი სათბობის რაოდენობასა და ტემპერატურაზე, რომლებიც თავის მხრივ შეიძლება განისაზღვროს ძრავის დატვირთვის მიხედვით. მაშინ შეიძლება ვივარაუდოთ, რომ თბური ნაკადის სიმკვრივის დამოკიდებულებას ექნება სახე:

$$q = A_0 + A_1 N, \quad (10)$$

ხოლო დანალექი შრის სისქის დამოკიდებულება ძრავის დატვირთვაზე შეიძლება აღიწეროს მეორე ხარისხის პოლინომის საშუალებით:

$$b = A_0 + A_1 N^2 + A_2 N. \quad (11)$$

შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბურ ნაკადზე სატრანსპორტო მანქანის რეჟიმების და მუშაობის პირობების გავლენის დასადგენად, აპრიორული ინფორმაციის ანალიზის საფუძველზე შეირჩა სამი ფაქტორი:

X_1 – ძრავის სათბობის ხარჯი, G , ლ/სთ;

X_2 – გარემოს ტემპერატურა, $t^{\circ}C$;

X_3 – იმ ჰაერის ნაკადის სიჩქარე, რომელიც გარსედინება ძრავის გამომშვებ ტრაქტს სატრანსპორტო მანქანის მოძრაობის დროს, $V_{გოვ}$, მ/წმ.

ფაქტორების ერთობლივი გავლენის ჰიპოტეზის სახით მიღებულია შემდეგი რეგრესიის განტოლება:

$$Q = A_0 + A_1 X_1 + A_2 X_2 + A_3 X_3. \quad (12)$$

სადაც Q - გამომდხილის ფუნქციაა – ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადია კოლექტორიდან გამოსასვლელზე; A_i - რეგრესიის განტოლების კოეფიციენტებია; X_i - ფაქტორების მნიშვნელობებია.

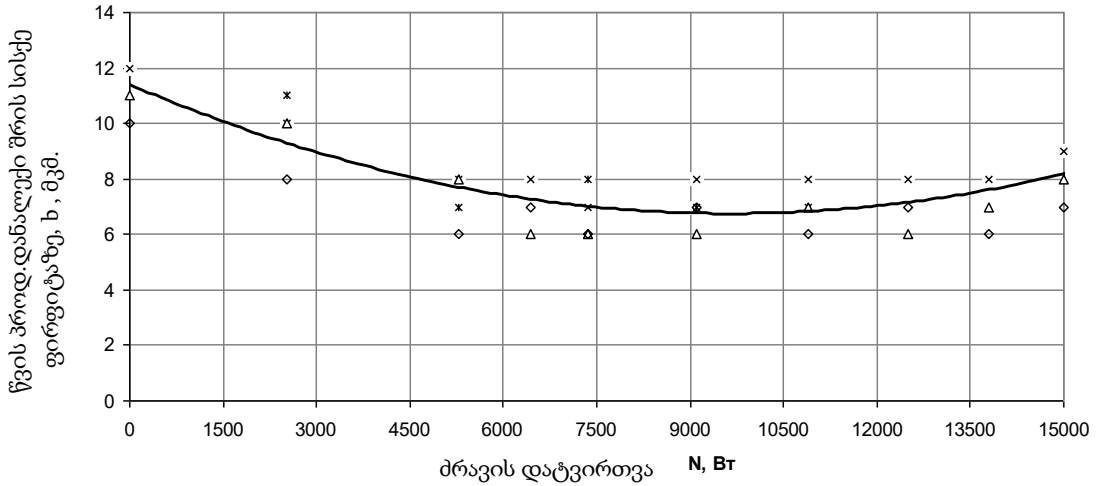
თეორიული კვლევების და წამოყენებული წინადადებების ადექვატურობის ადექვატურობის დადგენის მიზნით ჩატარდა ექსპერიმენტალური გამოკვლევები.

მესამე თავში მოცემულია ექსპერიმენტალური კვლევების ჩატარების მეთოდიკა და მიღებული განზოგადებული შედეგები, რომელთა მიზანი მდგომარეობს შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების სითბოს უტილიზაციისათვის გამოყენებული კომპაქტური მილწიბოვანი თბომცვლელის ეფექტურობის შეფასებაში, აგრეთვე იმ ჰიპოტეზების შემოწმებაში, რომლებიც წამოყენებული იყო თეორიულ კვლევებში და რეგრესიული მოდელების რიცხვითი მნიშვნელობების განსაზღვრაში. ექსპერიმენტები ჩატარდა რამდენიმე ეტაპად.

პირველ ეტაპზე ხდებოდა ჭვარტლის და სათბობის წვის სხვა პროდუქტების თბომცვლელის ზედაპირზე დანალექი შრის სისქის სითბოგადაცემის პროცესზე გავლენის გამოკვლევა.

დასმული ამოცანის გადასაწყვეტად გამოყენებული იყო პასიურ – აქტიური ერთფაქტორიანი ექსპერიმენტი. ექსპერიმენტი ჩატარდა ბენზინზე მომუშავე ძრავზე. გამომშვებ კოლექტორში ნამუშევარი გაზების მილში ყენდებოდა თხელი მეტალის ფირფიტა. ძრავის სხვადასხვა დატვირთვის (ბრუნთა რიცხვის) შემთხვევაში

მუშაობის თანაბარი ინტერვალით ფიქსირდებოდა ნამუშევარი გაზების ტემპერატურის ცვლილება. შემდეგ ხდებოდა ფირფიტის ამოღება და მისი გაცივება 20°C ტემპერატურამდე. ამის შემდეგ საათის ტიპის ბერკეტის მიკრომეტრის საშუალებით (MP-25), რომლის დანაყოფის ფასია 0,001 მმ, ფირფიტაზე იზომებოდა ჭვარტლის და სათბობის წვის სხვა პროდუქტების დანალექი შრის სისქე. (ნახ. 7).



ნახ.7. გამომშვებ კოლექტორში ჭვარტლის და წვის სხვა პროდუქტების მეტალის ფირფიტაზე დანალექი შრის სისქის დამოკიდებულება ძრავის დატვირთვაზე

თბური ნაკადის სიმკვრივის განსაზღვრის მიზნით კოლექტორში იზომებოდა ნამუშევარი გაზების ტემპერატურა. მიღებული კოეფიციენტების გათვალისწინებით განტოლებები (10) და (11) მიიღებს სახეს:

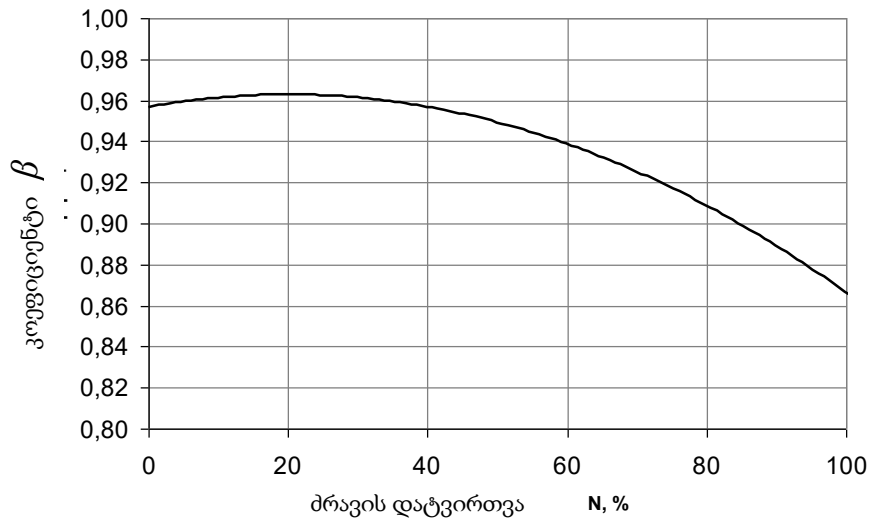
$$q = 6270 + 0,82N, \tag{13}$$

$$b = 11,39 + 5 \cdot 10^{-8} N^2 - 0,001N \tag{14}$$

უქმი სვლის ბრუნთა რიცხვებზე და მცირე დატვირთვებზე ($N < 5$ კვტ) სათბობის წვის პროდუქტების ფირფიტაზე დანალექი შრის სისქემ მიაღწია 12 მკმ – ს. ამასთან დანალექის სტრუქტურაში ნათლად ჩანს ფისის ფენა, რომელიც წარმოიქმნა ძრავის ცილინდრში საწვავის არასრული წვის შედეგად. დატვირთვის დიაპაზონში $N = 7,5 \div 12$ კვტ. რაც შეადგენს მაქსიმალური დატვირთვის 35 – 60 %, ფირფიტის ზედაპირზე შეინიშნება წვის პროდუქტების დანალექი შრის მინიმალური სისქე (6 – 8 მკმ).

ძრავის დატვირთვის გაზრდით $N > 12$ კვტ. იზრდება დანალექი შრის სისქე 8 – 9 მკმ – მდე. თუმცა ამ შემთხვევაში დანალექ შრეში უკვე მკვეთრად აღარ შეინიშნება ფისის ფრაქცია, იგი არის უფრო პრიალა, რაც მეტყველებს მის სტრუქტურაში ძირითადად ჭვარტლის არსებობაზე.

იმისათვის, რომ მივიღოთ β კოეფიციენტის დამოკიდებულება მობილური მანქანის მუშაობის რეჟიმებზე, შიგაწვის ძრავის დატვირთვას წარმოვადგენთ მაქსიმალურად შესაძლებელი დატვირთვის პროცენტებში $N\% = N/N_{max}$. თუ ჩავსვავთ q და b საშუალო მნიშვნელობებს ფორმულაში (9) მივიღებთ β კოეფიციენტის დამოკიდებულებას ძრავის დატვირთვაზე (ნახ.8.)



