

ფრიდონ მშვილდაძე

სატრანსპორტო დიზელის მუშა პროცესის კვლევა და
საექსპლუატაციო მახასიათებლების გაუმჯობესება მაღალმთიან
პირობებში მუშაობის დროს

წარმოდგენილია დოქტორის აკადემიური
ხარისხის მოსაპოვებლად

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი
თბილისი, 0175, საქართველო
სექტემბერი, 2008

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

„სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტი“

ჩვენ, ქვემოთ ხელისმომწერი ვადასტურებთ, რომ გავეცანით მშვილდაძე ფრიდონის მიერ შესრულებულ სადისერტაციო ნაშრომს დასახელებით: „სატრანსპორტო დიზელის მუშა პროცესის კვლევა და საექსპლუატაციო მახასიათებლების გაუმჯობესება მაღალმთიან პირობებში მუშაობის დროს“ და ვაძლევთ რეკომენდაციას საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის „სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტი“-ზე სადისერტაციო საბჭოში მის განხილვას დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად.

სექტემბერი, 2008

ხელმძღვანელი:

რეცენზენტი:

რეცენზენტი:

რეცენზენტი:

ავტორი: „მშვილდაძე ფრიდონი“

დასახელება: სატრანსპორტო დიზელის მუშა პროცესის კვლევა და საექსპლუატაციო მახასიათებლების გაუმჯობესება მაღალმთიან პირობებში მუშაობის დროს.

ფაფკულტეტი: “სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტი“

ხარისხი: დოქტორი

სხდომა ჩატარდა:

ინდივიდუალური პროფნებების ან ინსტიტუტების მიერ შემომოყვანილი დასახელების დისერტაციის გაცნობის მიზნით მოთხოვნის შემთხვევაში მისი არაკომერციული მიზნებით კოპირებისა და გავრცელების უფლება მინიჭებული აქვს საქართველოს ტექნიკურ უნივერსიტეტს.

ავტორი ინარჩუნებს დანარჩენ საგამომცემლო უფლებებს და არც მთლიანი ნაშრომის და არც მისი ცალკეული კომპონენტების გადაბეჭდვა ან სხვა რაიმე მეთოდით რეპროდუქცია დაუშვებელია ავტორის წერილობითი ნებართვის გარეშე.

ავტორი ირწმუნება, რომ ნაშრომში გამოყენებული საავტორო უფლებებით დაცული მასალებზე მიღებულია შესაბამისი ნებართვა (გარდა ის მცირე ზომის ციტატებისა, რომლებიც მოითხოვენ მხოლოდ სპეციფიურ მიმართებას ლიტერატურის ციტირებაში, როგორც ეს მიღებულია სამეცნიერო ნაშრომების შესრულებისას) და ყველა მათგანზე იღებს პასუხისმგებლობას.

რეზიუმე

სადისერტაციო ნაშრომი ეძღვნება მაღალმთიან რეგიონებისათვის დამახასიათებელი გაიშვიათებული ატმოსფერული ჰაერის პირობებში მომუშავე თანამედროვე, სწრაფსვლიანი საავტომობილო დიზელის მუშაობის თავისებურების შესწავლას და მისი საექსპლუატაციო მახასიათებლების გაუმჯობესებას.

სხვადასხვა ქვეყნის მკვლევართა მიერ აღნიშნულ მიმართულებით ჩატარებულ სამუშაოთა ანალიზმა გვიჩვენა, რომ გარემო ატმოსფერული ჰაერის პარამეტრების ცვლილება არსებით გავლენას ახდენს ყველა ტიპის შიგაწვის ძრავების მუშაობაზე და გავლენის ხარისხი მნიშვნელოვნადაა დამოკიდებული ძრავას ტიპზე, ნარევეწარმოქმნის სახეზე, ჰაერმომარაგების პრინციპულ სქემაზე და სხვა მრავალ ფაქტორზე. ასევე დადგინდა რომ ბოლო პერიოდში გამოქვეყნებული სამეცნიერო შრომათა დიდი ნაწილი ეძღვნება თანამედროვე, ტურბოჩაბერვით ფორსირებულ დიზელების მუშაობის შესწავლას. ამავე დროს ტრადიციული, თავისუფალი შევსების მქონე, საჰაერო მუხტის გამოყენების დონის მიხედვით უაღრესად სრულყოფილი სწრაფსვლიანი საავტომობილო დიზელები, რომლებიც გავრცელების მიხედვით ჯერ კიდევ ინარჩუნებენ აბსოლუტურ უმრავლესობას, უფრო მგრძობიარენი არიან გარემომცველი ჰაერის წნევისა და ტემპერატურის მიმართ.

ადრე ჩატარებულ სამუშაოთა ანალიზის შედეგად ჩამოყალიბდა კვლევის ამოცანები, რომლებიც ითვალისწინებენ თავისუფალი შევსების მქონე სწრაფსვლიანი საავტომობილო დიზელის სამუშაო პროცესის შესწავლას ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეზე მუშაობის დროს და ამ პირობებში ძრავას ეკოლოგიური, ეკონომიური და სიმძლავრის მაჩვენებლების ამაღლების ღონისძიებათა შესწავლა-გაუმჯობესებას. კვლევის ობიექტად შერჩეულ იქნა საქართველოში, ქუთაისის საავტომობილო ქარხანაში წარმოებული ექვსცილინდრიანი დიზელი დგუმის სვლითა და ცილინდრის დიამეტრით 120 მმ, ნომინალური სიმძლავრით 114 კვტ 2500ბრ/წთ მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის დროს.

კვლევის ძირითად მეთოდად მიღებულ იქნა დიზელის ექსპერიმენტული კვლევა სხვადასხვა ატმოსფერული წნევის პირობებში მუშაობის დროს. ძრავში მიმდინარე პროცესების ანალიზისა და სამუშაო პროცესის დამახასიათებელი პარამეტრების ცვალებადობის რაოდენობრივად შეფასებისათვის და ცვალებადობათა კანონზომიერებების განზოგადოებისათვის გამოიყენება ანალიზის თეორიულ-საანგარიშო

მეთოდები და ძრავში მიმდინარე პროცესების მათემატიკური მოდელირება.

კვლევის ექსპერიმენტული ნაწილი შესრულდა მანქანათა მექანიკის ინსტიტუტში შექმნილ სპეციალურ სასიმაღლო საიმიტაციო სტენდზე, რომელიც აღჭურვილია თანამედროვე მზომი ხელსაწყოების კომპლექსით და საშუალებას იძლევა მაღალი სიზუსტით დაფიქსირდეს ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლის შესაბამისი წნევები ძრავას შესასვლელში, გამომშვებ სისტემაში და კარტერის შიგა სივრცეში. სასურველ სიდიდეებამდე რეგულირდებოდა ასევე ძრავაში შემავალი ჰაერის ტემპერატურა. ზღვის დონიდან 700, 1500, 2500, და 3500 მ სიმაღლეების შესაბამის ჰაერის წნევაზე მოიხსნა ძრავას სადატვირთო და სიჩქარითი მახასიათებლები, შესაბამისად იზომებოდა სხვადასხვა პარამეტრები როგორც ძრავას შესასვლელსა და გამოსასვლელში, ასევე მის ცილინდრში.

შედგენილია დიზელში აირცვლის პროცესის ცვალებადობის, ცილინდრში თვითაალების პროცესისა და წვის პროცესის მათემატიკური მოდელები, რომელთა საშუალებითაც გაანგარიშებულია და გაანალიზებულია ძრავას მუშაობის მახასიათებელი თერმოდინამიკური პარამეტრების ცვალებადობა ზღვის დანიდან სხვადასხვა სიმაღლეზე მუშაობის დროს. განზოგადებულია ექსპერიმენტული მონაცემები და მოცემული ტიპის დიზელისათვის დაზუსტებულია მაღალმთიანი პირობების გავლენა საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდზე, მოცემულია დაზუსტებული ფორმულა აღნიშნული პერიოდის საანგარიშოდ.

ძრავას ცილინდრში მიმდინარე წვის პროცესის მახასიათებელი პარამეტრების განსაზღვრის ჩვენს მიერ დამუშავებული საანგარიშო-ექსპერიმენტული მეთოდიკის საშუალებით დადგენილია ამ პარამეტრების ცვალებადობის კანონზომიერება სასიმაღლო პირობებში მუშაობის დროს და დააზუსტებულია წვის პროცესის მათემატიკური მოდელირებისათვის საჭირო ემპირიულ კოეფიციენტთა მნიშვნელობანი.

თავისუფალი შევსების მქონე სწრაფსვლიანი საავტომობილო დიზელის ექსპერიმენტულ კვლევათა შედეგად დადგენილია ძრავას მუშა პროცესის მიმდინარეობის თავისებურებანი და მაღალმთიანი პირობების გავლენა მის ეკოლოგიურ, ეკონომიურ და სიმძლავრის მაჩვენებლებზე. დადგენილია, რომ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მკვეთრად შემცირებისა და საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდის ზრდის გამო უარესდება ძრავას ცილინდრში სითბოგამოყოფის პროცესი. მნიშვნელოვნად იზრდება წვის აქტიურ ფაზაში წვის სიჩქარე და შესაბამისად წნევის ზრდის ხარისხი, ხოლო სითბოგამოყოფის პროცესი მთლიანობაში უარესდება. მცირდება

განვითარებული სიმძლავრე, იზრდება საწვავის კუთრი ხარჯი, ნამუშევარი გაზების ტემპერატურა და დიზელის ბოლვიანობა. სასიმაღლო პირობებში დიზელის ეფექტური მაჩვენებლების ვარდნის დონე განპირობებულია მოცემულ სიჩქარით და სადატვირთო რეჟიმებზე ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის საწყისი მნიშვნელობებით.

დადგენილია, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის მატებას თან სდევს ძრავას მექანიკური დანაკარგების შემცირება, რაც თავის მხრივ ახდენს ეფექტური სიმძლავრის ვარდნის ნაწილობრივ კომპენსაციას.

თეორიულად გაანალიზებულია და ექსპერიმენტულად შემოწმებულია თავისუფალი შევსების მქონე დიზელის მიერ სასიმაღლო პირობებში დაკარგული სიმძლავრის კომპენსაციისა და ძრავას ეკოლოგიური მაჩვენებლების გაუმჯობესების მეთოდი. ნაჩვენებია, რომ დიზელის მუშაობა სასიმაღლო პირობებში საწვავის მიწოდების კორექტირებითა და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ოპტიმალური სიდიდებით ხასიათდება მისაღები ბოლვიანობითა და საწვავის კუთრი ხარჯით, მაგრამ სიმძლავრის ვარდნა გაცილებით მეტია ვიდრე საწვავმიწოდებელი ტუმბოს უცვლელი რეგულირების დროს და შესაბამისად აღნიშნული მეთოდი რიგ შემთხვევებში მიუღებელია.

ნაშრომში წარმოდგენილი შედეგების ანალიზით დადგენილია, რომ დღემდე არსებული წარმოდგენა თავისუფალი შევსების მქონე დიზელებისათვის ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის კვალდაკვალ საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის ზრდის მიზანშეწონილობის შესახებ თანამედროვე მოცულობით-ავსკური ნარევეწარმოქმნის დიზელებისათვის ნაკლებადმართებულია: აღნიშნული მარკის დიზელის საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის ცვლილებამ სხვადასხვა სიმაღლეზე მუშაობის დროს ძრავის მახასიათებლების მხოლოდ უმნიშვნელოდ გაუმჯობესება გამოიწვია და ისიც მხოლოდ მუშაობის ცალკეულ რეჟიმზე.

გაცილებით ეფექტურია სასიმაღლო პირობებში იძულებით, კერძოდ ტურბოჩაბერვის გამოყენებით სასიმაღლო პირობებში სიმძლავრის კომპენსაციის მეთოდი. გამოსაცდელი დიზელისათვის შერჩეულ იქნა ტურბოჩაბერვის აგრეგატი, რომელიც თავისი კონსტრუქციული და თერმოდინამიკური პარამეტრებით მნიშვნელოვნად განსხვავდება ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში იმავე დიზელის ფორსირებისათვის განკუთვნილი ტურბოკომპრესორისაგან. შერჩეული ჩაბერვის აგრეგატით მომუშავე დიზელის სასტენდო-ექსპერიმენტულმა გამოცდებმა აჩვენა სასიმაღლო პირობებში ძრავის საექსპლუატაციო მაჩვენებლების მნიშვნელოვანი გაუმჯობესება. კერძოდ ზღვის დონიდან 1500-2500 მ

სიმაღლემდე პრაქტიკულად შენარჩუნებულია ძრავას სიმძლავრის, ეკონომიურობისა და ეკოლოგიურობის მაჩვენებლები. ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში მუშაობის მაჩვენებლებთან შედარებით აღნიშნული პარამეტრები რამდენადმე გაუარესებულია მაქსიმალური მბრუნის მომენტის შესაბამის და უფრო დაბალ სიჩქარით რეჟიმებზე, მაგრამ მთლიანობაში სასიმალო კომპრესორით აღჭურვილ ძრავს გააჩნია გაცილებით მაღალი საექსპლუატაციო მაჩვენებლები მაღალმთიან რეგიონებში მუშაობის დროს, ვიდრე მის გარეშე მომუშავე ქარხნული კომპლექტაციის დიზელს.

S u m m a r y

The thesis is dedicated to study of peculiarities of modern, high-speed Diesel engine operation under rarified free air conditions peculiar to Alpine conditions and to improvement of its specifications.

The analysis carried out in this direction by researchers of different countries has shown that change of parameters of surrounding free air influences on operation of all types of internal combustion engines and degree of influence greatly depends on the type of the engine as well as on the type of mixing, air provision principle scheme and many other factors. It is also stated that the great part of the last published scientific works are dedicated to study of a modern Diesel engine forced with turbo-supercharging. At the same time traditional, high-speed Diesel engines with free filling and perfect for using air charge which still have absolute majority, are more sensitive to the change of pressure and temperature of the surrounding air.

As a result of the analysis carried out before were formed research problems envisaging the study of working process of high-speed Diesel engines with free filling during operation at different altitudes above sea-level and the study and improvement of measures to increase ecological, economical and power indices under these conditions. As a subject of inquiry was chosen a six-cylinder engine with piston move and cylinder diameter – 120mm with rated power -114kW at rotational speed of the crankshaft made in the Kutaisi Automobile Plant, Georgia.

The main method of research is an experimental research of the engine operation under different air conditions. For analysis of the process taking place in the engine and for quantitative estimation of the change of parameters characteristic for the working process and for generalization of regularity of the change were used theoretical account methods of the analysis and mathematical modeling of the process taking place in the engine.

Experimental part of the research was done at the Institute of Machine Mechanics on the specially made altitude imitation stand equipped with modern measuring instruments that give possibility to fix pressures with high accuracy at the engine inlet, in the outlet system and in the inner space of the case at different altitudes above sea-level. Temperature of the air, passing the engine was controlled at desired level as well. From air pressures of the engine at 700, 1500, 2500 and 3500mm above sea-level were removed load and velocity characteristics, correspondingly were measured different parameters at the inlet and outlet of the engine as well as in its cylinder.

Mathematical models of change of the gas exchange process in the engine, of the self-ignition process in the cylinder and of the combustion process are made up and improved, with the help of which is calculated and analyzed the change of thermodynamic parameters of engine operation at different altitudes above sea-level. Experimental data are generalized and influence of Alpine conditions on delay period of fuel self-ignition is defined more exactly for this type of the engine. For calculation of this period is given a refinement formula.

By means of calculation and experimental methods worked out by us on definition of characteristic parameters of combustion process in the engine cylinder is stated regularity of change of these parameters at operation in altitude conditions and is given more accurate definition of meanings of empiric coefficients necessary for mathematical modeling of the combustion process.

As a result of experimental research of the high-speed Diesel engine with free filling is stated peculiarity of engine operation process and influence of Alpine conditions on its ecological, economical and power indices. It is stated that for sharp decrease of the excess air coefficient and increase of ignition delay period is worsening the heat release process in the engine cylinder. In active phase of combustion greatly increases combustion rate and correspondingly – degree of increase of pressure, but the heat release process is worsening on the whole. Developed power is reducing, increases specific fuel consumption, temperature of exhausted gases and smoke of the engine. In Alpine conditions drop level of engine effective indices is stipulated by given speed and initial meanings of the air excess coefficient on loading regimes at operation on zero altitude. .

It is established that increase of altitude above sea-level is followed by decrease of engine mechanical losses that makes from its side partial compensation of effective power drop.

Theoretically are analyzed and experimentally proved methods of compensation of the engine lost power in Alpine conditions and improvement of the method of engine ecological indices.

It is shown that engine operation in Alpine conditions with correction of fuel supply and optimal values of the air excess coefficient has possible smoke and fuel rate but power drop is much more than constant control of fuel supplying piston and correspondingly the above mentioned method sometimes is unacceptable.

By analysis of the given results it is stated that up today the idea of expediency of increase of the angle of advance of fuel spraying with increase of altitude above sea-level for engines with free filling is not quite right for engines with modern volume-film mixing: change of the angle of advance of the given engine at operation on different altitudes caused only unimportant improvement of engine characteristics under separate operational conditions.