ნახ.8. β კოეფიციენტის დამოკიდებულება ძრავის დატვირთვაზე

დამოკიდებულების განტოლებას აქვს შემდეგი სახე:

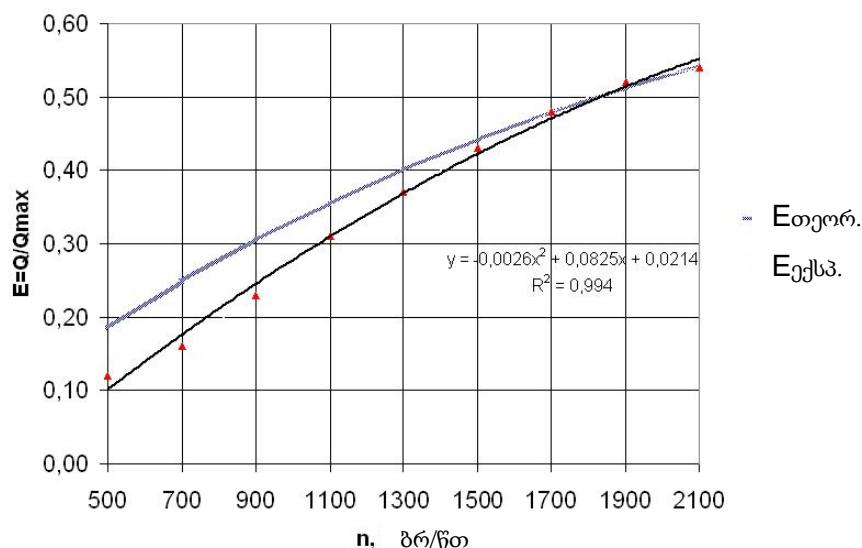
$$\beta = 0,9568 - 2 \cdot 10^{-5} N_{\%}^2 + 0,0006 N_{\%} \quad (15)$$

ექსპერიმენტული კვლევების მეორე ეტაპზე ისაზღვრებოდა შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადის სიდიდე და მისი დამოკიდებულება ძრავის მუშაობის რეჟიმებზე და მანქანის ექსპლუატაციის პირობებზე. იმისათვის, რომ დაგვედგინა თბურ ნაკადზე გამოსაკვლევი ფაქტორების ერთობლივი გავლენის ხარისხი, გამოვიყენეთ კორელიაციურ-რეგრესიული ანალიზის აპარატი. ანგარიშები შესრულდა პროგრამა „REGRESS“-ის საფუძველზე. ეს პროგრამა იძლევა მრავალფაქტორიანი დამოკიდებულებების პარამეტრების რიცხვითი ნიშნელობების განსაზღვრის საშუალებას.

მიღებული რეგრესიის განტოლებები ადექვატიურია კომპაქტურ მილწიბოვან თბომცვლელში თბოცვლის პროცესისათვის მუშა ჰიპოთეზის სახით შემოთავაზებული მათემატიკური მოდელის (კორელიაციის კოეფიციენტი – 0,99; დეტერმინაციის კოეფიციენტი – 0,97). გარდაქმნის შემდეგ დამოკიდებულებას აქვს სახე:

$$Q = 1277 X_1 - 0,58 X_2 - 18,9 X_3 - 7582 . \quad (16)$$

განხილული ფაქტორებიდან ყველაზე უფრო გავლენიანი საწვავის ხარჯია, შემდეგ გავლენის ხარისხის მიხედვით გარსედინი ჰაერის ნაკადი (სატრანსპორტო საშუალების მოძრაობის სიჩქარე) და გარემოს ტემპერატურაა.



ნახ.9. კომპაქტურ მილწიბოვან თბომცვლელში ნამუშევარი გაზების სითბოგადაცემის ეფექტურობის თეორიული და ექსპერიმენტალური დამოკიდებულებები ძრავის მუშაობის რეჟიმების მიხედვით.

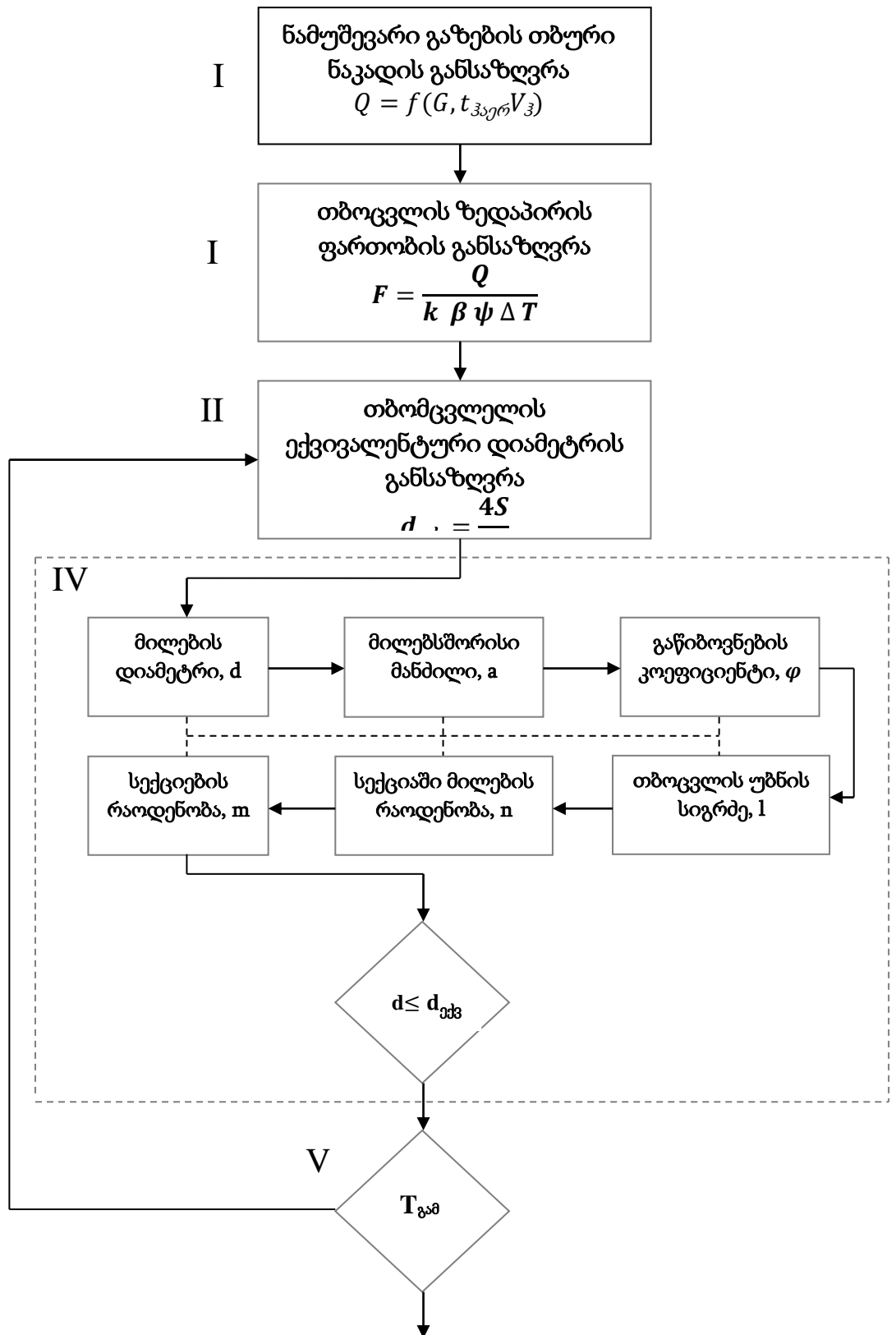
ნახ.9 –ზე წარმოდგენილია თბომცვლელში სითბოგადაცემის ეფექტურობის ძრავის მუშაობაზე დამოკიდებულების გრაფიკები, რომლებიც მიღებულია თეორიული და ექსპერიმენტული კვლევების გზებით. ჩანს, რომ ეფექტურობის თეორიული მრუდი ძრავის დაბალ ბრუნთა რიცხვებზე გადის ექსპერიმენტით მიღებული მრუდის ზემოთ.

ძრავის ბრუნთა რიცხვების გაზრით მრუდები ერთმანეთს უახლოვდებიან და ძრავის ნომინალურ რეჟიმებზე ($n=1800 \div 2100$ ბრ/წთ) ერთიანდებიან. ასეთი განსხვავება შეიძლება აიხსნას შემდეგნაირად : ძრავის დაბალ ბრუნთა რიცხვებზე ნამუშევარი გაზების გამოდინების სიჩქარე დიდი არ არის, ამიტომ იზრდება ის გაუთვალისწინებელი თბური დანაკარგები, რომლებიც მიდის ცილინდრების, სახურავის, კოლექტორის და ძრავის გამომშვები სისტემის სხვა ნაწილების გაცხელებაზე.

ძრავის ბრუნთა რიცხვების გაზრით იზრდება ნამუშევარი გაზების თბური ნაკადის სიდიდე და სიჩქარე. სითბოს დიდი ნაწილი მცირე დროში გადის გამომშვები სისტემის გავლით. რის გამოც გაუთვალისწინებელი დანაკარგების გავლენა ხდება უმნიშვნელო. ეს გარემოება არ იყო გათვალისწინებული თეორიულ გათვლებში, რამაც გამოიწვია განსხვავება ფუნქციებს შორის.

მეთხე თავში განხილულია თეორიული და ექსპერიმენტალური კვლევის შედეგების პრაქტიკული გამოყენების შესაძლებელი ვარიანტები.

შემოთავაზებულია მეთოდიკა, რომელიც საშუალებას იძლევა გაითვალოს კომპაქტური მილწიბოვანი თბომცვლელი რომელიც გამოყენებული იქნება როგორც შიგაწვის ძრავების ნამუშევარი გაზების, ასევე სხვადასხვა სამრეწველო თუ სამოქალაქო დანიშნულების საქვებზე დანადგარებიდან გამოყოფილი ჭარბი სითბოს უტილიზაციის პროცესებში (ნახ.10).