It is more effective in Alpine conditions, namely by use of turbo-charging in these conditions, forced compensation method of lost power. For a prototype engine was selected the turbo-supercharging unit, which with its constructive and thermodynamic parameters greatly differs from the turbo-compressor destined for forcing of the same engine in normal air conditions. Bench and experimental testing of the engine operating with supercharging unit has shown great improvement of exploitation indices in Alpine conditions. Namely, at 1500-2000mm above sea-level are practically preserved power, economy and ecology indices of the engine. In comparison with operational indices in normal air conditions the above mentioned parameters are a bit worsen according to maximum turning moment and in lower speed conditions. But on the whole the engine equipped with an altitude turbo-

compressor has higher exploitation indices at operation in Alpine conditions than a plant complete engine without it.

შინაარსი

შესავალი	17
თავი 1. დიზელის ძრავას მუშაობის თავისებურებანი	
მაღალმთიან პირობებში მუშაობის დროს.....	24
1.1. გარემო პირობების გავლენა დიზელის ძრავას მუშაობაზე	25
1.2. დიზელის ძრავას ცილინდრში მიმდინარე პროცესების თავისებურებანი.....	36
1.2.1. დიზელის ცილინდრში მიმდინარე ნარევეწარმოქმნის პროცესზე სასიმაღლო პირობების გავლენა	37
1.2.2. სასიმაღლო პირობების გავლენა თვითაალების დაყოვნების პერიოდის მნიშვნელობასა და საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხეზე.....	41
1.3. დიზელის ძრავის სასიმაღლო პირობებში მუშაობისას დაკარგული სიმძლავრისა და ეკონომიურობის კომპენსაციის მეთოდები	46
1.4. დასკვნები	56
თავი 2. დიზელის მაჩვენებლებზე გარე პირობების გავლენის თეორიული ანალიზი, ცილინდრების შიგა პროცესების მათემატიკური მოდელირება.....	59
2.1. დიზელის აირცვლის პროცესში თერმოდინამიკური პარამეტრების ცვლილების მათემატიკური მოდელი	59
2.1.1. აირცვლის პროცესში თერმოდინამიკური პარამეტრების ცვლილების დიფერენციალური განტოლება	61
2.1.2. პროცესის არასტაციონალურობის გავლენის გათვალისწინება.....	66
2.1.3. აირის მასის ცვლილება ცილინდრში.....	69
2.1.4. შემშვები და გამომშვები სისტემების ხარჯის კოეფიციენტისა და კვეთის ცვალებადობის გათვალისწინება.....	71
2.2. წვისა და აფეთქების პროცესების მიმდინარეობა.....	81
2.2.1. საწვავის წვისა და თვითაალების ფიზიკურ-ქიმიური მექანიზმი.....	81
2.2.2. ექსპერიმენტული მონაცემები ინდუქციური პერიოდის შესახებ.....	86

2.3. წვის პროცესის ანალიზი.....	90
2.3.1. საწვავის წვის სიჩქარის ტოლობა.....	90
2.3.2. წვის ხასიათის მაჩვენებლისა და ხანგრძლივობის განსაზღვრა.....	93
თავი 3. ექსპერიმენტული კვლევის მეთოდოლოგია და დანადგარები.....	98
3.1. კვლევის ობიექტი.....	98
3.2. კვლევის საერთო მეთოდოლოგია და პროგრამა, გამოყენებული ხელსაწყოები და მოწყობილობები.....	99
3.3. ექსპერიმენტული მონაცემების დამუშავების თავისებურებანი.....	106
3.4. ექსპერიმენტის შედეგებისა და გაზომვების ცდომილებები.....	109
თავი 4. ქსქ-4540 დიზელის ექსპერიმენტული კვლევა სასიმალო პირობებში.....	113
4.1. დიზელის მუშა პროცესის მიმდინარეობის თავისებურებანი.....	113
4.2. სასიმალო პირობების გავლენა ძრავას ეფექტურ მაჩვენებლებზე.....	126
4.3. სასიმალო პირობებში ქსქ-4540 დიზელის მახასიათებლების გაუმჯობესების გზები.....	134
4.3.1. სასიმალო პირობებში საწვავის ციკლური ხარჯის რეგულირება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის გარკვეულ ზღვრებში შენარჩუნების მიზნით.....	134
4.3.2. საწვავის შეფრქვევის კუთხის რეგულირება.....	136
4.3.3. ჩაბერვის გამოყენება.....	138
დასკვნები	149
გამოყენებული ლიტერატურა	152

ცხრილების ნუსხა

1.1. ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურისა და წნევის მნიშვნელობები ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეზე.....	25
1.2. შეფრქვევის მახასიათებლები.....	39
1.3. საწვავის ჭავლის პარამეტრები.....	41
1.4. ძრავში საწვავის შეფრქვევის წნევის, ძრავის ცილინდრში წნევისა და თვითაალების დაყოვნების პერიოდის ცვალებადობა ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეზე.....	42
1.5. ძრავას მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის სხვადასხვა მნიშვნელობებისას ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეებზე საწვავის კუთრი ხარჯის მინიმალური მნიშვნელობები.....	51
1.6. ჩაბერვის მქონე და უჩაბერვო დიზელის ძრავების სიმძლავრის, საწვავის კუთრი ხარჯის, ტემპერატურისა და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ცვალებადობა ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეზე.....	55

ნახაზების ნუსხა

2.1.	სარქველის პრინციპული სქემა.....	72
2.2.	ქსქ-4540 დიზელის აირცვლის სისტემის ხარჯის მახასიათებლები.....	75
2.3.	ქსქ-4540 დიზელის ცილინდრში აირცვლისას აირების წნევის, ტემპერატურისა და მასის ცვლილება მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხისაგან დამოკიდებულებით.....	76
2.4.	ქსქ-4540 დიზელის ცილინდრში აირცვლისას აირების წნევის, ტემპერატურისა და მასის ცვლილება მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხისაგან დამოკიდებულებით.....	77
2.5.	ქსქ-4540 დიზელის ცილინდრში აირცვლისას აირების წნევის, ტემპერატურისა და მასის ცვლილება მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხისაგან დამოკიდებულებით.....	78
2.6.	ქსქ-4540 დიზელის ცილინდრში აირცვლისას აირების წნევის, ტემპერატურისა და მასის ცვლილება მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხისაგან დამოკიდებულებით.....	79
2.7.	ქსქ-4540 დიზელის ცილინდრში აირცვლისას აირების წნევის, ტემპერატურისა და მასის ცვლილება მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხისაგან დამოკიდებულებით.....	80
2.8.	თბური აალების მახასიათებელი.....	84
2.9.	დაბალტემპერატურული აალების მახასიათებელი.....	85
2.10.	ძრავას ცილინდრში სითბოს გამოყოფის სიჩქარე.....	95
2.11.	სითბოს გამოყოფის მახასიათებელი.....	96
3.1.	საწვავის ხარჯმზომის კონსტრუქციული სქემა.....	105
3.2.	საწვავის ხარჯმზომის ელექტრონული სქემა.....	106
4.1.	ქსქ-4540 დიზელის ინდიკატორული დიაგრამა.....	117
4.2.	ქსქ-4540 დიზელის ინდიკატორული დიაგრამა.....	118

4.3. ქსქ-4540 დიზელის ინდიკატორული დიაგრამა.....	119
4.4. ქსქ-4540 დიზელის ცილინდრში სითბოგამოყოფის პროცესის მახასიათებლები.....	120
4.5. ქსქ-4540 დიზელის ცილინდრში სითბოგამოყოფის პროცესის მახასიათებლები.....	121
4.6. ქსქ-4540 დიზელის ცილინდრში სითბოგამოყოფის პროცესის მახასიათებლები.....	122
4.7. ქსქ-4540 დიზელის ცილინდრში სითბოგამოყოფის პროცესის მახასიათებლები.....	123
4.8. ქსქ-4540 დიზელის ცილინდრში წნევის ზრდის დინამიკა.....	124
4.9. ქსქ-4540 დიზელის სადატვირთო მახასიათებელი.....	129
4.10. ქსქ-4540 დიზელის სადატვირთო მახასიათებელი.....	130
4.11. ქსქ-4540 დიზელის გარე სიჩქარითი მახასიათებელი სხვადასხვა სიმაღლეზე მუშაობის დროს.....	131
4.12. ქსქ-4540 დიზელის მექანიკური დანაკარგებისა და მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის დამოკიდებულება.....	132
4.13. ქსქ-4540 დიზელის სიჩქარითი მახასიათებლები ზღვის დონიდან 3500 მ სიმაღლეზე მუშაობის დროს.....	133
4.14. ქსქ-4540 დიზელის სარეგულაციო მახასიათებელი.....	137
4.15. ქსქ-4540 დიზელის სადატვირთო მახასიათებლები ტურბოკომპრესორით მუშაობის დროს.....	143
4.16. ქსქ-4540 დიზელის სადატვირთო მახასიათებლები ტურბოკომპრესორით მუშაობის დროს.....	144
4.17. ქსქ-4540 დიზელის სადატვირთო მახასიათებლები ტურბოკომპრესორით მუშაობის დროს.....	145
4.18. ტურბოკომპრესორით მომუშავე ქსქ-4540 დიზელის სიჩქარითი მახასიათებლები.....	147
4.19. . ტურბოკომპრესორით მომუშავე ქსქ-4540 დიზელის ჩაბერვის წნევისა და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ფარდობითი	

სიდიდების ცვლილება ატმოსფერული ჰაერის
გაიშვიათებისაგან დამოკიდებულებით სხვადასხვა სიჩქარით რეჟიმზე...148

შესავალი

სატრანსპორტო დანიშნულების სწრაფმავალი დიზელები გარდა საავტომობილო ტრანსპორტისა ფართოდ გამოიყენება სოფლის მეურნეობაში, მცირე ენერგეტიკასა და მრეწველობის მთელ რიგ დარგებში. საქართველოში მგზავრთა გადაყვანის, სატრანსპორტო გადაზიდვებისა და სასოფლო-სამეურნეო სამუშაოების დიდი ნაწილი ხორციელდება საავტომობილო ტრანსპორტით, რომელთა უმეტესობა აღჭურვილია დიზელის ძრავებით. ცხადია, დიზელის ძრავას საექსპლუატაციო და ტექნიკურ-ეკონომიკური მახასიათებლების გაუმჯობესება გამოიწვევს ქვეყნის სოციალურ-ეკონომიური და ეკოლოგიური პირობების გაუმჯობესებას.

საქართველოს ტერიტორიის უმეტესი (80%) ნაწილი მთაგორიანია და ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეზეა განფენილი. მაღალმთიან პირობებში მუშაობისას კი დიზელის ძრავა მეტად მგრძობიარეა სასიმაღლო პირობებისათვის დამახასიათებელი ატმოსფერული პარამეტრების ცვალებადობისადმი, კერძოდ, უარესდება მისი სიმძლავრისა და ეკონომიური მაჩვენებლები. ძრავას ასეთი დამოკიდებულება მაღალმთიან პირობებთან აიხსნება ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად ატმოსფერული წნევის შემცირებით, რის შედეგადაც უარესდება ნარევეწარმოქმნისა (ჰაერის მასური წილის შემცირების გამო) და მუშა პროცესების მიმდინარეობა. ეს უკანასკნელი კი თავის მხრივ აისახება ინდიკატორულ და შესაბამისად ეფექტურ სიმძლავრეზე. მუშა პროცესის მიმდინარეობის დარღვევის გამო (არასრული წვა), საგრძნობლად უარესდება ეკოლოგიური პირობები, ძრავადან გამოიყოფა დიდი რაოდენობის დაუწვავი მავნე აირები. საყურადღებოა აგრეთვე ძრავას ტემპერატურული და დინამიური მაჩვენებლების ცვალებადობა მისი სასიმაღლო პირობებში მუშაობისას.

სამთო პირობებში საავტომობილო ტრანსპორტს უხდება სხვადასხვა დახრილობისა და რელიეფის მქონე გზაზე მოძრაობა, რის გამოც იზრდება ძრავას სადატვირთო და სიჩქარულ-საექსპლუატაციო რეჟიმებში მუშაობის დიაპაზონი, რაც კიდევ უფრო აძლიერებს დიზელის დატვირთვებს.

მრავალმა მეცნიერმა მიუძღვნა თავისი შრომა სასიმაღლო პირობებში დიზელის ძრავას მუშაობის შესწავლას. მიუხედავად ამისა, დღესდღეობით, არ არის შექმნილი ისეთი მეთოდიკა, რომელიც სრულად ასახავს ნებისმიერი დიზელის ძრავას მუშაობის ზუსტ სპეციფიკას მაღალმთიან პირობებში. გარდა ამისა ძრავას მუშაობის ამსახველი გაანგარიშებები გადმოცემულია ემპირიული ფორმულების სახით, რომლებშიც გამოყენებულია უამრავი მუდმივი კოეფიციენტები კონკრეტული ძრავასათვის, რის გამოც არ შეიძლება ვარგისიანად ჩაითვალოს ზოგადი შემთხვევებისათვის. ასევე არ არსებობს მაღალმთიან პირობებში დიზელის მიერ დაკარგული სიმძლავრის კომპენსაციის საერთოდ მიღებული მეთოდი, რომელიც გამოდგებოდა ყველა ტიპისა თუ კონსტრუქციის ძრავასათვის.

დიზელის ძრავაზე გარემო ატმოსფერული ჰაერის პარამეტრების ცვალებადობის გავლენის სიდიდე და ხარისხი დამოკიდებულია უპირველეს ყოვლისა დიზელის ტიპზე, მის კონსტრუქციულ თვისებებზე, ფორსირების ხარისხზე, ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობის დიაპაზონზე და სხვა ფაქტორებზე, რის გამოც უტყუარი მონაცემების მისაღებად სასურველია კონკრეტული მარკის ძრავას გამოცდების ჩატარება სხვადასხვა ატმოსფერულ პირობებში მუშაობის დროს. შესაბამისად ადრე ჩატარებულ შრომებში ჭარბობს სხვადასხვა ატმოსფერულ პირობებში დიზელების მუშაობის ექსპერიმენტული კვლევები და ნაკლებადაა წარმოდგენილი თეორიული ანალიზი, განზოგადებები და სპეციფიურ პირობებში ძრავას მუშაობის მათემატიკური მოდელირების საკითხები. ზემოთაღნიშნული მიზეზების გამო ფაქტიურად შეუძლებელია სხვადასხვა ტიპისა და დანიშნულების დიზელებისათვის სიმძლავრისა და

ეკონომიურობის მაჩვენებლების სტანდარტულ ატმოსფერულ პირობებამდე მისაყვანი ერთიანი ფორმულების დამუშავება. საკითხის გადაწყვეტად შეიძლება დავსახოთ ძრავას მუშაობის სრული ციკლის მათემატიკური მოდელირება, რომლის დროსაც ფართოდ გამოიყენება ძრავას სასიმალო პირობებში გამოცდებისას დადგენილი კანონზომიერებანი და კრიტერიუმები.

აღნიშნული პრობლემის მიმართ ადრე გამოქვეყნებული შრომების შესწავლა-ანალიზის შედეგად გაკეთებულ იქნა შემდეგი სახის დასკვნები:

- შედარებით კარგადაა შესწავლილი ამჟამად უკვე მოძველებული ტიპის თავისუფალი შევსების დიზელების მუშაობა სხვადასხვა ატმოსფერულ პირობებში.

- სასიმალო პირობებში დიზელის მუშაობის პირობების გაუმჯობესებასა და დაკარგული სიმძლავრის კომპენსაციის მეთოდების განხილვამ გვიჩვენა რომ დღემდე ცნობილი მეთოდების უმეტესობა ნაკლებეფექტურია, ან მიუღებელია კონსტრუქციული ხასიათის სიმძლავრის გამო.

- თავისუფალი შევსების მქონე დიზელების სასიმალო პირობებში დაკარგული სიმძლავრის კომპენსაციის ყველაზე ეფექტურ საშუალებად უნდა მივიჩნიოთ ზღვის დონიდან მაღალ სიმაღლეებზე ცილინდრების იძულებით შევსება, რის განსახორციელებლადაც ყველაზე ოპტიმალურია ტურბოჩაბერვის გამოყენება.

- ტურბოჩაბერი აგრეგატები, რომლებიც დღეს ფართოდ გამოიყენება შიგაწვის ძრავების ფორსირებისათვის ვერ უზრუნველყოფენ თავისუფალი შესვლის მქონე დიზელების ჰაერის მასური ხარჯისა და შესაბამისად სიმძლავრის კომპენსაციის მუდმივობას ატმოსფერული პარამეტრების ცვლილებისას.

- სასიმალო პირობებში დაკარგული სიმძლავრის კომპენსაციის სიდიდე, როგორც გამოკვლევები გვიჩვენებს ფრიად განსხვავებულია და დამოკიდებულია არა მარტო ძრავას ტიპზე და სიმალოს ცვალებადობის

დიაპაზონზე, არამედ ჩაბერვის აგრეგატზე–ტურბოკომპრესორზე და მის მახასიათებლებზე. აღნიშნულის გამო ერთიდაიგივე დიზელის მონაცემები სასიმალო პირობებში ორი სხვადასხვა ჩაბერვის აგრეგატის გამოყენების შემთხვევაში შეიძლება ძლიერ განსხვავებული იყოს.