ნახ.10. შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების უტილიზაციისათვის საჭირო კომპაქტური მილწიბოვანი თბომცვლელის გათვლის ალგორითმის ბლოკ – სქემა.

მეთოდის მიხედვით პირველ ეტაპზე საჭიროა განისაზღვროს ცხელი სითბოგადამტანის თბური ნაკადი, ანუ სითბოს ის რაოდენობა, რომელიც სათბობის წვის შედეგად ფუჭად გაიფრქვევა ატმოსფეროში.

მეორე ეტაპზე საჭიროა განისაზღვროს სითბოგადაცემის ზედაპირის ის ფართობი, რომელიც დასჭირდება ნამუშევარი გაზებიდან მოთხოვნილი რაოდენობის სითბოს მოხსნას. ამ მიზნით ვიყენებთ ანგარიშის ცნობილ თბოტექნიკურ მეთოდებს.

ანგარიშის მესამე ეტაპზე შემოთავაზებული მათემატიკური მეთოდის დახმარებით განისაზღვრება კომპაქტური მილწიბოვანი თბომცვლელის ექვივალენტური დიამეტრი. ამასთან გათვალისწინებულია თბომცვლელის ექსპლუატაციის პირობები, რომლებიც ზღუდავენ მის მასოგაბარიტულ პარამეტრებს.

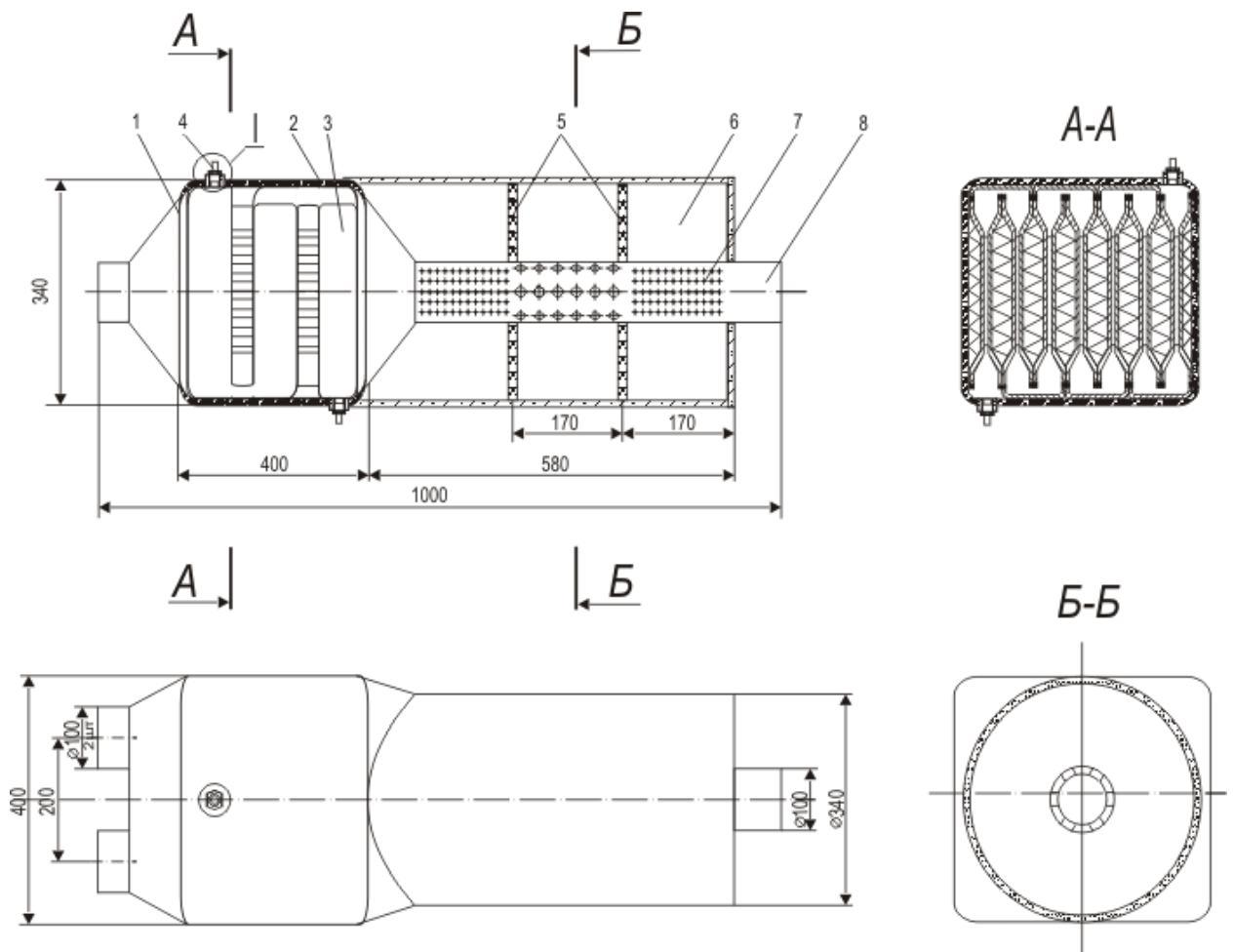
მეოთხე ეტაპზე განისაზღვრება თბომცვლელის კონსტრუქციული პარამეტრები – მილების დიამეტრი, მანძილები მათ შორის, გაწიბოვნების კოეფიციენტი, თბოცვლის უბნის სიგრძე, მილების რაოდენობა ერთ სექციაში, და სექციების რაოდენობა თბომცვლელში. თუ შერჩეული მნიშვნელობები დააკმაყოფილებენ პირობას $d \leq d_{\text{max}}$, შეიძლება გათვლის მეორე ეტაპზე გადასვლა, სხვა შემთხვევაში შეირჩევა განსახილველი სიდიდეების სხვა მნიშვნელობები.

ბოლო მე-5 ეტაპზე ხდება კომპაქტური მილწიბოვანი თბომცვლელის მიღებული კონსტრუქციული პარამეტრების შემოწმება. რისთვისაც გაითვლება ცივი სითბოგადამტანის ტემპერატურა თბომცვლელის გამოსასვლელზე. თუ ტემპერატურის მნიშვნელობა აკმაყოფილებს მოცემულ პირობებს, თბომცვლელის მიღებული კონსტრუქციული პარამეტრები მისაღებია, წინააღმდეგ შემთხვევაში გათვლები კეთდება თავიდან, მესამე ეტაპიდან – ექვივალენტური დიამეტრის განსაზღვრით.

დამუშავებულია შიგაწვის ძრავის ნამუშევარი გაზების სითბოს უტილიზაციის სისტემის კონსტრუქცია, რომელიც თავის თავში შეიცავს კომპაქტურ მილწიბოვან თბომცვლელს.

თბომცვლელის დაყენების ოპტიმალურ ადგილად შეირჩა გამომშვებ სისტემაში სტანდარტული მაყუჩის დაყენების ადგილი. ამისათვის კვანძის გათვლა და დახვეწა უნდა მოხდეს მაყუჩი – უტილიზატორის კონსტრუქციის დონემდე (ნახ.11), რომელიც მოგვცემს ნამუშევარი გაზების სითბოს ეფექტურად გამოყენების შესაძლებლობას და არ გააუარესებს სატრანსპორტო საშუალების ძრავის ხმაურის და სიმძლავრით მახასიათებლებს.

ეკოლოგიური ეფექტურობის ანგარიშებმა აჩვენა, რომ შემოთავაზებული კონსტრუქციების დანერგვა 40% – ით შეამცირებს ატმოსფეროში მავნე გამონაბოლქვების მოცულობას.



ნახ.11. მაყუჩი – უტილიზატორი :

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

ძირითადი დასკვნები

1. 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.
2. შიგაწვის ძრავიდან ართმეული, სასარგებლო მუშაობად გარდაუქმნელი თბური ენერჯის 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 ÷ 60 %.
6. 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.
7. 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;
8. კომპაქტური მილ – წიბოვანი თბომცვლელის და ხმაურის ჩამხშობი მაყუჩის სიმბიოზის გზით მიღებული მაყუჩ – უტილიზატორის კონსტრუქცია შეიძლება დაყენდეს ძრავის ნამუშევარი გაზების გამომშვებ სტანდარტულ სისტემაში, რაც

მოგვცემს ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობის შემცირებას ძიგაწვის ძრავის გამომშვებ ტრაქტში, თავიდან აგვაცილებს ნამუშევარი გაზების სითბოს უქმად დანაკარგს;

დისერტაციის ძირითადი საკითხები გამოქვეყნებულია შემდეგ სამუშაოებში:

1. 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
2. ბ.ქანთარია, რ.თოფურია, თ.კოჩაძე შიგაწვის ძრავებში გამონაბოლქვი აირების მასისა და თბოცვლისპროცესების თავისებურებანი. აკაკიწერეთლისსახელმწიფო უნივერსიტეტის II საერთაშორისო კონფერენციის "მექანიკის არაკლასიკური ამოცანები". გვ.368-372. 6-8. 10.2012წ. ქუთაისი.
3. რ. თოფურია, თ. კოჩაძე, ბ. ქანთარია გამონაბოლქვი აირების სითბური ენერჯის გავლენა ძრავის გამომშვები სისტემის ჰიდრავლიკურ წინააღმდეგობაზე. მე-2 საერთაშორისო სამეცნიერო კონფერენციის "ენერგეტიკა: რეგიონალური პრობლემები და განვითარების პერსპექტივები" მოხსენებების კრებული. გვ.140-143. 25.05.2013წ. ქუთაისი.
4. 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
5. 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

Министерство науки и образования Грузии
Государственный Университет Акаки Церетели

На правах рукописи

БЕСИК КАНТАРИА

**ОТОПЛЕНИЕ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ САЛОНА ТРАНСПОРТНОГО
СРЕДСТВА С ПРИМЕНЕНИЕМ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ВЫХЛОПНЫХ
ГАЗОВ ДВС**

АВТОРЕФЕРАТ

Диссертации на соискание академической степени - доктор инженерии в
транспортной отрасли (0407)

Кутаиси 2016 г.

Министерство науки и образования Грузии
Государственный Университет Акаки Церетели

Научный руководитель : Теймураз Кочадзе - Профессор

Рецензенты: Доктор технических наук, Профессор-эмеритус Рани Чабукиани;
Академический Доктор, Асоц. Профессор Давид Цагареишвили

Защита диссертации состоится 23 июня 2016 г. 14⁰⁰ ч.

на заседании диссертационной комиссии созданного Диссертационным советом
Инженерно – технического факультета по адресу: 4600. Кутаиси. Ул. Тамар Мере 59.
Корп. I, ауд. №1114.

Ознакомление с диссертацией возможно в библиотеке Государственного Университета
Акаки Церетели по адресу: 4600. Кутаиси. Ул. Тамар Мере 59.

Автореферат разослан

22.05.2016 г.
(дата)

Секретарь диссертационного совета – асоц.Профессор

_____ /Н. Саханберидзе/
(Подпись)

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Одна из возможных трактовок понятия «эффективность» заключается в улучшении каких-либо показателей по отношению к исходным. Поэтому повышение эффективности двигателей внутреннего сгорания (ДВС) предполагает улучшение их основных показателей. К этим показателям в первую очередь следует отнести мощностные и экономические характеристики. Не менее важна в современных условиях и экологическая безопасность ДВС. Связано это с тем, что ДВС и, прежде всего, поршневые и комбинированные двигатели, являются самыми многочисленными среди тепловых двигателей и источников энергии, потребляемой человечеством. Термодинамические показатели современных поршневых ДВС (ПДВС) близки к предельному теоретически возможному уровню. Однако этот предельный уровень обеспечивает превращение в полезную работу не более 45-46 % термохимической энергии топлива. Остальная теплота, выделившаяся при сгорании топлива, «теряется» либо с поверхности двигателя и его систем, либо с уходящими из него отработавшими газами (ОГ). Значительная часть «потерь» приходится именно на ОГ. В дизелях они составляют 85-110 % по отношению к эффективной мощности, в двигателях с принудительным воспламенением топлива превосходят ее на 25-45 %.

Выбрасываемые в атмосферу ОГ содержат большое количество токсичных веществ и сажи. Их более 280 и они наносят непоправимый вред здоровью человека и окружающей среде. В современном двигателестроении снижение экологического вреда, наносимого ПДВС, является важнейшей самостоятельной задачей, решение которой во многих случаях отрицательно влияет на их мощностные и экономические показатели.

Между тем большие «потери» энергии, которыми сопровождается работа ПДВС, свидетельствуют о значительных резервах повышения их показателей в случае утилизации этой энергии. Сказанное относится не только к возможности получения дополнительной работы без потребления дополнительного топлива, но, как показали наши исследования, и к улучшению экологических характеристик ПДВС.

Существует целый ряд технических систем, которые могут быть использованы для утилизации теплоты ОГ ДВС. Сравнительный анализ этих систем показал эффективность применения тригенерационного абсорбционного холодильного агрегата нового типа для получения как полезного тепла, так и холода на основе тепловой энергии отработавших газов транспортных энергетических установок.

Усилиями ряда исследователей, выполнены обширные исследования и разработки систем утилизации тепла ОГ. Большой вклад в решение рассматриваемой задачи внесли С.Д.Гулин, С.В.Каверзин, Н.Н.Карнаухов, В.Ф.Крамской, А.И.Тархов, А.И.Хорош и многие другие. За рубежом исследования в этой области проводили В.Фишер (США), Х.Креде (Германия), П.Макконнел (Австралия), Т.Михельс (Голландия) и другие.

Однако среди выполненных работ нет комплексного исследования, посвященного вопросу одновременного повышения мощностных, экономических и экологических показателей ПДВС за счет утилизации теплоты их ОГ. Важнейшим элементом подобного исследования является вопрос о возможности стабилизации температуры ОГ ПДВС перед их поступлением в утилизатор, поскольку эффективность утилизационных систем существенно зависит от этой температуры. Температура же эта существенно изменяется в процессе работы ПДВС на различных режимах, что снижает эффективность утилизации теплоты ОГ. Стабилизировать колебания температуры ОГ перед их попаданием в утилизационные системы и тем самым повысить эффективность утилизации, можно используя принцип аккумуляции теплоты.

Цель настоящего исследования – изучение и проведение анализа рабочих процессов теплопередачи через теплообменники на основе тепловой энергии ОГ ДВС, разработка технических средств теплообменных устройств совместного производства полезного тепла и холода с целью кондиционирования или отопления салона и других помещений транспортных средств с одновременным улучшением мощностных, экономических и экологических показателей ПДВС.

Для достижения поставленной цели было необходимо решить следующие задачи:

1. Разработка и изготовление утилизационной системы тепловой энергии ОГ ДВС, которая представляет основу функционирования чилерного агрегата для совместного производства тепла и холода;
2. Разработка совершенной принципноальной схемы чилерного агрегата для совместного производства тепла и холода и на основе вероятно-принципиального подбора выбор экспериментальной установки и соответствующего двигателя внутреннего сгорания;
3. Разработка математической модели процесса теплопередачи в системе утилизации отработавших газов в компактном трубчатно-ребристом теплообменнике;
4. Разработка математической модели зависимости толщины отложенного слоя на поверхность теплопередачи сажи и других продуктов горения топлива на режимы двигателя и эффективность теплообмена;
5. Разработка математической модели влияния тепловой энергии отработавших газов на гидравлическое сопротивление выпускной системы ДВС;
6. Создание экспериментальной установки работающей на основе тепловой энергии отработавших газов ДВС;
7. Проведение экспериментальных исследований.

Объектом исследования являлась техническая система (силовая установка), состоящая из четырехцилиндрового бензинового ДВС и утилизационного устройства тепловой энергии отработавших газов, которое представляет совокупность теплообменника и оборудования чилерного типа и позволяет совместно производить тепло и холод.

Предметом исследования служили процессы, протекающие в утилизационной системе, включающей показатели работы теплового энергетического устройства и те процессы, которые протекают при отдаче отработавшим газам тепловой энергии и при ее превращения в полезную теплоту и холод.

Обоснованность и достоверность результатов исследования подтверждается применением комплекса современных информативных и объективных методов исследования, подбором измерительной аппаратуры, систематической ее поверкой и контролем погрешностей, выполнением рекомендаций соответствующих стандартов и руководящих технических материалов на испытания и корректной статистической обработки экспериментальных данных с использованием ЭВМ. Научные положения и выводы проверены результатами, полученными в ходе экспериментов.

Методика исследования базировалась на использовании основных положений системного подхода, метода математического планирования много-факторного эксперимента и компьютерного моделирования, а также статистической обработки результатов на ПК.

Выводы и рекомендации сформулированы на основе результатов натурного и модельного экспериментальных исследований силовой установки, состоящая из четырехцилиндрового бензинового ДВС и утилизационного устройства тепловой энергии отработавших газов.

Научная новизна работы заключается в следующих положениях, выносимых автором на защиту:

По результ- экспериментально подтверждена гипотеза о возможности одновременного повышения мощностных, экономических и экологических показателей поршневых ДВС за счет утилизации теплоты отработавших газов ДВС в компактном трубчатно-ребристом теплообменнике и при ее превращения в полезную теплоту и холод.

- создана математическая модель, позволяющая исследовать процессы теплопередачи в теплообменнике, дает возможность оценить влияние температуры отработавших газов на качественные показатели утилизационных процессов и гидравлическое сопротивление в выпускной системе ДВС;

- создана математическая модель зависимости толщины отложенного слоя на поверхность теплопередачи сажи и других продуктов горения топлива на режимы двигателя и эффективность теплообмена;

- Разработана принципиальная схема чилерного агрегата, позволяющий по надобности выработать холод или тепло и по признаку приблизительно принципиального подобия было вывано экспериментальное устройство и соответствующий транспортный ДВС ;

- атам теоретических и сравнительных исследований разработана конструкция симбиозного глушителя – утилизатора тепловой энергии отработавших газов. Установка такого устройства возможна вместо стандартного глушителя в выпускной системе.

Практическая ценность работы состоит в том, что использование полученной математической модели позволяет расчетным путем оценить тепловые процессы проходящие в теплообменнике, установленного в выпускной системе ДВС, и установить степень влияния пульсации температуры отработавших газов на количественные показатели тех параметров, которые обеспечивают стабильное и эффективное функционирование теплоутилизационных устройств. Кроме того, когенерационный агрегат, работающий на основе утилизированной тепловой энергии отработавших газов энергетических установок, после некоторой доводки можно успешно использовать для отопления или кондиционирования любого помещения, что приводит к повышению мощностных, экономических и экологических характеристик теплоэнергетической установки.

Представленные в диссертации материалы могут найти применение в научно-исследовательских, проектно-конструкторских организациях и на заводах, занимающихся созданием теплосиловых установок на базе ДВС.

Реализация результатов работы. Материалы диссертационного исследования включены в учебные процессы для студентов, которые обучаются в Гос. Университете А.Церетели на бакалаврских, магистерских и докторских программах транспортного направления.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы были представлены на международных научно-технических конференциях: «Некласические задачи механики», (Кутаиси. 2012г.); «Энергетика: Региональные проблемы и перспективы развития», (Кутаиси. 2013г.); trans&MOTAUTO' 12 (Болгария, Варна, 2012г.) ; trans&MOTAUTO' 13 (Болгария, Варна, 2013г.); « 4-ая международная конференция Союза механиков Грузии» (Кутаиси. 2013г.);

А также на научно-практических семинарах транспортного направления департамента строительства и транспорта Гос. Университета А.Церетели (Кутаиси. 2012-2013г.);

публикации. По теме диссертационной работы опубликован пять печатных работ. В том числе два из них – в международном реферированном журнале.