- ბოლო პერიოდის შრომათა უმრავლესობა ეძღვნება ჩაბერვის მქონე სატრანსპორტო დიზელების კვლევას სასიმალო პირობებში და ამავე დროს ხშირ შემთხვევაში ყურადღების გარეშე რჩება საბაზო ჩაბერვის გარეშე მომუშავე დიზელი. ანალოგიური შემთხვევა მოხდა ქსქ-4540-ის მიმართაც, რომლის ჩაბერვის მქონე ვარიანტი საკმაოდ სრულყოფილად იქნა შესწავლილი რაფიელ დვალის სახელობის მანქანათა მექანიკის ინსტიტუტში, რაც გადმოცემულია ინსტიტუტის მრავალრიცხოვან ანგარიშებსა თუ დისერტაციებში, ხოლო იმავე დიზელის საბაზო ვარიანტი შესწავლილი არ იყო. ამავე დროს ცნობილია რომ ერთიდაიგივე დიზელის თავისუფალი შევსების მქონე ვარიანტისა და ჩაბერვით ფორსირებულს შორის სრულიად განსხვავებული კანონზომიერებით მიმდინარეობს გაზოდინამიკისა და თერმოდინამიკური პროცესები: შევსების პროცესი, წვის პროცესი, განდევნის პროცესი, თბოცვლის და ასე შემდეგ. ამ პროცესების დამახასიათებელი პარამეტრები ხშირად არა მარტო რაოდენობრივად, არამედ თვისობრივად განსხვავდებიან ერთმანეთისაგან.

შესაბამისად შეგვიძლია გავაკეთოთ დასკვნა, რომ ქუთაისის საავტომობილო ქარხნის საბაზო, თავისუფალი შევსების მქონე დიზელის მუშაობის შესწავლა სასიმალო პირობებში მუშაობის დროს არა მარტო **აქტუალური მეცნიერული საკითხია**, არამედ აქვს პრაქტიკული დანიშნულებაც.

სატრანსპორტო დიზელთმშენებლობაში უახლეს მიღწევებზე დაყრდნობითა და ამ სფეროში ადრე შესრულებულ კვლევათა გათვალისწინებით სადისერტაციო ნაშრომში დასახულ იქნა **მიზანი**: სასიმალო პირობებში თანამედროვე სწრაფსვლიანი თავისუფალი შევსების მქონე დიზელის მუშა პროცესების თეორიული და

ექსპერიმენტული კვლევა და მიღებული შედეგების ანალიზის საფუძველზე ძრავას სასიმალო პირობებში დაკარგული სიმძლავრის კომპენსაციის პრაქტიკული ღონისძიებების შემუშავება მისი სხვადასხვა საექსპლუატაციო რეჟიმებზე მუშაობის დროს.

დასახულმა მიზანმა განსაზღვრა კვლევის ამოცანები:

- თანამედროვე, სწრაფსვლიანი თავისუფალი შევსების მქონე საავტომობილო დიზელისათვის სასიმალო პირობებში სამუშაო პროცესისა და წვის პროცესის დამახასიათებელი პარამეტრების ცვალებადობის თეორიული ანალიზი, ძრავას ცილინდრებში მიმდინარე პროცესების მათემატიკური მოდელირება.
- თანამედროვე სწრაფსვლიანი დიზელის ექსპერიმენტული კვლევა და ძრავას ეფექტური მაჩვენებლების დადგენა სასიმალო პირობებში სხვადასხვა რეჟიმზე მუშაობის დროს.
- დიზელის მიერ დაკარგული სიმძლავრის კომპენსაციის სხვადასხვა მეთოდების აპრობაცია და ექსპერიმენტული კვლევა.

დასახული ამოცანების გადასაწყვეტად გამოყენებულია შიგაწვის ძრავას კვლევის თეორიული და ექსპერიმენტული მეთოდები, რომლებიც ეფუძნებიან ანალიზის თერმოდინამიკურ და აეროდინამიკურ საშუალებებს. ასევე გამოყენებულია წვის თეორიისა და მათემატიკური ანალიზის რიცხვითი მეთოდები.

შესრულებული სამუშაოს მეცნიერული სიახლე მდგომარეობს შემდეგში:

-სასიმალო პირობებში თავისუფალი შევსების მქონე თანამედროვე სატრანსპორტო დიზელის თეორიული და ექსპერიმენტული კვლევების მონაცემების სისტემატიზაციის შედეგად დადგენილია გარემო ატმოსფერული წნევისა და ძრავას სამუშაო პროცესის დამაკავშირებელი კანონზომიერებანი ძრავას საექსპლუატაციო რეჟიმებისა და გარემო ატმოსფერული წნევის ცვალებადობის დიდ დიაპაზონში.

-ძრავას ცილინდრში მიმდინარე წვის პროცესის მახასიათებელი პარამეტრების განსაზღვრის ჩვენს მიერ დამუშავებული საანგარიშო-ექსპერიმენტული მეთოდის საშუალებით გამოვლენილია სასიმალო პირობებში საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდისა და წვის დინამიკის ცვალებადობათა კანონზომიერებანი, რაც წარმოადგენს აუცილებელ საწყის მასალას თავისუფალი შევსების მქონე დიზელის სამუშაო პროცესის რიცხვითი მეთოდებით მოდელირებისას.

-შედგენილია და სრულყოფილია დიზელში აირცვლის პროცესის, ცილინდრში თვითაალებისა და წვის პროცესების მათემატიკური მოდელები, რომელთა საშუალებითაც თეორიულად გაანალიზებულია, ხოლო ექსპერიმენტულად შემოწმებულია თავისუფალი შევსების მქონე დიზელის მიერ სასიმალო პირობებში დაკარგული სიმძლავრის კომპენსაციისა და მისი საექსპლუატაციო და ეკოლოგიური მაჩვენებლების გაუმჯობესების გზები. მიღებულია ახალი კანონზომიერებანი სასიმალო პირობებში დიზელის მექანიკური დანაკარგებისა და საწვავის შეფრქვევის წინსწრების ოპტიმალური კუთხის ცვალებადობათა შესახებ.

დისერტაციაში მიღებულ ძირითად შედეგებს გარდა მეცნიერულისა გააჩნია მნიშვნელოვანი **პრაქტიკული ღირებულება**, რადგან ჩვენს მიერ დამუშავებული მათემატიკური მოდელები და ექსპერიმენტის შედეგად მიღებული ფაქტობრივი მასალა შეიძლება გამოყენებულ იქნას ახალი ენერგეტიკული დანადგარების დამუშავებისას და სტუდენტების, მაგისტრანტებისა და დოქტორანტების სასწავლო პროცესში. თანამედროვე სწრაფსვლიანი, თავისუფალი შევსების მქონე დიზელის სასიმალო პირობებში საექსპლუატაციო მახასიათებლების გაუმჯობესების დამუშავებული მეთოდები აქტუალურია როგორც პერსპექტიული დიზელებისათვის, ასევე ამჟამად მთავორიან პირობებში, ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეზე მომუშავე დიზელით აღჭურვილი სატრანსპორტო მანქანებისთვის.

სამუშაოს ძირითადი შედეგები მოხსენებულია და განხილულია: საქართველოს მეცნიერებათა აკადემიის რ. დვალის სახელობის (ამჟამად სსიპ რაფიელ დვალის) მანქანათა მექანიკის ინსტიტუტის შიგაწვის ძრავებისა და მობილური მანქანების გაერთიანებულ სემინარებზე (1999, 2000, 2006 წ. წ.), პროფ. კ.მ. ამირეჯიბის დაბადებიდან 130 წლისთავისადმი მიძღვნილ საიუბილეო სამეცნიერო-პრაქტიკულ კონფერენციასა (1999 წ.) და საქართველოს საავტომობილო-საგზაო ინსტიტუტის მე-10 წლისთავისადმი მიძღვნილი საერთაშორისო სამეცნიერო-პრაქტიკულ კონფერენციაზე (2001 წ.).

დისერტაციის მასალები გამოქვეყნებულია 5 სამეცნიერო ნაშრომში.

თავი 1. დიზელის ძრავას მუშაობის თავისებურებანი მაღალმთიან პირობებში მუშაობის დროს

მაღალმთიან პირობებში მუშაობისას დიზელის ძრავას ძირითად მაჩვენებლებზე დიდ გავლენას ახდენს ისეთი მოვლენები, როგორცაა ატმოსფერული წნევისა P და გარემოს ტემპერატურის T მნიშვნელოვანი ცვლა. ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად მათი მნიშვნელობები საგრძნობლად მცირდება, რაც თავის მხრივ იწვევს ძრავას ისეთი მაჩვენებლების გაუარესებას, როგორცაა ეფექტური სიმძლავრე, საწვავის კუთრი ხარჯი, წვის ხარისხი, ძრავას თბური მდგომარეობა და მრავალი სხვა. ატმოსფერული წნევისა და ტემპერატურის შემცირებასთან ერთად მცირდება ჰაერის სიმკვრივე, რის გამოც ძრავას წვის კამერაში შეფრქვეული საწვავის სრული წვისათვის არ არის საკმარისი ჟანგბადის რაოდენობა და ხდება არასრული წვა. ყოველივე ამის გამო მცირდება ინდიკატორული წნევა P_i და შესაბამისად ეფექტური სიმძლავრე Ne , ადგილი აქვს კვამლიანობას და ეკოლოგიური პირობების გაუარესებას.

გარდა ამისა გარემო წნევისა და ტემპერატურის ცვლილებებზე გავლენას ახდენს მზის რადიაცია, გეოგრაფიული მდებარეობა, წელიწადის დრო და სხვა ფაქტორები. ამჟამად მსოფლიოს ყველა ქვეყანაში მიღებულია საერთაშორისო სტანდარტული ატმოსფერო, რომლის მიხედვითაც ჰაერის წნევისა და ტემპერატურის ცვალებადობა წარმოდგენილია 1.1. ცხრილის სახით.

როგორც ვხედავთ, ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად ჰაერის წნევა P_0 და ტემპერატურა T_0 მნიშვნელოვნად მცირდება.

შიგაწვის ძრავას მუშაობაზე აგრეთვე გავლენას ახდენს ატმოსფერული ჰაერის ტენიანობა, რომელიც სიმაღლის ზრდასთან ერთად მცირდება [38]. ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში ტენიანობა შეადგენს 1 %-ზე ნაკლებს, ამიტომ შიგაწვის ძრავას ანგარიშისას მას ხშირად არ

ითვალისწინებენ [22]. აგრეთვე უგულვებელყოფენ წყლის ორთქლის პარციალურ წნევას, რადგან ის სიმაღლის ზრდისას მცირდება [34,38.65]. სასიმაღლო პირობებში ჰაერის შემადგენლობის ძირითადი კომპონენტები პრაქტიკულად არ იცვლება.

ცხრილი 1.1.

ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურისა და წნევის მნიშვნელობები ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეზე.

სიმაღლე ზღვის დონიდან, H , მ.	ჰაერის წნევა, P_0 , მპა	ჰაერის ტემპერატურა T_0 , K
0	0,101	288,0
500	0,095	284,2
1000	0,090	281,5
1500	0,085	278,3
2000	0,079	275,0
2500	0,075	271,8
3000	0,070	268,5
3500	0,065	265,2
4000	0,061	262,0
4500	0,057	258,7
5000	0,053	255,2

ყოველივე ზემოთ აღნიშნულიდან გამომდინარე, მაღალმთიან პირობებში დიზელის ძრავას მუშაობის მაჩვენებლებზე გავლენას ახდენს ატმოსფერული ჰაერის ისეთი პარამეტრები, როგორცაა წნევა, ტემპერატურა, სიმკვრივე და ტენიანობა.

1.1. გარემო პირობების გავლენა დიზელის ძრავას

მუშაობაზე

შიგაწვის ძრავას მუშაობის შესწავლას სხვადასხვა გარემო პირობებში მიეძღვნა მრავალი ნაშრომი, ჩატარებულია მრავალი ექსპერიმენტული

კვლევა და შემუშავებულია ფორმულები, რომლებიც ასახავს შიგაწვის ძრავას მუშაობის თავისებურებას ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეებზე კონკრეტული ძრავებისათვის.

სხვადასხვა მეცნიერების მიერ რეალურ სასიმალო პირობებში ჩატარებული ექსპერიმენტების შედეგები დაახლოებით 10 %-ით განსხვავდება ერთმანეთისაგან [30], რაც გამოსაცდელი აპარატურისა და მოწყობილობების ცდომილების გარდა გამოწვეულია ერთიდაიგივე გეოგრაფიულ სიმაღლეებზე წნევისა და ტემპერატურის სხვადასხვა მნიშვნელობებით. ამ დროს ტემპერატურისაგან განსხვავებით, რომელიც საკმაოდ დიდ დიაპაზონში იცვლება, წნევის ცვალებადობა შეიძლება უგულვებელყოფილი. გარდა ამისა ძრავის მუშაობაზე გავლენას ახდენს ჰაერის ტენიანობა, თუ ჰაერის ტემპერატურისა და ტენიანობის მნიშვნელობები საკმაოდ მაღალია [30,69].

სასიმალო პირობებში ძრავას მუშაობის მაჩვენებლები დამოკიდებულია ძრავას მუშაობის რეჟიმებზე, ყველაზე ხშირად, სასიმალო პირობებში დიზელის ექსპლუატაცია ხდება საწვავმიწოდებელი მაღალი წნევის ტუმბოს უცვლელი რეგულირებისას, მაგრამ ზოგჯერ სასიმალო პირობებში ძრავას მუშაობის გაუმჯობესების მიზნით მიმართავენ საწვავის მაღალი წნევის ტუმბოს რეგულირებას. შესაბამისად მკვლევარები დიზელის სასიმალო პირობებში ექსპლუატაციისას განიხილავენ შემდეგ შემთხვევებს:

1. $G_T = const$ - საწვავის მაღალი წნევის ტუმბოს რეგულირება არ იცვლება, საწვავის ხარჯი მუდმივია და მისი მაქსიმალური მნიშვნელობა შეესაბამება ქარხანა-დამამზადებლის მიერ დადგენილ პარამეტრებს.
2. $\alpha = const$ - ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან და ძრავში ჰაერის ხარჯის შემცირებასთან ერთად საწვავი ძრავას მიეწოდება უფრო ნაკლები რაოდენობით, ისე, რომ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი რჩება მუდმივი.

3. $\alpha = \alpha_{optim}$ - ძრავას სხვადასხვა სასიმალო პირობებში მუშაობისას საწვავის მაღალი წნევის ტუმბოს რეგულირების ხარჯზე შენარჩუნებულია ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ოპტიმალური მნიშვნელობა, რომელიც შეესაბამება ძრავის ბოლვის ზღვართან მუშაობას.
4. $T_T = const$ - ტურბოჩაბერვის მქონე ძრავას შემთხვევაში საწვავის მიწოდების რეგულირებით ტურბინის წინ მიიღწევა აირების მუდმივი ტემპერატურა, რომელიც არ უნდა აღემატებოდეს ტურბინის თვლის საიმედო მუშაობისათვის დასაშვებ სიდიდეს $T_T = 650^{\circ}\text{C}$ -ს.

ყველა ეს შემთხვევა განიხილება ძრავას მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის მუდმივობისას, $n = const$.

სასიმალო პირობებში მუშაობისას საწვავის მუდმივი საათური ხარჯის რეჟიმში ($G_T = const$) ძრავის სიმძლავრე მინიმალურად ეცემა სხვა რეჟიმებთან შედარებით. სიმალოს ზრდასთან ერთად ატმოსფერული P_0 წნევის შემცირების გამო მცირდება ცილინდრში შესული ჰაერის მასური რაოდენობა, რომელიც არ არის საკმარისი მიწოდებული საწვავის დაწვისათვის, ადგილი აქვს არასრულ წვას, უარესდება მუშა ციკლის დინამიკური და ტემპერატურული მაჩვენებლები, იზრდება ძრავას ცვეთა [39,61]. ძრავას ხანგრძლივი მუშაობა ამ რეჟიმზე არ არის მიზანშეწონილი, რადგან ზღვის დონიდან 1500 მ სიმაღლეზე მუშაობისას ზღვის დონიდან 500 მეტრზე მუშაობასთან შედარებით ძრავის რემონტსა და ტექნიკურ მომსახურებაზე დანახარჯები ორჯერ და მეტად იზრდება [42].

$G_T = const$ რეჟიმისაგან განსხვავებით $\alpha = const$ და $\alpha = optim$ რეჟიმებში ძრავის დეტალების ტემპერატურული და ეკონომიური მაჩვენებლების თვალსაზრისით უკეთესი მდგომარეობა გვაქვს, გაუმჯობესებულია ძრავას მუშა პროცესის მიმდინარეობა, ხოლო რაც შეეხება ინდიკატორულ და შესაბამისად ეფექტურ სიმძლავრეს, ამ რეჟიმებზე მეტი ინტენსიურობით ეცემა, ვიდრე $G_T = const$ რეჟიმზე.