Диссертация состоит из 178 страниц. Содержит 58 рисунков, 15 таблиц; Состоит из введения, четырех глав, выводов и списка использованной литературы (151 наименовании).

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении отмечены актуальность и цель работы, научная новизна, практическая ценность полученных результатов и положения, выносимые на защиту.

В 1-й главе обоснована необходимость и возможность утилизации тепловой энергии отработавших газов ДВС. Это позволяет повысить эффективность работы Энергетической установки, увеличивает КПД двигателя, снижает уровень шума, повышает его экологические показатели.

На рис.1 приведен тепловой баланс бензинового двигателя

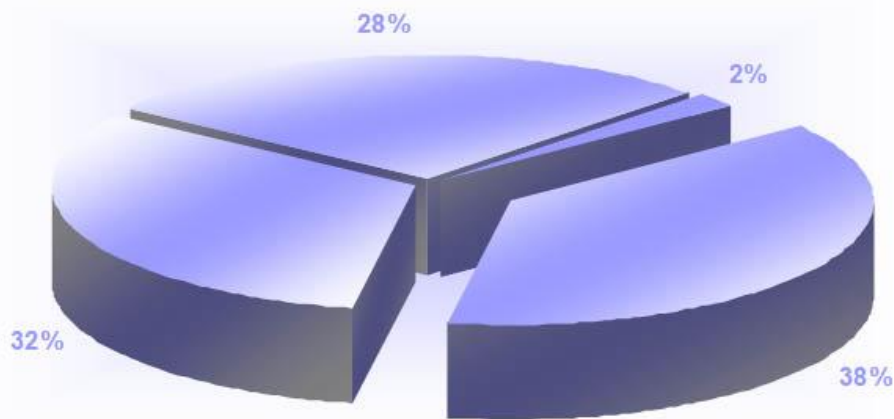


Рис.1. Тепловой баланс бензинового двигателя

Где 32% - тепло, которое преобразовано на полезную работу ;

28% - тепло, отведенное системой охлаждения ;

2% - тепло, которое возникает при трении на стенках цилиндра ;

38% - тепло, отведенное отработавшими газами .

Рассмотрен тепловой баланс дизельного двигателя ЯМЗ-238. Определено, что значительная часть ($\approx 26\%$) тепловой энергии сгораемого в двигателе топлива уносится с отработавшими газами в окружающую среду.

Если допустим, что средний годовой пробег такого транспортного средства составляет 40-45 тыс. км., за год потери тепла выбрасываемого в окружающую среду с отработавшими газами составляют более 100 тыс. МДж. Этой энергии вполне достаточно для отопления жилого дома площадью 250 м². Это подтверждает целесообразность использования тепла ОГ ДВС для повышения эффективности в эксплуатации машины.

Проведенный международный патентный анализ средств и методов утилизации тепловой энергии ОГ ДВС показал высокий интерес к этой проблеме современных исследователей во всем мире. На основании анализа предложена общая классификация устройств для утилизации тепла отработавших газов ДВС (рис.2).

Рассмотрены существующие разработки систем утилизации тепла ОГ ДВС. Выявлено, что многие исследователи предлагают различные способы использования тепла ОГ ДВС, однако конструкции теплообменников для утилизации этого тепла до сих пор

практически не исследовались, и поэтому нельзя точно сказать, какой из теплообменников является наиболее эффективным.



Рис.2. Способы утилизации и использования тепловой энергии отработавших газов ДВС

С целью повышения экологической культуры и снижения потребления топливных полезных ископаемых перед исследователями ставится насущная задача создания и практического применения высокоэффективных технологии более рационального использования тепловой энергии сгораемого топлива. Традиционно разделенное производство электроэнергии, конденсационными электростанциями и тепловыми котлами является малоэффективным так, как происходит неоправданная потеря тепловой энергии, выносящие отработавшими газами в окружающую среду. Поэтому автономные устройства для комбинированного производства тепла и электроэнергии – когенераторы оказались главным фактором успешного технологического решения проблемы.

Когенерация - технология комбинированного производства энергии, которая дает возможность резко повысить экономическую эффективность полезного применения тепла. В таком случае в одном процессе происходит производство двух типов энергии-электрической и тепловой. Максимальный эффект когенерации получаем только тогда, когда оба энергия оптимально будут применены на месте их конечного потребления. В таком случае разбросанная тепловая энергия (тепло отработавших газов, системы охлаждения агрегатов и др.) можно использовать по прямому назначению.

Утилизованное тепло может быть применено в абсорбционных установках для получения холода. Такая технология называется тригенерация.

Были проанализированы и математически исследованы три конструкции теплообменников, наиболее подходящие для утилизации тепла отработавших газов ДВС.

На основе научно обоснованных критериев сравнения выбрана конструкция теплообменника для утилизации тепловой энергии ОГ ДВС – компактный трубчато-ребристый теплообменник (КТРТ), оптимальный по теплофизическим параметрам процесса теплопереноса. Несмотря на сравнительно невысокий коэффициент теплопередачи, КТРТ, благодаря большой площади теплообмена, обладает высокой эффективностью. Прямые гладкие (без турбулизаторов) каналы теплообменника позволяют максимально уменьшить гидравлические потери в теплообменнике, а значит и потери давления в выпускной магистрали ДВС. Кроме того, конструкция этого теплообменника компактна и проста в изготовлении.

Существующие методики расчета и математические модели процесса теплопереноса не позволяют учесть условий эксплуатации теплообменника для утилизации тепла ОГ ДВС. К этим условиям относятся изменяющаяся величина теплового потока ОГ и отложение на поверхности теплопередачи сажи и других продуктов сгорания топлива. Для расчета конструкции теплообменника для утилизации тепла ОГ необходимо определить тепловой поток ОГ и его зависимость от режимов и условий эксплуатации машины.

На основе проведенного анализа были сформулированы задачи исследования.

Вторая глава посвящена аналитическим исследованиям. Представлена общая методика проводимых исследований, включающая в себя анализ состояния исследуемого вопроса, теоретический и экспериментальный блоки, а также результаты обработки исследований, с предложением вариантов их практического применения.

Один из эффективных способов повышения КПД двигателя и снижения «теплового эффекта» является утилизация тепловой энергии отработавших газов и ее последующее полезное использование. Например – для кондиционирования и отопления салона транспортного средства. Для достижения такой цели предложена новая система тепла и холода, которая работает на основе тепловой энергии отработавших газов ДВС (Рис.3). Такая система состоит из основного теплообменника, расположенного в выпускном коллекторе двигателя, и вспомогательного теплообменника, расположенного вместе вентилятором в отопительном канале салона. В систему также включен абсорбент, который соединен с дроселом и датчиком температуры.

В этой главе особое внимание уделяется выбору конструкции основного теплообменника и теоретическим исследованиям протекающим в нем термодинамических процессов. На основе проведенного анализа и с целью достижения максимальной эффективности теплообменных процессов, выбран компактный трубчато-ребристый теплообменник.

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

Где G_m - секундный расход продуктов сгорания топлива у выпускного клапана (кг/сек) продуктов сгорания топлива у выпускного клапана (кг/сек) - функция по времени;

C_p - теплоемкость продуктов сгорания топлива (дж/кг⁰К);

T_x - температура хладагента ⁰К - функция по времени;

T_m - температура продуктов сгорания топлива ⁰К - функция по времени;

G_x - секундный расход хладагента кг/сек - функция по времени;

Второй участок характеризуется кипением и имеет место отношение

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

Где r – собственное тепло испарения хладагента в соответствии P_H , T_H параметрам (дж/кг);

L' - Длина участка кипения (м);

Третий участок характеризуется повышением температуры пара хладагента с T_H до T_x'' . Уравнение баланса энергии на третьем участке имеет вид :

$$G_m C_p (T_m' - T_m'') = G_x [C_x (T_H - T_x') + r + C_x' (T_x'' - T_H)]$$

Где T_m' и T_m'' - температуры отработавших газов на входе и выходе (⁰К);

T_H – температура кипения хладагента (⁰К);

T_x' , T_x'' - температуры хладагента на входе и выходе теплообменника;

C_x' - теплоемкость смеси воды и амьчного пара (дж/кг⁰К);

Для расчета параметров процесса в первую очередь определяется коэффициенты теплопроводности. Для достижения поставленной цели определяем:

а) плотность продуктов сгорания

$$\rho_m = \frac{P_m}{RT_m} \quad \text{кг/м}^3 .$$

б) текущая скорость продуктов сгорания

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

в) число Рейнолдса при течении в трубе продуктов сгорания

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

Математическая модель процесса теплопереноса в компактном трубчато-ребристом теплообменнике для утилизации тепла ОГ ДВС представляет собой систему дифференциальных уравнений:

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

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

где Q_{1i} , Q_{2i} – тепловой поток на i -ом участке теплообмена, Дж/с, переданный от отработавших газов ДВС к наружной стенке теплообменника и от внутренней стенки к холодному теплоносителю соответственно; F – площадь поверхности теплопередачи, м²; $\frac{\partial T}{\partial x}$ – разность температур горячего и холодного теплоносителя на участке теплопереноса; β – коэффициент, учитывающий отложение продуктов сгорания на поверхности теплопереноса; k – коэффициент теплопередачи, Вт/м²К; τ – время, с.

Уравнения (1) и (2) описывают процесс теплопереноса от горячего теплоносителя к наружной стенке теплообменника и от внутренней стенки теплообменника к холодному теплоносителю соответственно.