$\alpha = optim$ რეჟიმზე ძრავა მუშაობს ბოლვიანობის ზღვარზე. ბოლვიანობის ზღვართან ახლოს მუშაობს აგრეთვე კომბინირებული ძრავი $T_T = const$ რეჟიმზე და მაჩვენებლებით ძალზედ უახლოვდება $\alpha = optim$ რეჟიმს. ტურბინის წინ გამონაბოლქვი აირების ტემპერატურის შეზღუდვა განაპირობებს ძრავის ეკონომიურობას, თუმცა ამავე დროს მნიშვნელოვნად ეცემა ეფექტური სიმძლავრე [38,39,111], ხოლო ინდიკატორული მქც თითქმის მუდმივი რჩება [75], სიმაღლის ზრდასთან ერთად ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის გარკვეული სიდიდით შემცირების გამო.

აღსანიშნავია აგრეთვე $N_e = const$ რეჟიმი, რომლის დროსაც სხვადასხვა სასიმაღლო პირობებში ნომინალური სიმძლავრე მუდმივი სიდიდეა და მიიღწევა საწვავის მეტი რაოდენობით მიწოდებით ან ძრავას მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის გაზრდის გზით [22,23,64].

ი.მ. რიბაკოვი ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად წნევის ცვლილებას [93] შემდეგი გამოსახულებით გამოხატავს:

$$P_H = P_0 \cdot e^{-\mu g H / RT}, \quad (1.1)$$

სადაც,

P_H - ჰაერის წნევა H სიმაღლეზე, პა;

P_0 - ჰაერის წნევა ზღვის დონეზე, პა;

e - ნატურალური ლოგარითმის ფუძე;

μ - აირის მოლეკულური წონა;

g - თავისუფალი ვარდნის აჩქარება, მ/წმ²;

R - ბოლცმანის მუდმივა;

T - ტემპერატურა, K.

საერთაშორისო სტანდარტული ატმოსფეროს გამოსახულების მიხედვით სასიმაღლო პირობებში წნევასა და ტემპერატურას შორის ადგილი აქვს შემდეგ დამოკიდებულებას:

$$\frac{T_0}{T_H} = \left(\frac{P_0}{P_H} \right)^{0.19}, \quad (1.2)$$

სადაც,

T_0 - ჰაერის ტემპერატურა ზღვის დონიდან, K ;

T_H - ჰაერის ტემპერატურა H სიმაღლეზე, K .

ატმოსფერული ჰაერის წნევისა და ტემპერატურის ცვლილება მოქმედებს ძრავის ისეთი პრამამეტრების ცვლილებაზე, როგორცაა: ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი, შევსების კოეფიციენტი, საწვავის გაფრქვევის ხარისხი, საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდი, წვის ხარისხი და მრავალი სხვა; ყოველივე ეს უშუალოდ აისახება ძრავას ეფექტურ სიმძლავრეზე. თუკი სიმძლავრის გაანგარიშებისას გავითვალისწინებთ ყველა ფაქტორს, მივიღებთ რთულ ემპირიულ დამოკიდებულებას მრავალი მუდმივებით, რომლებიც გამოყვანილია სხვადასხვა ექსპერიმენტების შედეგად და შეიძლება სხვადასხვა ძრავის შემთხვევაში მათი მნიშვნელობები არსებითად განსხვავდებოდნენ ერთმანეთისაგან. ამიტომ უმეტესად გავრცელება ჰპოვა ისეთმა ემპირიულმა ფორმულებმა, რომლებშიც გამოყენებულია ძრავას ძირითადი პარამეტრების დამოკიდებულება ატმოსფერული ჰაერის წნევისა და ტემპერატურასთან, ან სულაც ჰაერის სიმკვრივესთან. ევროპის ქვეყნებში (გერმანია, ინგლისი, საფრანგეთი) დიზელის ძრავას სიმძლავრეს გარემო პირობების ცვლილებებისას განსაზღვრავენ შემდეგი გამოსახულებით:

$$N_{e_H} = N_{e_0} \left(\frac{\rho_H}{\rho_0} \right)^{1,28}, \quad (1.3)$$

$$N_{e_H} = N_{e_0} \frac{P_H}{P_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_H}}, \quad (1.4)$$

სადაც,

ρ , P და T - შესაბამისად გარემოს სიმკვრივე, წნევა და ტემპერატურაა.

(1.3) და (1.4) ფორმულებში ნავარაუდევია ეფექტური სიმძლავრის ცალსახა და პირდაპირი დამოკიდებულება ჰაერის მუხტის სიმკვრივესთან ტემპერატურისა და შევსების კოეფიციენტის მოქმედების გათვალისწინებით. იგულისხმება, რომ სიმძლავრის ცვლილება პროპორციულია საწვავის მიწოდების ცვლილებისა და შენარჩუნებულია

$\alpha = const$ რეჟიმი, ამასთან დაკავშირებით აგრეთვე იგულისხმება, რომ $\eta_i = const$. მექანიკურ დანაკარგებსა და მექანიკურ მქკ-ზე გარემო პირობების მოქმედებას უგულვებელყოფენ, ამიტომ ნავარაუდევია ინდიკატორული და ეფექტური სიმძლავრეების ცვლილების ტოლობა.

მექანიკური დანაკარგების გათვალისწინებით ფორმულას შემდეგი სახე მიეცა:

$$N_{e_H} = [N_{e_0} - (1 - K)] \times \left(\frac{P_H}{P_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_H}} + N_M (1 - K) \right), \quad (1.5)$$

სადაც,

K კოეფიციენტი და ტოლია $0,53 \div 0,55$ სიდიდის.

სიმძლავრის ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებამდე დაყვანის ფორმულა, რომელიც რეკომენდირებულია გოსტ-10448-ის მიერ უფრო ნაკლებად არის დასაბუთებული ვიდრე შემდეგი ფორმულა:

$$N_{e_0} = N_{e_H} \frac{746}{B - P_{II}} \cdot \frac{273 + t}{293}, \quad (1.6)$$

სადაც,

B - ბარომეტრული წნევა გამოცდის დროს;

P_{II} - ტენიან ჰაერში წყლის ორთქლის პარციალური წნევა;

t - ჰაერის ტემპერატურა გამოცდის დროს.

როგორც ვხედავთ ეს ფორმულა ითვალისწინებს ტენიანობის გავლენას ჰაერის სიმკვრივეზე, მაგრამ არ ითვალისწინებს მექანიკურ მქკ-ისა η_m და მექანიკურ სიმძლავრის N_m ცვლილებას.

ფ.შმიდტის [111] მიერ წარმოდგენილი სიმძლავრის გასაანგარიშებელი ფორმულა სასიმალო პირობებში ეფუძნება ძრავის ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მუდმივობას $\alpha = const$. ამავე დროს საწვავის კუთრი ხარჯი მუდმივია. თუკი ცნობილია მექანიკური დანაკარგებისა და შევსების კოეფიციენტის კანონზომიერება და მათი მნიშვნელობა გარემო პირობებთან დამოკიდებულებით, შეიძლება განვსაზღვროთ ძრავის სიმძლავრე:

$$N_e = \frac{N_{e_0} P_H}{\eta_{m_0} P_0} \left[\left(\frac{T_0}{T_H} \right)^n - (1 - \eta_{m_0}) \left(1 - b + b_0 \frac{P_0}{P_H} \right) \right], \quad (1.7)$$

რომელშიც ხახუნის სიმძლავრე გარემო წნევასთან დამოკიდებულებით დაყოფილია დამოუკიდებელ და დამოკიდებულ ნაწილებად:

b – საწყის სიმაღლეზე მუდმივი მდგენელის სიდიდის დამოკიდებულება ხახუნის სიმძლავრეზე.

n – მაჩვენებელი, რომელიც ითვალისწინებს ჰაერის ტემპერატურის გავლენას ცილინდრების მუხტის შევსებაზე.

წარმოდგენილი b და n სიდიდეების მნიშვნელობა დამოკიდებულია ძრავას ტიპსა და კონსტრუქციაზე, ამიტომ ისინი სხვადასხვა შემთხვევაში შეიძლება საგრძნობლად მაღალ დიაპაზონში მერყეობდნენ. მათი მნიშვნელობა ძრავას სიმძლავრის გაანგარიშებისას აიღება $b = 0,65$ და $n = 0,7$ -ის ტოლი. აგრეთვე დაშვებულია, რომ ძრავას მიერ შეწოვილი ჰაერის ცვლილება ტემპერატურის გავლენით შეიძლება წარმოვადგინოთ $\frac{1}{T^n}$ დამოკიდებულებით.

(1.7) ფორმულის შემდეგი გარდაქმნით ხახუნის სიმძლავრის ცვალებადი ნაწილი მიჩნეულია ინდიკატორული სიმძლავრის პროპორციულად და შესაბამისად $\frac{P_H}{P_0}$ შეცვლილია $\frac{N_{iH}}{N_{i0}}$ დამოკიდებულებით და შემოღებულია აღნიშვნა:

$$K = \frac{N_{iH}}{N_{i0}} = \left(\frac{T_0}{T_H} \right)^n \frac{B - \varphi P_n}{B_0 - \varphi_0 P_{n_0}}, \quad (1.8)$$

სადაც,

B - ატმოსფერული წნევაა;

φ - ფარდობითი ტენიანობა;

P_n - ნაჯერი წყლის ორთქლის წნევა.

ფ.შმიდტის ფორმულა მიიღებს საბოლოო სახეს:

$$N_{e_H} = N_{e_0} \left[K + b(K-1) \left(\frac{1}{\eta_{m_0}} - 1 \right) \right], \quad (1.9)$$

წარმოდგენილი ტოლობა გახდა DIN 6270 გერმანული სტანდარტის საფუძველი და გამოიყენება ძრავის სიმძლავრის განსაზღვრისათვის სხვადასხვა სასიმაღლო პირობებში.

ვ.ვ. მახალდიანმა შეიმუშავა დაყვანის ფორმულა, რომლის უპირატესობას წარმოადგენს ჰაერის სიჭარბის α კოეფიციენტის გათვალისწინება. ამ გამოსახულებას საფუძვლად უდევს ტ.მ.მელკუმოვისა და ა.ნ.ტოლსტოვის გამოცდის შედეგები, რომელიც წარმოადგენს სწორხაზობრივ მახასიათებელს $\eta_i/\alpha = f(\alpha)$. აქვე ასევე დაშვებულია, რომ ცილინდრებში მოხვედრილი ჰაერის მასური მუხტი პირდაპირპროპორციულია ატმოსფერული წნევისა და უკუპროპორციულია ატმოსფერული ჰაერის აბსოლუტური ტემპერატურის კვადრატული ფესვისა. ავტორი აქვე უშვებს, რომ ხახუნის სიმძლავრე არ არის დამოკიდებული გარემო პირობების პარამეტრებზე.

$$N_{e_H} = \frac{N_{e_0}}{\eta_{m_0}} \left[\eta_{m_0} + K + K(1-K) \cdot 0,288\alpha - 1 \right], \quad (1.10)$$

სადაც, $K = \frac{P_H}{P_0} \left(\frac{T_0}{T_H} \right)^{0,5}$.

სხვადასხვა სიმაღლეებზე ძრავის სიმძლავრის განსაზღვრისათვის გ.ა.ხანთაძემ შემოგვთავაზა ფორმულა [103]:

$$N_{e_H} = N_{e_0} \left[\frac{1-a}{\eta_{m_0}} K - \left(\frac{1-a}{\eta_{m_0}} - 1 \right) \right], \quad (1.11)$$

ფორმულაში გათვალისწინებულია ბარომეტრული წნევის მოქმედება ხახუნის სიმძლავრეზე. ხახუნის სიმძლავრის ცვალებადი ნაწილი აიღება ძრავის ინდიკატორული სიმძლავრის პროპორციული, ამავე დროს პროპორციულობის კოეფიციენტი „ა“ დაკავშირებულია „ბ“ კოეფიციენტთან დამოკიდებულებით:

$$a = (1 - b)(1 - \eta_{m_0}),$$

თავისი არსით ეს ფორმულა უახლოვდება ფ.შმიდტის ფორმულას.

აშშ-ში უჩაბერვო დიზელისათვის რეკომენდირებულია ელლიოტის ფორმულა:

$$N_{e_H} = N_{e_0} \left[1 + \frac{(1 - \gamma_0 / \gamma_H) [(N_{TP} / N_{e_0}) + 1]}{\left(\eta_i \frac{\alpha}{a} - 1 \right)} \right], \quad (1.12)$$

სადაც,

γ_0 და γ_H – ჰაერის სიმკვრივეა სტანდარტულ და სასიმალო პირობებში, კგ/მ³;

η_i - ინდიკატორული მქკ.;

a - ემპირიულად არჩეული პროპორციულობის კოეფიციენტი.

ფორმულაში მიღებულია, რომ ინდიკატორული მქკ. η_i არ არის დამოკიდებული ჰაერის პარამეტრებზე და განისაზღვრება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის α სიდიდით: $\eta_i = \eta_{i_0} - \frac{a}{\alpha}$.

ეფექტური N_e სიმძლავრის გამოსათვლელი დაყვანის ფორმულები ძირითადად დაფუძნებულია ექსპერიმენტული კვლევების შედეგებზე. სხვადასხვა გარემო პირობებში დიზელის ძრავას მუშაობის კვლევა სწორედ დაყვანის ფორმულების დამუშავების მიზნით ტარდება, რაც საკმაოდ რთულ ამოცანას წარმოადგენს და არსებული გამოსახულებები ყოველთვის ვერ უზრუნველყოფენ საჭირო სიზუსტეს.

დიზელის ძრავას სიმძლავრის სტანდარტულ პირობებამდე დაყვანის ფორმულების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ ისინი არსებითად განსხვავდებიან ერთმანეთისაგან. ამ ფორმულებით გაანგარიშებული შედეგები მნიშვნელოვნად განსხვავდება ექსპერიმენტული მონაცემების შედეგებისაგან. მაგალითად, მათი სხვაობა შეიძლება 40 %-ს აღწევდეს [106]. ეს აიხსნება იმით, რომ სხვადასხვა ავტორებისა და სხვადასხვა ქვეყნის სტანდარტების მიხედვით სხვადასხვაგვარად ფასდება ატმოსფერული

პირობების გავლენა ძრავის მექანიკურ დანაკარგებსა და ჰაერის მუხტის ცვლილებაზე [107].

შეწოვილი ჰაერის რაოდენობის ცვლილების დამოკიდებულება ტემპერატურის ცვლილებასთან შეიძლება შემდეგი სახით წარმოვადგინოთ:

$$\frac{G_H}{G_0} = \left(\frac{T_0}{T_H} \right)^C, \quad (1.13)$$

სადაც,

C - შევსების კოეფიციენტის η_V ცვლილების გამთვალისწინებელი მაჩვენებელია.

სხვადასხვა გამოკვლევების მონაცემების თანახმად [65,66] $C = 0,5$.

დ.ა.პორტნოვის [89] მონაცემებით შევსების კოეფიციენტი უფრო ნაკლებად არის დამოკიდებული ძრავის ცილინდრში შესულ ჰაერის ტემპერატურაზე და [59] ნაშრომის მონაცემების მიხედვით $C = 0,75$. ზოგიერთ ფორმულაში [112] მიღებულია, რომ $C = 1$, ე.ი. ტემპერატურის ცვლილებისას შევსების კოეფიციენტი რჩება მუდმივი.

ძრავას მუშაობისას სასიმალო პირობებში ეფექტური და ეკონომიური მაჩვენებლების გარდა მნიშვნელოვნად იცვლება მისი თბური მდგომარეობა. ძრავას ძირითადი დეტალების ტემპერატურის მკვეთრი ზრდა იწვევს მოტორესურსის შემცირებას, რის შედეგადაც დიზელის მუშაობის შემზღუდველი ფაქტორი იქნება არა სიმძლავრის შემცირება და ეკონომიურობის გაუარესება, არამედ თბოდაცაბულობის მომატება [60,62], ამიტომ გვირჩევენ [30,58,64,102 და სხვა] თბოდაცაბულობის შემცირებას საწვავის ხარჯის შემცირების გზით.

ი.პ.ბელოვი [17] 4Y11/12,5 (D-50) ძრავის თბოდაცაბულობის შეფასებისას იყენებს თბოდაცაბულობის პარამეტრს, რომელიც ცილინდრში არსებული თბური ნაკადის პროპორციულია. სიმაღლის ზრდასთან ერთად საწვავის ხარჯის შემცირებისას ვლებულობთ შემდეგ შედეგებს: 3000 მეტრ სიმაღლეზე ეფექტური სიმძლავრე ეცემა 18 %-ით; საწვავის კუთრი ხარჯი იზრდება 6 %-ით, ხოლო თბოდაცაბულობის პარამეტრი იზრდება 5 %-ით.