Ввиду разнородности массообменных процессов и их нелинейности аналитическое решение такой задачи затруднено. Наиболее целесообразным способом решения системы уравнений (1)-(2) является численный. Для этого необходимо вместо бесконечно малых dx , $d\tau$ использовать конечные разности Δx , $\Delta \tau$, а также заменить непрерывные функции и их производные на дискретные уравнения.

С целью максимального упрощения алгоритма вычислений необходимо разделить теплообменник по длине на элементарные участки Δx (рис. 3). Тогда тепловой поток Q , проходящий через теплообменник на участке Δx , с достаточной степенью вероятности можно считать постоянным на всей площади сечения теплообменника $S = bl_1$.

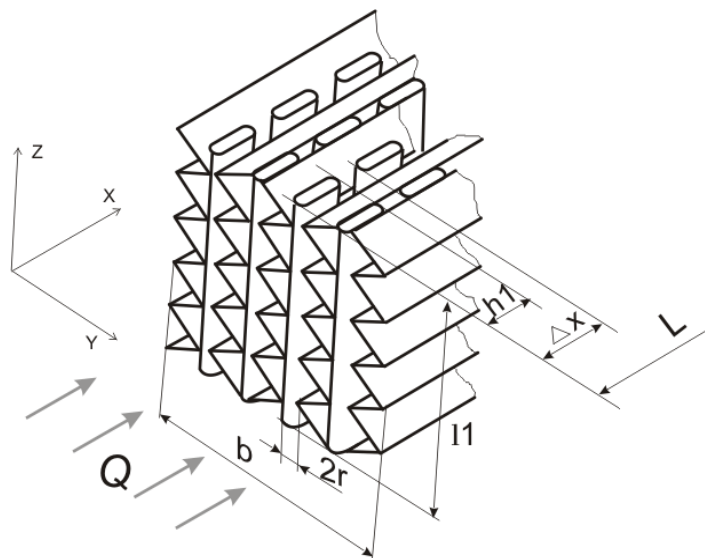


Рис.3. Расчетная схема процесса теплопереноса в компактном трубчато-ребристом теплообменнике

Подставив в систему уравнений известные величины и проинтегрировав, получим частный случай математической модели процесса теплопереноса в КТРТ для утилизации тепла ОГ ДВС:

$$Q_{1i} = k\beta(S - S_r)(h_2 + a) \int_{x_1}^{x_2} T(x) dx \quad (3)$$

$$Q_{2i} = 2kn_2 l_1 r (\pi - 2) \int_{x_1}^{x_2} T(x) dx \quad (4)$$

где, S_r – площадь «живого» сечения, м², т.е. площадь сечения теплообменника за вычетом пространства, занимаемого оребренными трубками:

$$S_r = 2n_z l_1 r \left(1 - \frac{\delta_p}{h_p} \right), \quad (5)$$

где n_z - количество оребренных трубок; $2r, l_1$ - ширина и высота оребренной трубки, м; δ_p и h_p - толщина ребра и расстояние между ними, м.

Коэффициент теплопередачи k определяется с учетом удельной поверхности оребрения теплообменника:

$$k = \left[\frac{1-\varphi}{\alpha_1} + \delta \frac{1-\varphi}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right]^{-1}, \quad (6)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи отработавших газов и холодного теплоносителя соответственно; δ, λ – толщина стенки (м) и коэффициент теплопроводности материала теплообменника (Вт/мК); φ – коэффициент оребрения, характеризующий площадь ребер, приходящуюся на единицу площади пластины:

$$\varphi = \frac{F_1}{F_1 - F_2} = 1 - \frac{F_1}{F_2}, \quad (7)$$

где F_1, F_2 – площади поверхности теплообменника, м², со стороны горячего и холодного теплоносителя соответственно.

Для учета влияния отложения сажи и других продуктов сгорания на поверхности теплопереноса в КТРТ предлагается использовать коэффициент β , характеризующий толщину слоя отложений в зависимости от режимов работы двигателя:

$$\beta = 1 - \frac{\Delta T_b}{\Delta T_{\ln}} \quad (8)$$

где $\Delta T_b = T_1 - T'_1$ – падение температуры на слое отложений продуктов сгорания, К; ΔT_{\ln} – логарифмическая разность температур горячего и холодного теплоносителя, К.

Согласно закону Фурье: $q = -\lambda \int_{x=0}^b \frac{\partial T}{\partial x} dx = \frac{\lambda \Delta T_b}{b}$, тогда уравнение (8) примет вид:

$$\beta = 1 - \frac{qb}{\lambda \Delta T_{\ln}} \quad (9)$$

где q – плотность теплового потока отработавших газов ДВС, Вт/м²; b – толщина слоя отложений продуктов сгорания на поверхности теплопереноса, м; λ – теплопроводность слоя отложений, Вт/мК.

Плотность теплового потока и толщина слоя отложений продуктов сгорания топлива на поверхности теплопереноса зависит от количества и температуры сгораемого в двигателе топлива, которые в свою очередь можно определить в зависимости от нагрузки на двигатель. Тогда можно предположить, что зависимость плотности теплового потока будет иметь вид:

$$q = A_0 + A_1 N, \quad (10)$$

а зависимость толщины слоя отложений от нагрузки на ДВС можно описать с помощью полинома второй степени:

$$b = A_0 + A_1 N^2 + A_2 N. \quad (11)$$

Для установления влияния на тепловой поток ОГ ДВС режимов и условий работы машины, на основе анализа априорной информации было выбрано три фактора:

X_1 – расход топлива двигателем, G , л/ч;

X_2 – температура окружающего воздуха, t^0C ;

X_3 – скорость воздушного потока, омывающего выхлопной тракт при движении машины, $V_{воз}$, м/с.

В качестве гипотезы совместного влияния факторов принято уравнение регрессии в виде:

$$Q = A_0 + A_1X_1 + A_2X_2 + A_3X_3. \quad (12)$$

где: Q - функция отклика – тепловой поток отработавших газов ДВС на выходе из коллектора; A_i - коэффициенты уравнения регрессии; X_i - значение факторов.

Для подтверждения адекватности выдвинутых предположений были проведены экспериментальные исследования.

В третьей главе представлены методика проведения и результаты экспериментальных исследований, цель которых заключается в оценке эффективности использования КТРТ для утилизации тепла отработавших газов ДВС, в проверке гипотез, выдвинутых в теоретических исследованиях и определении численных значений регрессионных моделей. Эксперименты проводились в три этапа.

На первом этапе исследовалось влияние отложения сажи и других продуктов сгорания топлива на поверхности теплопередачи на эффективность теплопереноса в КТРТ.

Для решения поставленной задачи использовался пассивно-активный однофакторный эксперимент. Эксперимент проводился на бензиновом двигателе. В выходной коллектор на пути отработавших газов устанавливалась тонкая металлическая пластина. При различной нагрузке на двигатель в течение одинакового отрезка времени работы фиксировалось изменение температуры отработавших газов ДВС. Затем пластина вынималась и остужалась до температуры 20⁰С. После этого рычажным микрометром часового типа МР-25 с ценой деления 0,001 мм, на пластине замерялась толщина слоя отложений сажи и других продуктов сгорания топлива (рис. 4).

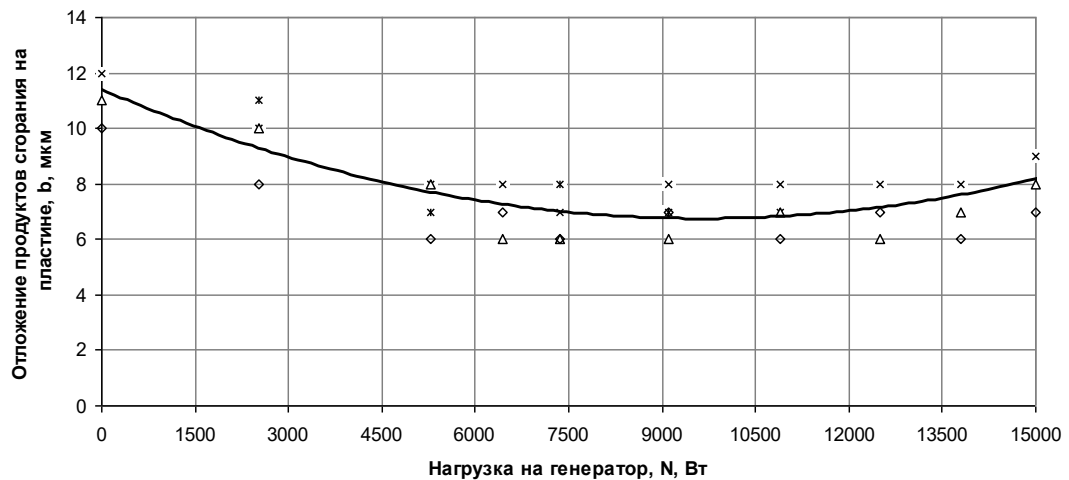


Рис. 4. Зависимость толщины отложений сажи и других продуктов сгорания на металлической пластине, помещенной в выпускной коллектор двигателя от нагрузки

Для определения плотности теплового потока измерялась температура ОГ в коллекторе двигателя. С учетом полученных коэффициентов уравнение зависимостей (10) и (11) имеют вид:

$$q = 6270 + 0,82N, \quad (13)$$

$$b = 11,39 + 5 \cdot 10^{-8} N^2 - 0,001N \quad (14)$$

На холостых оборотах и при малой нагрузке ($N < 5$ кВт) толщина слоя отложений на поверхности пластины достигает 12 мкм. При этом в структуре отложений отчетливо видна смолянистая пленка, образованная в результате неполного сгорания топлива в

цилиндрах двигателя. В диапазоне нагрузки $N = 7,5 \div 12$ кВт, что составляет примерно $35 \div 60\%$ от максимально возможной нагрузки на двигатель (21 кВт), наблюдается наименьшая толщина (6-8 мкм) отложений сажи и других продуктов сгорания на поверхности пластины.

С увеличением нагрузки $N > 12$ кВт происходит увеличение толщины слоя отложений до $8 \div 9$ мкм для $N = 15$ кВт. Однако в отложениях уже не заметно столь явно смолянистых составляющих, налет является матовым, что указывает на наличие в его структуре в основном сажи.

Для того, чтобы получить зависимости коэффициента β от режимов работы строительной машины представим нагрузку в процентах от максимально возможной $N\% = N/N_{max}$. Подставляя средние значения для q и b в формулу (9) получаем зависимость коэффициента β от нагрузки на двигатель (рис. 5).

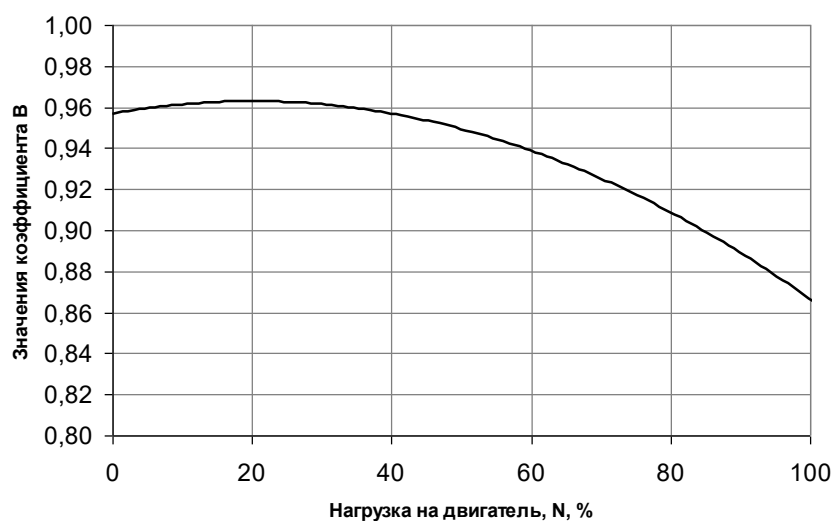


Рис. 5. Зависимость коэффициента β от нагрузки на двигатель

Уравнение зависимости имеет вид:

$$\beta = 0,9568 - 2 \cdot 10^{-5} N_{\%}^2 + 0,0006 N_{\%} \quad (15)$$

На втором этапе экспериментальных исследований определялась величина теплового потока отработавших газов ДВС и ее зависимость от режимов работы двигателя и условий эксплуатации машины. При решении поставленной задачи использовался пассивно-активный многофакторный эксперимент.

Для установления степени совместного влияния исследуемых факторов на тепловой поток, использовался аппарат корреляционно-регрессионного анализа. Расчеты выполнялись с использованием программы «REGRESS», позволяющей определить численные значения параметров для многофакторных зависимостей.

Полученное уравнение регрессии адекватно предложенной в качестве рабочей гипотезы математической модели процесса теплопереноса в КТРТ (коэффициенты корреляции – 0,99; детерминации – 0,97). После преобразования зависимость имеет вид:

$$Q = 1277 X_1 - 0,58 X_2 - 18,9 X_3 - 7582. \quad (16)$$

Из рассмотренных факторов наиболее влиятельным является расход топлива двигателя, затем по степени влияния следуют воздушный поток (скорость движения машины) и температура окружающей среды.

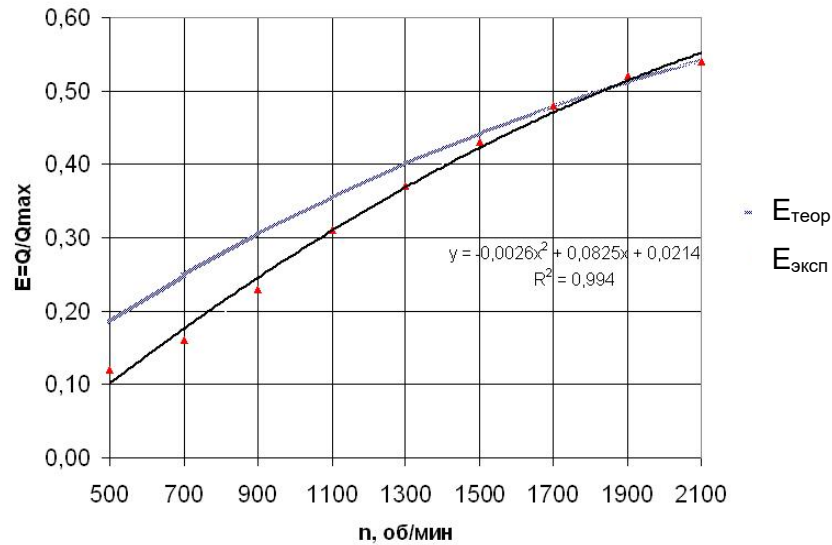


Рис. 6. Теоретическая и экспериментальная зависимости эффективности теплопередачи ОГ в КТРТ от режима работы двигателя

На рис. 6 представлены графики зависимости эффективности теплопередачи в КТРТ от режима работы двигателя, полученные теоретическим и экспериментальным путем. Видно, что теоретическая кривая эффективности при малых оборотах двигателя проходит несколько выше кривой, полученной экспериментально.

С увеличением оборотов двигателя кривые постепенно сближаются и при достижении области номинального режима работы двигателя ($n=1800\div 2100$ об/мин) – сходятся вместе. Такое расхождение можно объяснить следующим. На малых оборотах двигателя скорость течения отработавших газов также невелика, поэтому возрастает величина неучтенных тепловых потерь $Q_{ост}$, которые идут на нагрев цилиндров, головок, коллектора и других частей системы выпуска двигателя. С увеличением числа оборотов, возрастает величина и скорость теплового потока отработавших газов. Большее количество теплоты проходит через систему выпуска за меньшее время. Влияние неучтенных потерь таким образом становится менее значительным. Это обстоятельство не было учтено в теоретических расчетах, что и вызвало расхождение функций.

В четвертой главе рассмотрены возможные варианты практического применения результатов теоретических и экспериментальных исследований.

Предложена методика расчета КТРТ для утилизации тепла отработавших газов не только двигателей внутреннего сгорания, но и различных паровых и водогрейных котлов, установленных в отопительных котельных на гражданских и промышленных объектах (рис.8).

В соответствии с методикой на I этапе необходимо определить тепловой поток горячего теплоносителя, т.е. то количество теплоты, которое выбрасывается с отработавшими газами в атмосферу при сгорании топлива.

На II этапе необходимо определить площадь поверхности теплопередачи для снятия с теплового потока отработавших газов требуемого количества теплоты. Для этого используются известные теплотехнические способы расчета.

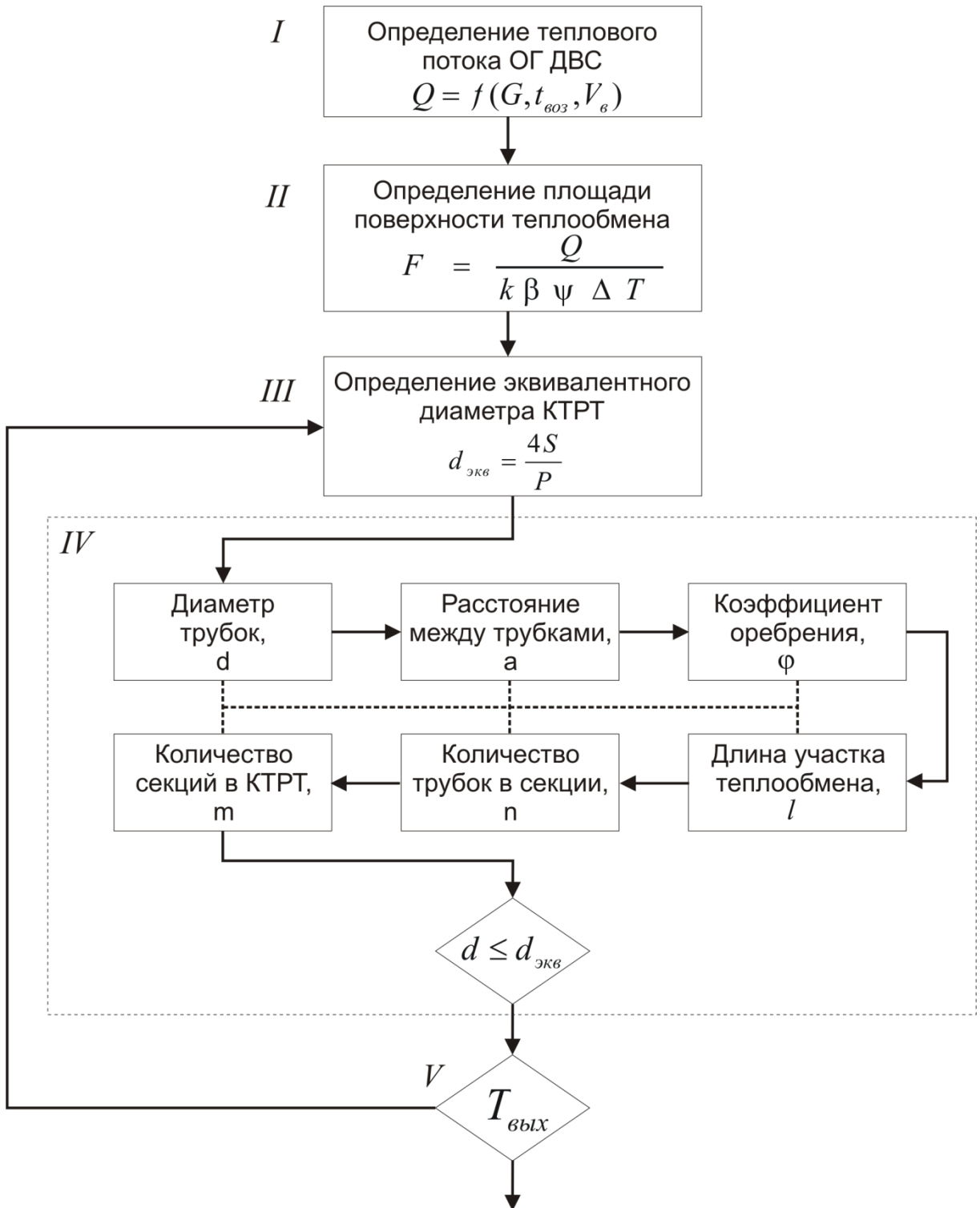


Рис.8. Блок-схема алгоритма расчета компактного трубчато-ребристого теплообменника для утилизации тепла отработавших газов ДВС.