ვ.ა.ფეფელოვის კვლევის [102] თანახმად საწვავის მუდმივი ხარჯისას თბოდაძაბულობის სიდიდე 2000-3000 მეტრ სიმაღლეებზე შესაბამისად იზრდება 12,9 და 20,2 %-ით. საწვავის მიწოდების კორექციის შემთხვევაში, როდესაც უზრუნველყოფილი იქნება ნორმალური თბური მდგომარეობა 500-დან 3000 მეტრ სიმაღლემდე 4411/12,5 (Д -50) ძრავის ეფექტური სიმძლავრე ეცემა 22,8 %-ით, საწვავის კუთრი ხარჯი კი იზრდება 10 %-ით.

სასიმაღლო პირობებში ექსპლუატაციისას დიზელის მუშა ციკლი მიმდინარეობს ცილინდრში გაცილებით მცირე წნევის პირობებში, რაც ამცირებს მექანიკურ დატვირთვებს მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმზე და ნათლად აისახება ძრავის მექანიკურ დანაკარგებზე. [17,37,103] ნაშრომებში დადგენილია, რომ სიმაღლის ზრდასთან ერთად მცირდება მექანიკური დანაკარგების და საშუალო ეფექტური წნევა. ამავე დროს მექანიკური მ.ქ.კ. იცვლება უმნიშვნელოდ.

ვ.კირიანოვმა [51] 4411/12,5 (Д -50) დიზელისათვის დაადგინა, რომ 500-დან 3000 მეტრამდე სიმაღლის გაზრდისას საშუალო ინდიკატორული წნევა მცირდება 24,5 %-ით, საშუალო ეფექტური წნევა 21,4 %-ით, ხოლო მექანიკური დანაკარგები მცირდება 26 %-ით. მექანიკური დანაკარგების უფრო ინტენსიური შემცირება აიხსნება ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად ცილინდრში აირების წნევის შემცირებით.

ძრავის ცვეთის სიჩქარე მნიშვნელოვნად იზრდება მისი ტემპერატურული რეჟიმის დარღვევისას. გამაგრებელი სითხის ტემპერატურის დაცემისას $60 \div 65$ °C-ს ქვემოთ აღინიშნება ძრავის ცილინდრების ინტენსიური ცვეთა [19]. ძრავის გაციებისას ეცემა ცილინდრის დეტალების ტემპერატურა, რაც იწვევს ორთქლის კონდენსაციას და დეტალების ელექტროქიმიურ კოროზიას [22]. ელექტროქიმიური რეაქცია განსაკუთრებით ძლიერად გამოვლინდება ძრავის გოგირდოვან საწვავზე მუშაობისას [95]. დგუშის რგოლების, ცილინდრისა და ბარბაცას ყელის საკისრის ჯამური ცვეთა გაგრძელების

სისტემაში წყლის ტემპერატურის 30°C -ზე 6,5-ჯერ მეტია ვიდრე 85°C -ზე [98].

ძრავაში ცვეთის სიჩქარე გაიზრდება, თუკი გაგრილების სისტემაში წყლის ტემპერატურა დასაშვებზე მაღალ მნიშვნელობას მიაღწევს. მაგალითად წყლის ტემპერატურის აწევისას 115°C -მდე ძრავის ცვეთის სიჩქარე გაიზრდება 1,5-ჯერ [53].

ზემოთაღნიშნულ სამუშაოთა აბსოლუტურ უმრავლესობაში განხილულია ძრავის მუშაობის კონკრეტული რეჟიმები ($G_T = const$, $N_e = const$ და სხვა), რაც საავტოტრაქტორო ძრავების სასიმალო პირობებში ექსპლუატაციისას ყოვლად გამორიცხულია. რეალურ შემთხვევაში შეიძლება ადგილი ჰქონდეს დროის მოკლე მონაკვეთში სიმაღლისა და გზის რელიეფის მკვეთრ ცვლილებებს. ასეთ რთულ პირობებში კი ცხადია, რომ ძრავა იმუშავებს სხვადასხვა რეჟიმებში. ამ დროს მინიმალურ და მაქსიმალურ ზღვრულ მნიშვნელობებს შორის შეიძლება იცვლებოდეს როგორც ეფექტური სიმძლავრე, ასევე მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე. ჩვენს მიერ განხილული ექსპერიმენტები და მათ შედეგად მიღებული ემპირიული ფორმულების უმეტესობა შემუშავებულია კონკრეტული ძრავებისათვის, კონკრეტულ რეჟიმებზე, რაც კიდევ აქტუალურს ხდის სასიმალო პირობებში ძრავას მუშაობის კვლევას.

1.2. დიზელის ძრავას ცილინდრში მიმდინარე პროცესების თავისებურებანი

ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად დიზელის ძრავას სიმძლავრისა და ეკონომიურობის გაუარესება პირდაპირ კავშირშია მისი შიგა პროცესების ცვლილებასთან. ატმოსფერული ჰაერის წნევისა და გარემოს ტემპერატურის შემცირებასთან ერთად მცირდება ძრავას ცილინდრებში მოხვედრილი ჰაერის მასური რაოდენობა და შევსების

კოეფიციენტი, უარესდება ნარევეწარმოქმნის პროცესი და ადგილი აქვს არასრულ წვას, იზრდება თვითაალების დაყოვნების პერიოდი, შესაბამისად ეცემა ინდიკატორული წნევა და ეფექტური სიმძლავრე, რაც იწვევს ძრავის თბური მდგომარეობის, ეკონომიურობისა და გარემოს ეკოლოგიური პირობების გაუარესებას.

რადგან სასიმალო პირობები მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ცილინდრებში მიმდინარე პროცესებზე, ამიტომ აუცილებელია მისი შესწავლა და ატმოსფერული ჰაერის წნევისა და გარემოს ტემპერატურის უარყოფითი ზემოქმედების თავიდან აცილება ან შემცირებისდაგვარად შემცირება.

1.2.1. დიზელის ცილინდრში მიმდინარე ნარევეწარმოქმნის პროცესზე სასიმალო პირობების გავლენა

სასიმალო პირობებში წვის პროცესის გაუარესება შეიძლება გამოიწვიოს საწვავის შეფრქვევის წნევის, შერქვევის წინსწრების კუთხისა და თვითაალების დაყოვნების პერიოდის მნიშვნელოვანების ცვლილებამ.

აირის წნევის წინააღმდეგობა, მფრქვევანასა და წვის კამერის კონსტრუქციული პარამეტრები გავლენას ახდენს საწვავის ნაკადის ფორმირებაზე. მაღალმთიან პირობებში მომუშავე დიზელის ძრავის ნარევეწარმოქმნისა და წვის პროცესის გაუმჯობესების მიზნით აუცილებელია განვსაზღვროთ საწვავის შეფრქვევის წნევისა და წინსწრების კუთხის ოპტიმალური მნიშვნელოვანებები. დიზელებში ნარევეწარმოქმნის სრულყოფა გადამწყვეტ მოქმედებას ახდენს მის ტექნიკურ-ეკონომიურ მაჩვენებლებზე. ნარევეწარმოქმნა განსაზღვრავს აალებისა და წვის პროცესების განვითარების ხასიათს.

კარბურატორიან ძრავებთან შედარებით, დიზელებში ნარევეწარმოქმნა ხდება თითქმის 10-ჯერ უფრო სწრაფად, ის გრძელდება

0,003-0,005 წამის განმავლობაში. დროის ასეთი მცირე მონაკვეთისათვის ძრავას ცილინდრში მოხვედრილი საწვავი უნდა შეერიოს ჰაერს, მოემზადოს თვითაალებისათვის და დაიწვას გაფართოების პროცესის დასაწყისში ჟანგბადის მაქსიმალური გამოყენებით.

ნ.რ. ბრილინგის [63] გამოცდის შედეგად შეფრქვევის წნევის 4,0-დან 21,0 მპა-მდე გაზრდით წვეთის საშუალო დიამეტრი მცირდება 44,6-დან 13,6 მკმ-მდე, ხოლო შეფრქვევის წნევის 10,0-დან 40,0 მპა-მდე გაზრდისას წვეთის საშუალო დიამეტრი მცირდება სულ 20 %-ით.

აქედან გამომდინარე საწვავის წვეთის ზომა ჭავლში არაპროპორციულადაა დამოკიდებული შეფრქვევის წნევის აბსოლუტურ მნიშვნელობასთან. საწვავის წვეთის ზომის შემცირების ინტენსივობა 20 მპა წნევით შეფრქვევისას გაცილებით დიდია, ვიდრე შეფრქვევის წნევის უფრო მაღალი მნიშვნელობებისას.

შეფრქვევის წნევის გაზრდით მცირე დიამეტრის მქონე წვეთების პროცენტული შემცველობა იზრდება. ტ.მ. მელკუმოვი აღნიშნავს, რომ შეფრქვევის წნევის შედარებით მცირე მნიშვნელობისას მცირე ზომის წვეთების რაოდენობა საკმარისია და თვითაალების დაყოვნების პერიოდი პრაქტიკულად არ არის დამოკიდებული შეფრქვევის წნევაზე, თუ ის არ არის ძალიან მცირე.

მიმდინარე მონაცემები მტკიცდება თვითაალების დაყოვნების პერიოდის გამოსავლენად ბომბში ჩატარებული გამოცდით. შეფრქვევის სხვადასხვა წნევისას მისი გადაჭარბებული მნიშვნელობა, ამცირებს საწვავის საერთო მიწოდების დროს და განაპირობებს საწვავის მეტი ნაწილის წვას უფრო მცირე დროში, თუმცა დიზელებისათვის ეს ყოველთვის სასურველი არ არის; ნარევის ერთდროული წვა განაპირობებს ცილინდრში წნევის სიჩქარის გადაჭარბებულ ზრდას (ხისტი მუშაობა), აუარესებს პროცესის მართვადობას და ზრდის ძრავის ცვეთას.

ტ.მ. მულკუმოვის მიერ მოყვანილი გამოცდის შედეგები აჩვენებენ, რომ საწვავის მთლიანად დაწვის დრო მცირდება შეფრქვევის წნევის

გაზრდით გარკვეულ სიდიდემდე, ხოლო შეფრქვევის წნევის შემდგომი ზრდა პრაქტიკულად არ იწვევს მუშა ნარევის წვის პროცესის გაუმჯობესებას [66]. საწვავის შერქვევის წნევის სიდიდე გავლენას ახდენს არა მარტო საწვავის წვეთის ზომაზე, არამედ საწვავის ჭავლისა და მისი სიგრძის ფორმირებაზეც.

წვის კამერის მოცემული კონფიგურაციისათვის (ის რჩება მუდმივი სხვადასხვა სიმაღლეებზე) ნარევიწამროქმნის მაღალი ხარისხი შეიძლება მიღწეული იქნას შეფრქვეული საწვავის ჭავლის ოპტიმალური ფორმითა და სიგრძით.

საწვავის ჭავლის გეომეტრიული ფორმა და სიგრძე დამოკიდებულია შეფრქვევის წნევის, გაფრქვევის წინააღმდეგობისა და მფრქვევანას კონსტრუქციაზე. რადგან სხვადასხვა სასიმაღლო პირობებში დიზელის მუშაობისას წვის კამერაში გაფრქვევის წინააღმდეგობა იცვლება მნიშვნელოვან ზღვრებში, საწვავის ჭავლის ფორმა და სიგრძე არ შეიძლება დარჩეს ოპტიმალური.

საწვავის ჭავლის სიგრძის განსაზღვრისას აუცილებელია გავითვალისწინოთ ძრავის ცილინდრებში არსებული გაფრქვევის წინააღმდეგობა.

შეფრქვევის მუდმივი წნევისა და ცვლადი გაფრქვევის წინააღმდეგობის პირობებში საწვავის ჭავლის სიგრძის განსაზღვრის მიზნით გ.დ.მამაცაშვილის მიერ ჩატარებული ცდის შედეგები [63] წარმოდგენილია ცხრ.1.2.-ში.

ცხრილი 1.2.

შეფრქვევის მახასიათებლები

დრო, წმ	0,003			0,005		
	სიგრძე, მმ	სიგრძის გაზრდა		სიგრძე, მმ	სიგრძის გაზრდა	
		მმ	%		მმ	%
4,2	64	–	–	83	–	–
2,8	74	10	15,6	102	19	23,0
1,4	92	28	43,8	119	36	43,2

ჩატარებული ცდები აჩვენებენ, რომ შეკუმშული ჰაერის გაფრქვევის წინააღმდეგობის შემცირებით საწვავის ჭავლის სიგრძე საგრძნობლად იზრდება.

მოცემული ფორმის წვის კამერისათვის საწვავის ჭავლის ნორმალური სიგრძის შენარჩუნების მიზნით აუცილებელია გაფრქვევის წინააღმდეგობის შემცირებასთან ერთად შევამციროთ შეფრქვევის წნევა.

შეფრქვეული საწვავის ჭავლზე მოქმედებს ატმოსფერული ჰაერისა და საწვავის ტემპერატურის შემცირება. გ.დ. მამაცაშვილის [63] მიერ ჩატარებული კვლევა აჩვენებს, რომ ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურის შემცირებისას საწვავის ჭავლის სიგრძე რამდენადმე იზრდება. ეს აიხსნება საწვავის აორთქლებადობის გაუარესებით. ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდა არსებით გავლენას ახდენს მუშა ნარევის მიკრო და მაკრო სტრუქტურის განმსაზღვრელ ფაქტორებზე. ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად მცირდება ატმოსფერული ჰაერის წნევა და საშუალო ტემპერატურა. შესაბამისად უარესდება ცილინდრების შევსება და მცირდება გაფრქვევის წინააღმდეგობა; მაშასადამე თუ შეფრქვევის წნევა მუდმივია ($P_P = const$), გაფრქვევის წინააღმდეგობა მცირდება ($P_C \neq const$) და იზრდება წნევის სხვაობა ($P_P - P_C$). ბუნებრივია, რომ იზრდება ჰაერის სხვადასხვა ჭავლის გამოდინების სიჩქარე.

ი.მ.რიბაკოვის შრომამ, რომელიც მიეძღვნა ჰაერის სხვადასხვა წნევის პირობებში ძრავის ცილინდრებში მფრქვევანადან საწვავის დინების სიჩქარის თეორიულ კვლევას[93], აჩვენა, რომ საწვავის გამოდინების სიჩქარე მნიშვნელოვნად იზრდება ძრავის სიმაღლეზე ასვლისას (გაფრქვევის წინააღმდეგობის შემცირება).

საწვავის ჭავლის გამოდინების სიჩქარის საანგარიშო მნიშვნელობები სხვადასხვა სიმაღლეზე გაფრქვევის მუდმივი წნევისას ($P_P = const$) ნაჩვენებია 1.3. ცხრილში.

როგორც ცხრილიდან ჩანს, ჭავლის გამოდინების სიჩქარის მნიშვნელობა ზღვის დონიდან სიმაღლის 0-დან 3500 -მდე ცვლილებისას იცვლება 6,5 %-ით.

შემოთავაზებულიდან გამომდინარე, შეიძლება დავასკვნათ, რომ დიზელებში ნარევეწარმოქმნის ხარისხის განმსაღვრელი ძირითადი ფაქტორები, კერძოდ: საწვავის გამოდინების სიჩქარე, საწვავის ჭავლის სიგრძე და გაფრქვევის ხარისხი დამოკიდებულია შეფრქვევის წნევაზე,

ცხრილი 1.3.

საწვავის ჭავლის პარამეტრები

სიმაღლე, H , მ	0	1000	1500	2000	2500	3000	3500
P_{CH}	4	3,6	3,4	3,2	3	2,85	2,7
$P_{PH} - P_{CH}$	11,0	11,4	11,6	11,8	12	12,15	12,3
v , მ/წმ	109,0	111,2	112,2	113,2	114,9	115,3	116,1

გაფრქვევის წნევის სიდიდეზე, დიზელის ტემპერატურულ მდგომარეობაზე, წვის კამერის კონსტრუქციულ პარამეტრებსა და დიზელის საწვავის მაღალი წნევის ტუმბოს სისტემაზე.

შეფრქვევის წნევის ოპტიმალური მნიშვნელობა დამოკიდებულია მრავალ ფაქტორზე და განისაზღვრება ექსპერიმენტული კვლევის შედეგად.

1.2.2. სასიმაღლო პირობების გავლენა თვითაალების დაყოვნების პერიოდის მნიშვნელობასა და საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხეზე

კუმშვის შედეგად აალების მქონე ძრავებში ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად მნიშვნელოვნად იცვლება არა მარტო

საწვავის შეფრქვევის წნევის ოპტიმალური მნიშვნელობა, არამედ საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხეც. საწვავის შეფრქვევის წინსწრების ოპტიმალური კუთხე, ასევე დამოკიდებულია მრავალ კონსტრუქციულ და საექსპლუატაციო ფაქტორებზე. მათ შორის მნიშვნელოვანია შეფრქვევის მომენტში ჰაერის ფიზიკური მდგომარეობა (წნევა და ტემპერატურა), საწვავის გაფრქვევის ხარისხი და საწვავის ფიზიკურ-ქიმიური თვისებები, რომელიც განსაზღვრავს საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდს. შეფრქვევის წინსწრების კუთხის ოპტიმალური მნიშვნელობა დამოკიდებულია ასევე საწვავის წვეთების ირგვლივ ჟანგბადის კონცენტრაციასა და მისი დაწვის სიჩქარეზე.

საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდი მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს დიზელში საწვავის წვის მთელ პროცესზე.

კვლევების შედეგად [21,27] დადგენილია, რომ შედარებით დიდი საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდის დროს დიზელის მუშაობა შედარებით ხისტია. ეს მდგომარეობა აიხსნება იმით, რომ ძრავის ცილინდრებში საწვავის აალების პროცესში გროვდება საწვავის დიდი დოზა, რომლის ერთდროული წვა იწვევს წნევის მყისიერ მატებას ძრავის მუხლა ლილვის საკისრებსა და მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის დეტალებზე დატვირთვების მკვეთრ ზრდამდე.

კვლევები აჩვენებს, რომ კარგი ეკონომიურობისას დიზელის ძრავის დარტყმების გარეშე მდოვრე მუშაობა მიიღწევა 0,5-0,6 მპა წნევის ზრდის სიჩქარისას და ტუმბოს მუშტა ლილვის 1^0 -ით მობრუნებისას.

აალების ხანგრძლივი პერიოდისას წნევის ზრდის სიჩქარე იზრდება, რასაც მივყავართ წვის პროცესის უმართვადობამდე.

საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდის მცირე მნიშვნელობა ასევე უარყოფითად მოქმედებს დიზელის მუშაობაზე. ამ შემთხვევაში საწვავის ჰავლი ვერ ასწრებს წვის კამერის სივრცის გადალახვას და საწვავის ნაწილაკები იწვება მფრქვევანასთან ახლოს ჟანგბადის უკმარისობით. ამ

შემთხვევაში საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდი ნაკლებია შეფრქვევის ხანგრძლივობაზე და საწვავის ნაწილი შეიფრქვევა ალში.

საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდის ხანგრძლივობა დამოკიდებულია მთელ რიგ ფიზიკურ და ქიმიურ ფაქტორებზე. ამ საკითხთან დაკავშირებით არსებობს აზრთა სხვადასხვაობა, რომლებიც ხშირად ეწინააღმდეგებიან ერთმანეთს. ი.ბ. სვირიდოვი [94], თვლის რომ ჰაერის მაღალი ტემპერატურისას საწვავის შეფრქვევის მომენტში თვითაალება განისაზღვრება ნარევეწარმოქმნის ფაქტორით, საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდი დამოკიდებულია მუშა ნარევის მიკრო და მაკროსტრუქტურის განვითარებასა და მისი ქიმიური გარდაქმნების სიჩქარეზე. ქიმიური რეაქციის ლიმიტირების შემთხვევაში საწვავი ნარევის ფიზიკური მომზადებისათვის დრო საკმარისია და წარმოიქმნება ერთგვაროვანი ნარევი, ხოლო თუკი ნარევეწარმოქმნისათვის დრო არ არის საკმარისი, წარმოიქმნება არაერთგვაროვანი ნარევი და აალებება სწრაფად.

ა.ს. სოკოლიკის [44] აზრით საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდის დაყოფა ფიზიკურ და ქიმიურ ნაწილებად არა მარტო უკიდურესი პირობაა, არამედ საერთოდ განუხორციელებელია. მისი აზრით არ შეიძლება ქიმიური რეაქციისა და ნარევეწარმოქმნის შეჯერება, რამდენადაც აალების სხვადასხვა სტადიისათვის ოპტიმალურია სხვადასხვა შემადგენლობის ნარევი.

ნ.რ.ბრილინგი [21] თვლის, რომ დიზელებში მაღალი ტემპერატურისას ქიმიური რეაქცია მიმდინარეობს მყისიერად და ამ შემთხვევაში საწვავის აალების დაყოვნებას განსაზღვრავს შემდეგი ფიზიკური პროცესები: გათბობა, აორთქლება და დიფუზია.

ნ.ვ.ინოზემცოვის [45] აზრით თვითაალების დაყოვნების პერიოდის ხანგრძლივობა ძირითადად განისაზღვრება ქიმიური რეაქციებით, ხოლო ნარევეწარმოქმნის პროცესით განპირობებული ფიზიკური ნაწილი შედარებით მცირე როლს თამაშობს.

საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდი ასევე მნიშვნელოვნად არის დამოკიდებული საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხეზე. ტ.მ.მელკუმოვმა [66] ჩაატარა ექსპერიმენტები, რომელთა მონაცემების მიხედვით საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის 8⁰-დან 26⁰-მდე [მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის მიხედვით] გაზრდით საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდი იზრდება 3⁰-დან 12⁰-მდე. ე.ი. საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის გაზრდამ 325 %-ით გამოიწვია საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდის გაზრდა 300 %-ით. ეს აიხსნება იმით, რომ საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის გაზრდისას საწვავი შეიფრქვევა უფრო ნაკლები წნევისა და შეკუმშული ჰაერის დაბალი ტემპერატურის გარემოში, რაც იწვევს ფიზიკურ-ქიმიური გარდაქმნებისა და საწვავის აალებისათვის საჭირო დროის გაზრდას.

განხილული კვლევების საფუძველზე შეიძლება გავაკეთოთ დასკვნა, რომ საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდი დამოკიდებულია შეფრქვევის მომენტში წვის კამერაში ჰაერის წნევისა და ტემპერატურაზე, ასევე თვით საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხეზე. ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურისა და ბარომეტრული წნევის ცვლილება არსებით გავლენას ახდენს წვის კამერაში არსებულ ჰაერის წნევისა და ტემპერატურაზე, ე.ი. დაყოვნების პერიოდის ხანგრძლივობა დამოკიდებულია ზღვის დონიდან სასიმალო მდებარეობაზე [34,38]. საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხე ცილინდრში დიდ გავლენას ახდენს ისეთ პროცესებზე, როგორცაა წნევის ზრდის სისწრაფე, საწვავის წვის ხანგრძლივობა და სისრულე, ციკლის მაქსიმალური წნევა, სიმძლავრე და დიზელის ეკონომიურობა.

საწვავის გვიანი შეფრქვევისას თვითაალების დაყოვნების პერიოდი და სწრაფი წვა მიმდინარეობს ხელსაყრელ პირობებში, მაგრამ საწვავის მნიშვნელოვანი ნაწილი ცილინდრში ხვდება დგუშის ზედა მკვდარი წერტილიდან ქვედა მკვდარ წერტილისაკენ მოძრაობისას, ე.ი. წნევისა და ტემპერატურის მკვეთრი დაცემის დროს. ამ პირობებში მცირდება საწვავის

წვის სიჩქარე. წვა მიმდინარეობს გაზრდილ მოცულობაში და წნევის ზრდის სიჩქარე მცირდება, რაც აუარესებს დიზელის მაჩვენებლებს. თვით წვის პროცესი მომდინარეობს მდოვრედ, მზარდ მოცულობაში ჟანგბადი ერევა წვის პროდუქტებში, რითაც უარესდება ბოლოს შეფრქვეული საწვავის წვის პროცესი. საწვავის ნაადრევი შეფრქვევისას საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდი იზრდება, რის შედეგადაც ცილინდრში აალების მომენტისათვის გროვდება დიდი რაოდენობის საწვავი, რომლის ერთდროული წვაც იწვევს წნევის მკვეთრ ზრდას. ეს პროცესი მიმდინარეობს დგუშის ზ.მ.წ.-ისაკენ მოძრაობისას, როდესაც მიმდინარეობს აირების შემდგომი კუმშვა.ამ შემთხვევაში იზრდება დიზელის სიხისტე, იზრდება ცილინდრის კედლებზე თბოგადაცემა, ხოლო მქვ ეცემა.

ხარკოვის სატრაქტორო ქარხანაში სერიული დიზელის CDM-14 გამოცდამ [55] აჩვენა, რომ საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის საუკეთესო მნიშვნელობაა 19-23°. ამ კუთხის გაზრდა ან შემცირება იწვევს ძრავის მუშა პროცესის გაუარესებას.

ზემოთ მითითებულის საფუძველზე შეიძლება დავასკვნათ, რომ სხვადასხვა კლიმატურ და სასიმალო პირობებში ძრავის მუშაობისას, მისი უკეთესი მაჩვენებლის მიღებისათვის საჭიროა საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის ოპტიმალური მნიშვნელობის დადგენა.

საწვავის თვითაალების ტემპერატურის დამოკიდებულება ჰაერის სიმკვრივესთან განისაზღვრება შემდეგი ფორმულით:

$$T_e = c \cdot \rho_e^{-m}, \quad (1.14)$$

სადაც,

T_e - საწვავის თვითაალების ტემპერატურაა, K ;

ρ_e - ჰაერის სიმკვრივე, კგ/მ³;

m და c მუდმივებია მოცემული საწვავისათვის.

აქედან გამომდინარე შეიძლება დავასკვნათ, რომ ჰაერის სიმკვრივის შემცირებით (ჩვენს შემთხვევაში ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდისას) იზრდება საწვავის თვითაალების ტემპერატურა. თვითაალების

ტემპერატურის ზრდას, თავის მხრივ მივყავართ თვითაალების დაყოვნების პერიოდის ზრდისაკენ. წნევის შემცირებით თვითაალების ტემპერატურა რამდენადმე იზრდება. ამიტომ საწვავის ნაადრევი შეფრქვევისას მოსალოდნელია თვითაალების დაყოვნების პერიოდის ხანგრძლივობის ზრდა, ხოლო მუხლა ლილვის 1^0 -ით შემობრუნებისას ადგილი აქვს წნევის უფრო სწრაფ ზრდას და შესაბამისად იზრდება ციკლის წნევის მაქსიმალური მნიშვნელობა. ეს დასტურდება [61] გამოცდის შედეგებით, რომელიც წარმოდგენილია ცხრ. 1 4-ში.

ცხრილი 1.4.

ძრავში საწვავის შეფრქვევის წნევის, ძრავში არსებული წნევისა და თვითაალების დაყოვნების პერიოდის დამოკიდებულება ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეზე

სიმაღლე, H , მ	P_C , მპა	P_P , მპა	τ_i , წმ	τ_i -ს გაზრდა	
				10^{-3} წმ, %	
0	4,00	9,74	$0,5545 \cdot 10^{-3}$	–	–
1000	3,60	8,59	$0,7134 \cdot 10^{-3}$	0,1589	22,27
2000	3,20	8,45	$1,111 \cdot 10^{-3}$	0,3976	55,75
3000	2,85	8,31	$1,7586 \cdot 10^{-3}$	0,6476	89,93

1.3. დიზელის ძრავის სასიმაღლო პირობებში მუშაობისას დაკარგული სიმძლავრისა და ეკონომიურობის კომპენსაციის მეთოდები

მთიან რეგიონებში მომუშავე ძრავებისადმი წაყენებული ძირითადი მოთხოვნაა სიმძლავრისა და ეკონომიური მაჩვენებლების შენარჩუნება შემცირებული ატმოსფერული წნევის პირობებში [34,38]. დღესდღეობით მრეწველობა არ აწარმოებს ისეთ ძრავებს, რომლებიც მთლიანად დააკმაყოფილებენ ამ მოთხოვნებს, რამდენადაც ჩვეულებრივი

ექსპლუატაციისას პრაქტიკულად შეუძლებელია სასიმალო პირობებში შევინარჩუნოთ ძრავის მუშაობის ტექნიკურ-ეკონომიური მაჩვენებლები, ამიტომ მიზანშეწონილია ზღვის დონიდან სიმალოს ზრდასთან ერთად შემცირებული ეფექტური სიმძლავრისა და გაზრდილი საწვავის კუთრი ხარჯის ნაწილობრივი და, თუკი შესაძლებელია მთლიანი კომპენსაციისათვის საჭირო ღონისძიების დამუშავება და დანერგვა.

ძრავის სასიმალო პირობებში მუშაობისას საწვავის გადიდებული ხარჯის შემცირების ყველაზე მარტივ მეთოდს წარმოადგენს საწვავის ტუმბოს რეგულირება. ამ შემთხვევაში ზღვის დონიდან სიმალოს ზრდასთან ერთად ვამცირებთ ძრავზე საწვავის მიწოდებას ისე, რომ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მნიშვნელობა (ანუ მიწოდებული საწვავისა და ჰაერის ხარჯის თანაფარდობა) ა დარჩეს, ან მუდმივი, ან ოპტიმალური. ეს რეჟიმები განხილულია პირველ თავში და აღსანიშნავია, რომ მართალია ამ დროს მიიღწევა ძრავის თბური და ეკონომიური მაჩვენებლების შენარჩუნება, მაგრამ საგრძნობლად მცირდება მისი სიმძლავრე.

წინა თავის ანალიზიდან ნათლად ჩანს, რომ ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეებზე ძრავის წვის კამერაში საწვავის შეფრქვევის წნევისა და საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხეს სხვადასხვა ოპტიმალური მნიშვნელობები შეესაბამება. გ.დ. მამაცაშვილის მონაცემებით [63] $4412,5/15,2(\text{II}-54)$ ტიპის ძრავისათვის ზღვის დონიდან 2700 მ სიმაღლეზე აუცილებელია საწვავის შეფრქვევის წნევის მნიშვნელობა ქარხანა-დამამზადებლის მიერ დადგენილი 13 მპა-ის ნაცვლად ავილოთ $9,0 \pm 9,5$ მპა. ამ შემთხვევაში ქარხანა-დამამზადებლის მიერ მოცემული 29 კვტ-დან დიზელის ძრავის ეფექტური სიმძლავრე იზრდება 30 კვტ-მდე, ხოლო საწვავის კუთრი ხარჯი ეცემა $344 \text{ გ}/(\text{კვტ.სთ})$ -დან $326 \text{ გ}/(\text{კვტ.სთ})$ -მდე. საწვავის შეფრქვევის წნევის რეგულირების დაწყება რეკომენდირებულია ზღვის დონიდან 600 მეტრ სიმაღლეზე, ხოლო რაც შეეხება საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხეს, ვ.ვ.მახალდიანის [65] რეკომენდაციით, ზღვის დონიდან ყოველ 1500 მეტრ სიმაღლეზე მისი მნიშვნელობა

შესაძლებელია გავზარდოთ 3⁰-ით. ამ მეთოდის გამოყენება შეზღუდულია საწვავის წინსწრების კუთხის და საწვავის შეფრქვევის წნევის მნიშვნელობების რეგულირების სირთულის გამო.

სრულიად განსხვავებული სურათია ჩაბერვით ფორსირებული, ტურბოკომპრესორით აღჭურვილი დიზელების შემთხვევაში. როგორც ჩატარებულმა კვლევებმა [10,11,12] აჩვენა, ტურბოჩაბერვის მქონე დიზელის სასიმაღლო პირობებში მუშაობის დროს, როდესაც საწვავის მაღალი წნევის ტუმბოს რეგულირება უცვლელია და საწვავის ციკლური ხარჯი ყველა სიმაღლეზე რჩება მუდმივი ($G_T = const$), ცილინდრში საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდი უმნიშვნელოდ იცვლება ზღვის დონიდან სიმაღლის მატებასთან ერთად. შესაბამისად ნაკლებად მოსალოდნელია ამ ტიპის დიზელების ეკონომიურობისა და სიმძლავრის გაუმჯობესება მაღალ სიმაღლეებზე მუშაობის დროს შეფრქვევის კუთხის შეცვლით.

ლაბორატორიულ პირობებში სპეციალურ სასიმაღლო საიმპტაციო სტენდზე ფორსირებული დიზელის 4FH120/125 გამოცდის შედეგებმა დაადასტურა ზემოთგამოთქმული მოსაზრება: ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეებზე მოხსნილი სარეგულაციო მახასიათებელი გვიჩვენებს, რომ ძრავის ეკონომიური გაუმჯობესების არათუ მნიშვნელოვანი, არამედ რამდენადმე შესამჩნევი ცვლილებების დაფიქსირებაც შეუძლებელია დიდ სიმაღლეებზე საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის მომატებით ან შემცირებით.

სასიმაღლო პირობებში სიმძლავრის კომპენსაციის ერთ-ერთ მეთოდს წარმოადგენს ძრავის ლიტრაჟის გაზრდა. ძრავის მუშა მოცულობის გაზრდისას ზღვის დონიდან მაღალ სიმაღლეებზე შეიძლება მივაღწიოთ სიმძლავრის სრულ კომპენსაციას, სიმაღლის შემცირებისას კი, შევინარჩუნოთ სიმძლავრის მუდმივი მნიშვნელობა, საწვავის ხარჯის შემცირების გზით [30,60]. მაგალითად, 4FH12,5/15,2 (D-54) ტიპის ძრავისათვის ზღვის დონიდან 2000 მეტრ სიმაღლეზე ნომინალური

სიმძლავრე მიიღწევა ცილინდრის დიამეტრის 14 მმ-ით გაზრდისას, მრუდხარას რადიუსის სიდიდე უცვლელი რჩება, ხოლო სარქველების გამავალი კვეთის სიდიდე იზრდება. სიმაღლის შემცირებისას ასეთი ძრავის ეკონომიურობა უარესდება სერიულზე მეტად. ძრავის ლიტრაჟის გაზრდის, მისი ძირითადი დეტალების ზომების შეცვლისა და მცირე სიმაღლეებზე ეკონომიურობის გაუარესების გამო ასეთმა ძრავმა პრაქტიკული გამოყენება ვერ ჰპოვა.

ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად იკლებს ბარომეტრული წნევა, მცირდება წნევა მუშა ციკლისას და შესაბამისად ნაკლებია ძრავის მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის დეტალებზე დატვირთვა. ეს საშუალებას გვაძლევს გავზარდოთ კუმშვის ხარისხი ისე, რომ არ გადავტვირთოთ ძრავის დეტალები და ციკლის მაქსიმალური წნევის მნიშვნელობა სხვადასხვა სიმაღლეებზე დარჩეს მუდმივი, რომელიც ტოლი იქნება ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში ძრავის მუშაობის დროს არსებული მნიშვნელობისა [15]. კუმშვის ხარისხის გაზრდისას იზრდება წნევა და ტემპერატურა, კუმშვის პროცესის ბოლოს მცირდება საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდის მნიშვნელობა. კუმშვის პროცესის ბოლოს წნევის მუდმივი მნიშვნელობის შენარჩუნების მიზნით, 4412,5/15,2 (Д-54) ტიპის ძრავის მუშაობისას ზღვის დონიდან 2000 მეტრ სიმაღლეზე, კუმშვის ხარისხი უნდა გავზარდოთ 19-მდე, ხოლო 4000 მეტრ სიმაღლეზე 23-მდე ნაცვლად საწყისი 16-სა [30]. სასიმაღლო პირობებში სიმძლავრის კომპენსაციისათვის კუმშვის ხარისხის ცვლილების მეთოდის დანერგვის მიზნით საჭიროა ყოველ სიმაღლეზე სპეციალური დგუშისა და წვის კამერის დაყენება, რადგან სიმაღლის შეცვლისას ასეთი ძრავის მაჩვენებლები, როგორც გაზრდისას ასევე შემცირებისას, გაუარესდება. სიმაღლის გაზრდისას ეფექტი ნაცნობია, ხოლო შემცირებისას კუმშვის ხარისხი იქნება ნომინალურზე მაღალი, რაც გაზრდის მექანიკურ დატვირთვებს მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმზე და გაიზრდება მექანიკური დანაკარგები.

ავტომობილის კარბურატორიან ძრავებზე განსაზღვრულ სასიმაღლო პირობებში (2000 მეტრი) ეფექტური გამოდგა კუმშვის ხარისხის ავტომატური რეგულირება. მათში კუმშვის ხარისხი იზრდება როგორც ატმოსფერული წნევის შემცირებისას, ასევე დროსელირებისას [30]. ცვლადი კუმშვის ხარისხის მქონე ძრავები სასიმაღლო პირობებში გამოირჩევა მაღალი ეკონომიურობით, მაგრამ მათი გამოყენება გაძნელებულია კონსტრუქციის დაბალი საექსპლუატაციო საიმედოობის გამო.

სასიმაღლო პირობებში, ძრავის მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის გაზრდა, იწვევს დაკარგული სიმძლავრის კომპენსაციას. [22] ნაშრომში საანგარიშო-თეორიული ანალიზის საფუძველზე ნაჩვენებია სატრაქტორო ძრავის მუშაობის ხანგამძლეობისა და ეფექტურობის ამაღლების შესაძლებლობა სასიმაღლო პირობებში ბრუნვის სიხშირის გაზრდის გზით. თუმცა ამ მეთოდის გამოყენებისას აუცილებელია შემშვები ტაქტის ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობების დაძლევისათვის, ასევე განსაზღვრულ სიმაღლეებზე ბრუნვის სიხშირისა და საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის ავტომატური კორექტირებისათვის გატარდეს დამატებითი ღონისძიებები.

ლიტერატურის დეტალური ანალიზი საშუალებას გვაძლევს დავასკვნათ, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად თავისუფალი შევსების მქონე დიზელებისათვის სიმძლავრის შენარჩუნების საუკეთესო საშუალებას წარმოადგენს ცილინდრების იძულებით შევსება - ჩაბერვა. ჩაბერვა ფართოდ გამოიყენება სხვადასხვა დანიშნულების დიზელის ძრავების ფორსირებისათვის. საავტომობილო და სატრაქტორო დიზელის ძრავებში უმეტესწილად გამოიყენება აირტურბინული ჩაბერვა. აირტურბინული ჩაბერვა საშუალებას გვაძლევს არსებითი გადაკეთებისა და აირგანაწილების ფაზის შეცვლის გარეშე გავზარდოთ ძრავის (ლიტრული) სიმძლავრე და ამავე დროს შევინარჩუნოთ მისი ეკონომიურობა. სასიმაღლო პირობებში სიმძლავრის კომპენსაციის მიზნით ტურბოჩაბერვის გამოყენება დიზელის ძრავზე ჯერ კიდევ 60-იანი წლების

დასაწყისში განხორციელდა მანქანათა მექანიკის ინსტიტუტში [63,65]. ექსპერიმენტისათვის შერჩეულ 44H11,5/13(CMД7) ტიპის დიზელის ძრავზე დამონტაჟებული იქნა ТКР-8,5 ტიპის ტურბოკომპრესორი. ძრავი გამოიცადა როგორც ჩაბერვით, ასევე ჩაბერვის გარეშე ზღვის დონიდან 500-დან 2300 მეტრის ფარგლებში. ძრავების გამოცდამ ცხადყო ტურბოჩაბერვის მქონე ძრავის სრული უპირატესობა[75].

ბოლო პერიოდში მანქანათა მექანიკის ინსტიტუტში მასშტაბური კვლევები იქნა ჩატარებული ტურბოჩაბერვით ფორსირებული დიზელების სასიმაღლო პირობებში მუშაობის შესწავლისათვის [75].

თუკი შევადარებთ ერთმანეთს უჩაბერვო და ჩაბერვის მქონე ძრავების საწვავის კუთრი ხარჯის მნიშვნელობებს, დავინახავთ, რომ ზღვის დონიდან ყველა ნაჩვენებ სიმაღლეზე ტურბოჩაბერვის მქონე დიზელის ძრავი მუშაობს გაცილებით უფრო ეკონომიურად და მისი საწვავის კუთრი ხარჯის მნიშვნელობა 2300 მეტრ სიმაღლეზე დაახლოებით უტოლდება უჩაბერვო ძრავის საწვავის კუთრი ხარჯს 400 მეტრ სიმაღლეზე.

სიჩქარული რეჟიმის გაზრდისას საწვავის კუთრი ხარჯი იზრდება როგორც ჩაბერვის მქონე, ასევე უჩაბერვო ძრავებში. ძრავის მუხლა ლილვის ბრუნვისას $n_e=1700$ ბრ/წთ სიჩქარით ზღვის დონიდან 2300 მეტრ სიმაღლეზე. უჩაბერვო დიზელის საწვავის მინიმალური კუთრი ხარჯი ეცემა 8 %-ით, ჩაბერვის მქონე დიზელისა კი 3,5 %-ით.

ცხრილი 1.5.

ძრავას მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის სხვადასხვა მნიშვნელობებისას ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეებზე საწვავის კუთრი ხარჯის მინიმალური მნიშვნელობები.

სიმაღლე ზღვის დონიდან	მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი							
	ჩაბერვის გარეშე				ჩაბერვით			
	1200	1400	1600	1700	1200	1400	1600	1700
400	185	188	192	194	180	183	186	188
1000	190	193	196	198	182	184	187	189
2300	197	203	206	210	184	188	192	195

ექსპერიმენტმა [27] აჩვენა, რომ $N_e = const$ რეჟიმზე 1800 მეტრზე მაღალ სიმაღლეზე ამ ტიპის უჩაბერვო ძრავის საწვავის კუთრი ხარჯი გაცილებით მაღალია დასაშვებზე და ადგილი აქვს მის არამდგრად მუშაობას. ამავე ტიპის ჩაბერვის მქონე დიზელის ძრავას გამოცდისას, როდესაც ნორმალურ პირობებში ეფექტური სიმძლავრე და საწვავის კუთრი ხარჯი ტოლია: $N_e = const = 56$ ცხ.ძ.; $g_e = 193 \div 200$ (ცხ.ძ.სთ.), სიმაღლის 400-დან 2300 მეტრ სიმაღლემდე ზრდისას საწვავის მიწოდების მაქსიმალური მნიშვნელობა იცვლება 10,7-დან 11,2 ლ-მდე. აქედან გამომდინარე, ჩაბერვის მქონე ძრავა სასიმაღლო პირობებში $N_e = const$ რეჟიმში მუშაობისას ძალზე უახლოვდება $G_T = const$ რეჟიმს. რეჟიმი, რომლის დროსაც შენარჩუნებულია გამონაბოლქვის აირების ტემპერატურის მუდმივობა ($t_T = const$), საკმაოდ ახლოსაა ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ოპტიმალური მნიშვნელობის ($\alpha = \alpha_{optim}$) შენარჩუნების რეჟიმთან [37,38]. ტურბინის წინ გამონაბოლქვი აირების მუდმივი შეზღუდული მნიშვნელობისას ($t_T = const$) ძრავი უფრო ეკონომიურად მუშაობს, თუმცა ამავე დროს მცირდება ეფექტური სიმძლავრე საწვავის მიწოდების შემცირების გამო [27,38,59].

ექსპერიმენტული კვლევის შედეგად მიღებული დასკვნების მიხედვით 2300 მეტრ სიმაღლეზე ჩაბერვის მქონე დიზელი ინარჩუნებს 65 ცხ.ძ-ის ტოლ ნომინალურ სიმძლავრეს, ჩაბერვის გარეშე კი ნომინალური სიმძლავრე ეცემა 20 %-ით.

ზღვის დონიდან 400-დან 2300 მ-მდე უჩაბერვო ძრავში ჰაერის ხარჯი ეცემა გარემოს სიმკვრივის პროპორციულად და შეადგენს 20 %-ს, ხოლო ჩაბერვის მქონე ძრავის შემთხვევაში ჰაერის ხარჯი ეცემა 10 %-ით ($n_e = 1700$ ბრ/წთ, $G_T = 12$ კგ/სთ), ტურბოკომპრესორის ბრუნვის სიხშირე იმატებს 15 %-ით ტურბინაში გაფართოების ხარისხის ზრდის გამო და შესაბამისად იზრდება კომპრესორში წნევის ამალღების ხარისხი. ყველა მოცემულ სიმაღლეზე ჩაბერვის მქონე ძრავის ჰაერის სიჭარბისა და შევსების კოეფიციენტების მნიშვნელობები მაღალია უჩაბერვო ძრავის კოეფიციენტების მნიშვნელობებზე. ეს დადებითი ცვლილებები აიხსნება

სასიმაღლო პირობებში შემცირებული ატმოსფერული წნევის გამო ცილინდრში ახალი მუხტის მასის ერთეულზე გამოყოფილი სითბოს რაოდენობის ზრდით, იზრდება გამონაბოლქვი აირების ტემპერატურა ტურბინის წინ, შემდეგ აირების შემცირებული წნევის გამო იზრდება ტურბინაში აირების მუშაობა, იმატებს ტურბოკომპრესორის როტორის ბრუნვის სიხშირე და შესაბამისად უმჯობესდება წნევის ზრდის ხარისხი. მიუხედავად ტურბოკომპრესორის როტორის ბრუნვის სიხშირისა და ტემპერატურის მომატებისა, აირების ტემპერატურას არ გადაუჭარბებია 550 °C-თვის. ტურბოკომპრესორში წნევის გაზრდის შედეგია, ის რომ ჰაერის სიჭარბისა და შევსების კოეფიციენტები ნაკლები ინტენსივობით ეცემა, რაც ნაწილობრივ კომპენსაციას უკეთებს ატმოსფერული წნევის P_H შემცირების უარყოფით გავლენას ჩაბერვის მქონე დიზელის ძრავების ეფექტურ მაჩვენებლებზე [27,49 და სხვა].

ორი ერთნაირი ტიპის დიზელის ძრავზე დამონტაჟებულ იქნა სხვადასხვა ტიპის კომპრესორი და გამოცდილ იქნა სხვადასხვა სასიმაღლო პირობებში [74]. ამ ძრავების მუშაობის პარამეტრები ემთხვევა ერთმანეთს სტანდარტულ ატმოსფერულ პირობებში, ხოლო ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეებზე ძრავების ეკონომიურობა და სიმძლავრე ერთმანეთისაგან განსხვავებულ მნიშვნელობებს ღებულობს. აქედან გამომდინარე შეიძლება გავაკეთოთ დასკვნა, რომ სასიმაღლო პირობები გავლენას ახდენს არა მარტო ძრავის ინდიკატორულ და ეფექტურ მაჩვენებლებზე, არამედ ჩასაბერი აგრეგატის მახასიათებლებზეც.

აირული ტურბინის მუშაობის ძირითადი მაჩვენებლები, რომელსაც მოქმედებაში მოჰყავს კომპრესორი, განისაზღვრება ტურბინაში შემავალი და ტურბინიდან გამომავალი მუშა სხეულის მდგომარეობის პარამეტრებით, მუშა თვალის წრიული სიჩქარით, მუშა სხეულის თვისებებითა და ხარჯით. ატმოსფერული წნევის შემცირების გამო იცვლება რეინოლდსის რიცხვის კრიტერიუმის სიდიდე და არსებითად მოქმედებს კომპრესორის მახასიათებლებზე. [25,61] შრომებში დადგენილია, რომ

საავტოტრაქტორო დიზელის ტურბინები ავტომოდელურია $R_e = 25 \cdot 10^4$ რეინოლდსის რიცხვის კრიტერიუმისას, მაშინაც კი, როცა გამავალი კვეთი სხვადასხვა სიდიდისაა. რეინოლდსის რიცხვის შემცირება იწვევს კომპრესორის ადიაბატური მქვ შემცირებას, პომპაჟის ხაზი გადაინაცვლებს მაღალი ხარჯების მხარეს და მცირდება კომპრესორის მდგრადად მუშაობის დამახასიათებელი ზონა. ძრავის სასიმალო პირობებში მუშაობის გაუმჯობესების მიზნით სპეციალური ზომების შემუშავებისას უნდა ვეცადოთ, რომ ძრავის მუშაობის ზონა იმყოფებოდეს ტურბოკომპრესორის მაღალი მქვ-ის კოეფიციენტის ზღვრებში.

ჩაბერვის მქონე ძრავის მახასიათებლის უპირატესობა უჩაბერვოსთან შედარებით ყოველთვის საკმარისი არ არის სასიმალო პირობებში ისეთი მნიშვნელობების მისაღებად, როგორც ჰქონდა უჩაბერვო ძრავს ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში. [57] ნაშრომში განხილულია ტურბოჩაბერვის მქონე დიზელის მუშაობა, რომელიც გათვლილია 2500 მ სიმაღლეზე ექსპლუატაციისათვის. ზღვის დონეზე ამ ძრავის წვის წნევის მაქსიმალური მნიშვნელობა იზრდება 25 %-ით, რაც გამოიწვევს ძრავის საიმედოობისა და ხანგამძლეობის დაცემას, ძრავის თბოდაძაბულობის გაზრდას და მისი დეტალების გადახურებას. სიმაღლის ზრდასთან ერთად ნამუშევარი აირების ხარჯის შემცირების გამო ტურბინის საქმენის გამავალი კვეთის ზომა ძალიან დიდი გამოდის, რაც ამცირებს წნევას გამავალ კოლექტორში, ეცემა ტურბინაში გაფართოების ხარისხი და მისი სიმძლავრე. ზღვის დონიდან სიმაღლის კომპენსირება მიიღწევა ტურბინის საქმენის გამავალი კვეთის რეგულირების შედეგად. ფრთებიანი საქმენი აპარატის შემთხვევაში ფრთების შემობრუნების გზით ვღებულობთ გამავალი კვეთის სასურველ სიდიდეს, რომელთა მნიშვნელობები 5000 მ სიმაღლემდე დადგენილ იქნა ექსპერიმენტის შედეგად, ამავე დროს გაუარესდა დიზელის ეკონომიურობა და თბური მდგომარეობა (ცხრ. 1.6)

თუკი შევადარებთ ერთმანეთს უჩაბერვო ძრავის ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში და ჩაბერვის მქონე ძრავის 5000 მეტრ სიმაღლეზე

მუშაობას, უკანასკნელის საწვავის კუთრი ხარჯი და გამონაბოლქვი აირების ტემპერატურა გაზრდილია შესაბამისად 15 და 26 %-ით. დიზელის ეფექტური მაჩვენებლების მკვეთრი გაუარესება აიხსნება ტურბოკომპრესორის როტორის დასაშვებზე მაღალი ბრუნვის სიხშირით.

ცხრილი 1.6.