На III этапе расчета с помощью предложенной математической модели определяется эквивалентный диаметр КТРТ. При этом учитываются условия эксплуатации теплообменника, ограничивающие его по массогабаритным параметрам.

На IV этапе определяются шесть конструктивных параметров теплообменника – диаметр трубок, расстояние между ними, коэффициент оребрения, длина участка теплообмена, количество трубок в одной секции и количество секций в теплообменнике. Если выбранные значения удовлетворяют условию $d \leq d_{\text{экв}}$, то можно перейти к

следующему этапу расчета, иначе подбираются другие значения рассматриваемых величин.

На последнем V этапе производится проверка полученных конструктивных параметров компактного трубчато-ребристого теплообменника. Для чего рассчитывается температура холодного теплоносителя на выходе из теплообменника. Если значения температуры удовлетворяют заданным условиям, полученные конструктивные параметры теплообменника принимаются, иначе расчет необходимо производить снова, начиная с третьего этапа – определения эквивалентного диаметра.

Разработана конструкция системы утилизации тепла отработавших газов ДВС, которая включает в себя компактный трубчато-ребристый теплообменник.

Оптимальная установка теплообменника – на место штатного глушителя машины. Для этого конструкция была рассчитана и доработана до глушителя-утилизатора (рис.9), который позволяет эффективно использовать тепло отработавших газов без изменения шумовых и мощностных характеристик двигателя машины.

Расчет экологического эффекта показал, что внедрение предложенной конструкции позволит на 40% сократить объем вредных выбросов в окружающую среду.

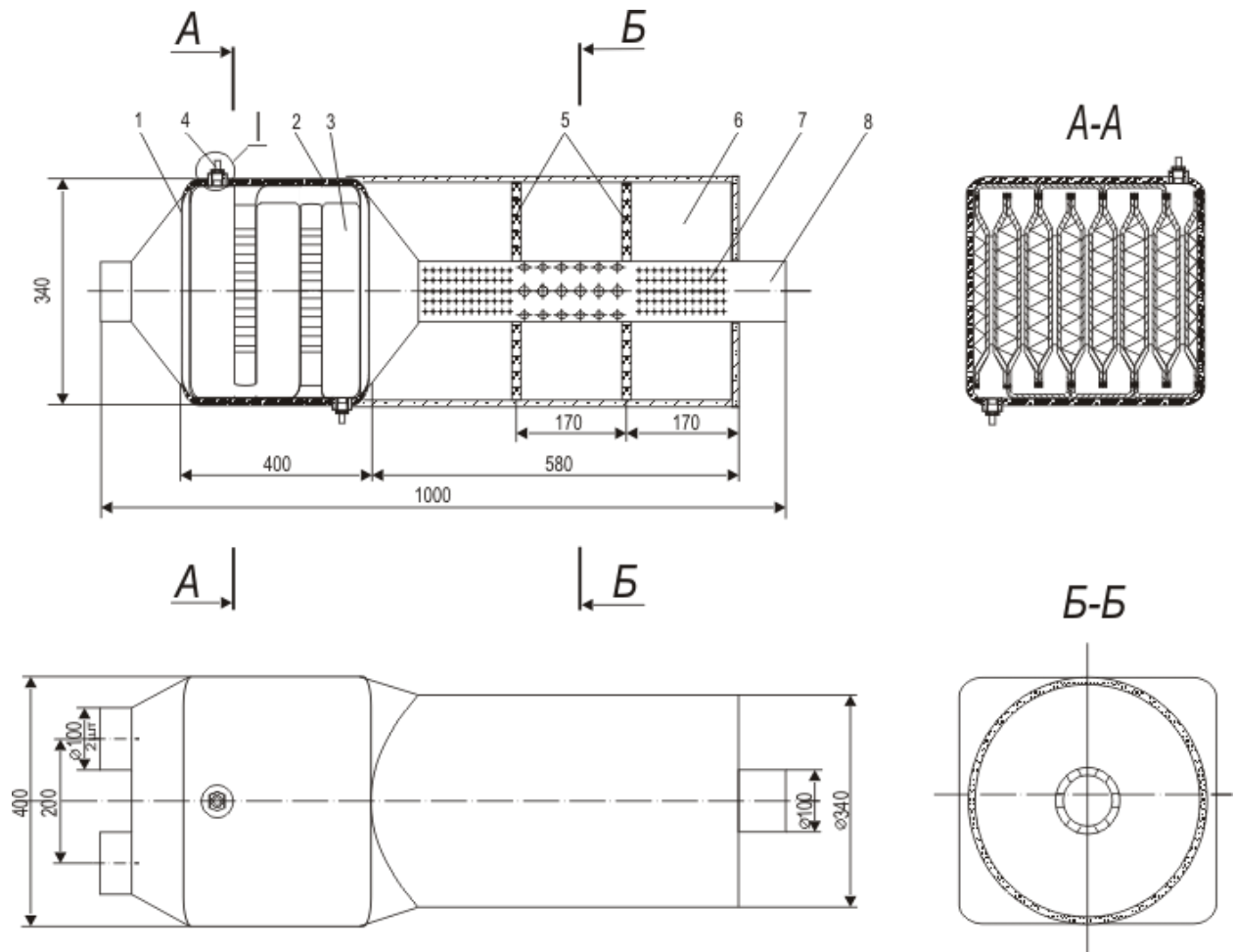


Рис.9. Глушитель-утилизатор:

1 - змеевик; 2 - теплоизоляция; 3 - пластинчатые ребра; 4 - штуцер; 5 - перегородки резонатора; 6 - резонатор; 7 - перфорация; 8 - труба отвода выхлопных газов.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Обоснована важность и необходимость утилизации тепловой энергии отработавших газов ДВС. Это позволяет повысить эффективность работы машины, увеличивает КПД двигателя, снижает уровень шума, повышает его экологические показатели.
2. Отвод из отработавших газов тепловой энергии, которая не была превращена в полезную работу, и ее применение для осуществления рабочего цикла абсорбционного чилерного агрегата, сокращает количество «бесполезно» рассеянного в атмосфере тепла, что приводит к снижению так называемого «теплового эффекта» окружающей среды.
3. Предложена математическая модель процесса теплопереноса в КТРТ, представляющая собой систему дифференциальных уравнений, решение которой позволяет получить конструктивные параметры теплообменника с учетом заданных режимов работы двигателя и условий эксплуатации.
4. С целью обеспечения энергоэффективности системы кондиционирования и отопления салона транспортного средства предложена тепло-холодо производящая новая система, которая функционирует на основе отобранного тепла от отработавших газов ДВС. Дополнительные теоретическое и экспериментальные исследования реальной конструкции даст возможность определить оптимальные параметры чилерного устройства
5. Подтверждена декватность выдвинутых преложении о влиянии на эффективность теплопереноса в компактном трубчато-ребристом теплообменнике отложений продуктов сгорания на поверхности теплопередачи. Выявлено, что толщина и состав слоя отложений зависит от нагрузки на двигатель, причем наименьшая толщина налета, а следовательно и наименьшее его влияние на теплопереноснаблюдаетсяпри нагрузке на двигатель, составляющей $25 \div 60$ % от максимальной.
6. Установлена степень влияния факторов, влияющих на тепловой поток отработавших газов ДВС и определяющих эффективность теплопереноса в компактном трубчато-ребристом теплообменнике. По степени влияния на величину теплового потока ОГ ДВС факторы расположились следующим образом: расход топлива двигателя, скорость воздушного потока (скорость движения машины), температура окружающей среды.
7. Предложена методика расчета компактного трубчато-ребристого теплообменника, которая позволяет определить важные параметры не только теплообменников для утилизации тепловой энергии отработавших газов ДВС , а также параметры теплообменников, применяемых в других теплоэнергетических установках.
8. Новая конструкция глушителя-утилизатора, который является симбезом теплообменника и стандартного глушителя шума отработавших газов ДВС, без существенной переделки можно установить в выпускной системе вместо стандартного глушителя, что даст уменьшение гидранлических сопротивлениии в выпускном тракте ДВС и предотвратит бесполезные потери тепла отработавших газов.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. 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
2. ბ.ქანთარია, რ.თოფურია, თ.კოჩაძე შიგაწვის ძრავებში გამონაბოლქვი აირების მასისა და თბოცვლის პროცესების თავისებურებანი.
აკაკიწერეთლის სახელმწიფო უნივერსიტეტის II საერთაშორისო კონფერენციის "მექანიკის არაკლასიკური ამოცანები". გვ.368-372. 6-8. 10.2012წ. ქუთაისი.
3. რ. თოფურია, თ. კოჩაძე, ბ. ქანთარია გამონაბოლქვი აირების სითბური ენერჯის გავლენა ძრავის გამომშვები სისტემის ჰიდრავლიკურ წინააღმდეგობაზე. მე-2 საერთაშორისო სამეცნიერო კონფერენციის " ენერგეტიკა: რეგიონალური პრობლემები და განვითარების სპერსპექტივები" მოხსენებების კრებული. გვ.140-143. 25.05.2013წ. ქუთაისი.
4. 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
5. 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