ჩაბერვის მქონე და უჩაბერვო დიზელის ძრავების სიმძლავრის, საწვავის კუთრი ხარჯის, ტემპერატურისა და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის დამოკიდებულება ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეზე

სიმაღლე ზღვის დონიდან	ჩაბერვის გარეშე				ჩაბერვით			
	N_e , ცხ.ძ.	g_e , გრ/ცხ.ძ.სთ	t_T , °C	α	N_e , ცხ.ძ.	g_e , გრ/ცხ.ძ.სთ	t_T , °C	γ
0	60,4	184	420	1,56	64,2	186	470	1,94
1000	60,2	190	490	1,33	64,2	194	488	1,73
3000	51,0	226	524	1,00	63,7	197	560	1,38
5000	35,0	230	406	0,78	61,4	212	608	1,2
6000	25,8	42,6	364	0,72	54	240	622	1,0

მიუხედავად იმისა, რომ ტურბინის საქმენის ფრთების შემობრუნებით ვაღწევთ ჩვენთვის სასურველ გამავალი კვეთის სიდიდეს, ეს მეთოდი პრაქტიკაში ნაკლებად გამოიყენება ტექნიკური სიმძლავრებისა და მაღალი ღირებულების გამო [33]. ამიტომ ტურბოკომპრესორის ტურბინის რეგულირებას, ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდისას, გვთავაზობენ ტურბინის უფროთო მიმმართველ აპარატს მისი გამავალი კვეთის რეგულირებით. ნაშრომში განხილულია TKP-8,5 ტურბოკომპრესორით აღჭურვილი 44H11/12,5 ტიპის ძრავი, რომლის ტურბინასაც აქვს უფროთო მიმმართველი აპარატი გამავალი კვეთის რეგულირებით და კვეთის სხვადასხვა სიდიდე განსაზღვრულია სხვადასხვა სიმაღლეებისათვის ისე, რომ დიზელის ძრავმა იმუშაოს ნორმალური საწვავ-ენერგეტიკული მაჩვენებლებით. მიმმართველი აპარატის გამავალი კვეთის შემცირება საწვავის მიწოდების უცვლელი რეგულირებისას ზრდის დიზელის სიმძლავრეს და ეკონომიურობას 3 ÷ 6 %-ით ჩაბერვის ნორმატიულ სისტემასთან შედარებით .

ზემოთ განხილულიდან გამომდინარე სასიმაღლო პირობებში დიზელის სიმძლავრის კომპენსაციის საუკეთესო საშუალებას წარმოადგენს ჩაბერვა, რომელთაგან ყველაზე მეტი გავრცელება ჰპოვა აირტურბინულმა ჩაბერვამ. მისი დახმარებით ძრავის მნიშვნელოვანი გადაკეთების გარეშე შეგვიძლია მივაღწიოთ სიმძლავრის მთლიან ან არსებით მნიშვნელოვან კომპენსაციას ისეთ სიმაღლეებზე, როგორც გვხვდება ავტომობილებისა და ტრაქტორების ექსპლუატაციისას.

1.4. დასკვნები

განსახილველი პრობლემის შესახებ არსებული ლიტერატურის შესწავლა და ანალიზი საშუალებას გვაძლევს გავაკეთოთ შემდეგი სახის დასკვნები:

- ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობა მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს დიზელის ძრავების მუშა პროცესის მიმდინარეობაზე და შესაბამისად მათ სიმძლავრით, ეკონომიურ მახასიათებლებზე და ხანგამძლეობის მაჩვენებლებზე.
- დიზელის ძრავაზე გარემო ატმოსფერული ჰაერის პარამეტრების ცვალებადობის გავლენის სიდიდე და ხარისხი დამოკიდებულია უპირველეს ყოვლისა დიზელის ტიპზე, მის კონსტრუქციულ თვისებებზე, ფორსირების ხარისხზე, ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობის დიაპაზონზე და სხვა ფაქტორებზე, რის გამოც უტყუარი მონაცემების მისაღებად სასურველია კონკრეტული მარკის ძრავის გამოცდების ჩატარება სხვადასხვა ატმოსფერულ პირობებში მუშაობის დროს.
- შესაბამისად ადრე ჩატარებულ შრომებში ჭარბობს სხვადასხვა ატმოსფერულ პირობებში დიზელების მუშაობის ექსპერიმენტული კვლევები და ნაკლებადაა წარმოდგენილი თეორიული ანალიზი, განზოგადებები და სპეციფიურ პირობებში ძრავის მუშაობის მათემატიკური მოდელირების საკითხები.

- ზემოთაღნიშნული მიზეზების გამო ფაქტიურად შეუძლებელია სხვადასხვა ტიპისა და დანიშნულების დიზელებისათვის სიმძლავრისა და ეკონომიურობის მაჩვენებლების სტანდარტულ ატმოსფერულ პირობებამდე მისაყვანი ერთიანი ფორმულების დამუშავება. სამომავლოდ საკითხის გადაწყვეტად შეიძლება დავსახოთ ძრავის მუშაობის სრული ციკლის მათემატიკური მოდელირება, რომლის დროსაც ფართოდ გამოიყენება ძრავის სასიმალო პირობებში გამოცდებისას დადგენილი კანონზომიერებანი და კრიტერიუმები.
- შედარებით კარგადაა შესწავლილი ამჟამად უკვე მოძველებული ტიპის თავისუფალი შევსების დიზელების მუშაობა სხვადასხვა ატმოსფერულ პირობებში. უკანასკნელი პერიოდის კვლევათა უმრავლესობა ეხება ტურბოჩაბერვით ფორსირებული დიზელების სასიმალო პირობებში შესწავლას.
- სასიმალო პირობებში დიზელის მუშაობის პირობების გაუმჯობესებასა და დაკარგული სიმძლავრის კომპენსაციის მეთოდების განხილვამ გვიჩვენა რომ დღემდე ცნობილი მეთოდების უმეტესობა ნაკლებეფექტურია, ან მიუღებელია კონსტრუქციული ხასიათის სიძნელების გამო.
- თავისუფალი შევსების მქონე დიზელების სასიმალო პირობებში დაკარგული სიმძლავრის კომპენსაციის ყველაზე ეფექტურ საშუალებად უნდა მივიჩნიოთ ზღვის დონიდან მაღალ სიმაღლეებზე ცილინდრების იძულებით შევსება, რის განსახორციელებლადაც ყველაზე ოპტიმალურია ტურბოჩაბერვის გამოყენება.
- ტურბოჩამბერი აგრეგატები, რომლებიც დღეს ფართოდ გამოიყენება შიგაწვის ძრავების ფორსირებისათვის სასიმალო პირობებში უზრუნველყოფენ თავისუფალი ჰაერის მასური ხარჯისა და შესაბამისად სიმძლავრის დანაკარგების კომპენსაციას.
- სასიმალო პირობებში დაკარგული სიმძლავრის კომპენსაციის სიდიდე, როგორც გამოკვლევები გვიჩვენებს ფრიად განსხვავებულია და

დამოკიდებულია არა მარტო ძრავის ტიპზე და სიმაღლის ცვალებადობის დიაპაზონზე, არამედ ჩაბერვის აგრეგატზე–ტურბოკომპრესორზე და მის მახასიათებლებზე. აღნიშნულის გამო ერთიდაიგივე დიზელის მახასიათებლები სასიმალო პირობებში ორი სხვადასხვა ჩაბერვის აგრეგატის გამოყენების შემთხვევაში შეიძლება აბსოლუტურად განსხვავებული იყოს.

განსახილველი პრობლემისადმი მიძღვნილი სპეციალური ლიტერატურის შესწავლისა, ანალიზისა და მის საფუძველზე ზემოთმოყვანილი დასკვნების შედეგად ჩამოვყალიბეთ კვლევის ამოცანები:

1. თანამედროვე, სწრაფსვლიანი საავტომობილო დიზელისათვის სასიმალო პირობებში სამუშაო პროცესისა და წვის პროცესის დამახასიათებელი პარამეტრების ცვალებადობის თეორიული ანალიზი, ძრავის ცილინდრებში მიმდინარე პროცესების მათემატიკური მოდელირება.
2. თანამედროვე სწრაფსვლიანი დიზელის ექსპერიმენტული კვლევა და ძრავის ეფექტური მაჩვენებლების დადგენა სასიმალო პირობებში სხვადასხვა რეჟიმზე მუშაობის დროს.
3. დიზელის მიერ დაკარგული სიმძლავრის კომპენსაციის სხვადასხვა მეთოდების აპრობაცია და ექსპერიმენტული კვლევა.

თავი 2. დიზელის მაჩვენებლებზე გარე პირობების გავლენის
თეორიული ანალიზი, ცილინდრების შიგა პროცესების
მათემატიკური მოდელირება

ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდისას მცირდება ატმოსფერული
ჰაერის სიმკვრივე, რომელიც გამოისახება ფუნქციით:

$$\rho = f(P, T, \varphi)$$

ამას მივყავართ შეშვების პროცესის საწყისი პირობების შეცვლისაკენ,
რომლის მოქმედებაც ძირითადად განსაზღვრავს ცილინდრის შიგა
პროცესების ისეთ პარამეტრებს, როგორცაა წნევა და ტემპერატურა
კუმშვის ბოლოს (P_C, T_C), თვითაალების დაყოვნების პერიოდი τ_i ,
შეფრქვევის წინსწრების კუთხე $\varphi_{\text{თ}}$ და საწვავის შეფრქვევის პროცესი,
წვის დაწყება, აირცვლა, ახალი მუხტით შევსება (η_V, G_g), წვის პროცესი
($P_z, \varphi_z, P_i, T_z, \frac{dP}{d\varphi}, \frac{dX}{d\varphi}$) და საბოლოო ჯამში, დიზელის სიმძლავრე.

ამ მოვლენების ანალიზისათვის ამავე პროცესების მათემატიკური
მოდელირების საფუძველზე ჩვენს მიერ განხილულია შეშვება-გამოშვების,
კუმშვისა და წვის პროცესები ქუთაისის საავტომობილო ქარხნის ქსქ-4540,
იგივე 6412/12 დიზელისათვის.

2.1. დიზელის აირცვლის პროცესში თერმოდინამიკური
პარამეტრების ცვლილების მათემატიკური მოდელი

აიროდინამიკური ექსპერიმენტების ჩატარება წარმოადგენს რთულ
და შრომატევად ამოცანას, რადგან ძრავაში აირების ნაკადი
არასტაციონალური ხასიათისაა და განაწილებულია არათანაბრად.

კვლევის ძირითად პირობას წარმოადგენს თეორიული და ექსპერიმენტული მეთოდების შეთავსება. მხოლოდ ექსპერიმენტული ან თეორიული მეთოდების გამოყენებამ შეიძლება მიგვიყვანოს მცდარ დასკვნამდე: პირველ შემთხვევაში საკვლევ პროცესზე სხვადასხვა ფაქტორების გავლენის არასაკმარისი ცოდნისა და შეზღუდული მონაცემების გამო, ხოლო მეორე შემთხვევაში აირის დინების მოდელის გამოყენების შედეგად, რომლის უტყუარობა დადასტურებული არ არის ექსპერიმენტულად.

შიგაწვის ძრავის კვლევისას იყენებენ სხვადასხვა სახის მოდელირებას. მათემატიკური მოდელირების საფუძველს წარმოადგენს ობიექტის ან პროცესის მათემატიკური აღწერა. პროცესების მათემატიკურ აღწერას წაყენება რიგი მოთხოვნები: უნდა ექვემდებარებოდეს ამოხსნას, შესასწავლი პროცესის მათემატიკური აღწერა დასაშვები სიზუსტით, მოდელის გამოყენების პრაქტიკული მიზანშეწონილობა. ამ მოთხოვნების დაკმაყოფილება განსაზღვრავს მათემატიკური მოდელის აღწერის ხასიათს და წარმოადგენს მოდელის შექმნის რთულ და შრომატევად ნაწილს.

მათემატიკურ მოდელში შეტანილი უნდა იყოს:

- მასის შენარჩუნების კანონებზე ბაზირებული საერთო ტოლობები, რომლებიც ასევე ახასიათებს პროცესის სახეს;
- მუშა სხეულის თვისებების დამახასიათებელი უტოლობები ან დამოკიდებულებები;
- სხვა პროცესების ურთიერთქმედების რაოდენობრივი შეფასება და ხასიათი;
- საწყისი და სასაზღვრო პირობები.

მათემატიკური მოდელის აგების ძირითად ამოცანას წარმოადგენს აირცვლის პროცესის ფიზიკური არსის ანალიზის შესაძლებლობა და ცილინდრის განდევნისა და შევსების პროცესების რაოდენობრივი შეფასება. ამ დროს მთელი მუშა პროცესის მათემატიკური მოდელი უნდა იყოს აგებული ისეთი სახით, რომ ჰქონდეს დახვეწისა და შემდგომი

განვითარების პერსპექტივა, რაც მაღალმთიან პირობებში ძრავის მუშაობისას გვაძლევს მექანიკური დანაკარგების, ინდიკატორული დიაგრამისა და სხვა ძირითადი მაჩვენებლების მოქმედების შეფასებისა და პროგნოზირების საშუალებას.

2.1.1. აირცვლის პროცესში თერმოდინამიკური პარამეტრების ცვლილების დიფერენციალური განტოლება

როგორც აღვნიშნეთ აირცვლის პროცესში ცილინდრში მუშა სხეულის მდგომარეობის პარამეტრები უწყვეტად იცვლება. აირცვლისათვის განსაკუთრებით დამახასიათებელია პროცესის მიმდინარეობა ცვალებადი მასით (მასის შემცირება გამოდევნის პროცესში და მისი გაზრდა შევსების პროცესში). შევსების პროცესში განსაკუთრებული მნიშვნელობა აქვს სითბოცვლას მუშა სხეულსა და ცილინდრის კედლებს შორის, რომელიც განისაზღვრება ცილინდრში მუშა სხეულის აეროდინამიკური მოქმედებითა და ცილინდრის კედლების ტემპერატურით.

თუ ჩავთვლით, რომ მუშა სხეული ფლობს იდეალური აირის თვისებებს, განვიხილოთ ძრავის ცილინდრი როგორც ღია თერმოდინამიკული სისტემა, რომლისთვისაც სამართლიანია ცვალებადი მასის თერმოდინამიკის პირველი ტოლობა. მუშა სხეულზე გადაცემული სითბო და ენტალპიის ნაკადი, ცილინდრში მოხვედრილი ნაკადის მასასთან ერთად იხარჯება მუშა სხეულის შინაგანი ენერჯის ცვლილებაზე და მუშაობის შესრულებაზე.

$$i_0 dM = d(Mu) + PdV + dQ_W, \quad (2.1)$$

სადაც, i_0 - არის ცილინდრში შეშვებისას (გამოშვებისას) შემოსული (გამოსული) მუშა სხეულის ენტალპია;

M, dM - მუშა სხეულის მასა ცილინდრში და მისი ელემენტარული ცვლილება;

u - მუშა სხეულის კუთრი შინაგანი ენერგია;

P - წნევა ცილინდრში;

dV - მოცულობის ცვლილება ცილინდრში;

dQ_W - სითბო, მიღებული (გაცემული) მუშა სხეულის მიერ სითბოცვლის შედეგად.

გარდავქმნათ (2.1) ტოლობა და გავითვალისწინოთ, რომ

$$i_0 = c_p T_0; \quad Mu = Mc_v T,$$

სადაც, c_p, c_v - არის შესაბამისად იზობარული და იზოქორული თბოტევადობა;

T_0, T - ცილინდრში შესული ჰაერისა და ცილინდრში მყოფი აირის ტემპერატურები.

ამისათვის ვისარგებლოთ მუშა სხეულის მდგომარეობისა და მაიერის ტოლობებით:

$$PV = MRT \quad \text{და} \quad R = c_p - c_v = c_v(K - 1)$$

სადაც, $K = \frac{c_p}{c_v}$ - არის ადიაბატის მაჩვენებელი.

საიდანაც $PV = (K - 1)Mc_v T$, მაშინ (2.1) ტოლობა მიიღებს სახეს:

$$c_p T dM = d(Mc_v T) + PdV + dQ_W, \quad \text{ან}$$

$$c_p T dM = \frac{K}{K - 1} (PdV + VdP) + PdV + dQ_W,$$

საიდანაც,

$$c_p T dM = \frac{K}{K - 1} PdV + \frac{1}{K - 1} VdP + dQ_W, \quad (2.2)$$

(2.2) ტოლობის ორივე ნაწილის $PV = MRT$ -ზე გაყოფით მივიღებთ:

$$\frac{K}{K - 1} \frac{dM}{M} = \frac{K}{K - 1} \frac{dV}{V} + \frac{1}{K - 1} \frac{dP}{P} + \frac{dQ_W}{PV}$$

დავიყვანოთ ტოლობა წნევის ფარდობით ცვლილებაზე $\frac{dP}{P}$

$$\frac{dP}{P} = K \left(\frac{dM}{M} - \frac{dV}{V} \right) - (K-1) \frac{dQ_W}{PV}, \quad (2.3)$$

(2.3) ტოლობა წნევის ფარდობით ცვლილებას აკავშირებს მასის ცვლილებასთან, ცილინდრის მოცულობასთან და ცილინდრში შეშვების პროცესში სითბოცვლის პირობებთან, ამ დროს $dM < 0$. ამ ტოლობაში ადიაბატის მაჩვენებელი წარმოადგენს ცვლად სიდიდეს, რომელიც დამოკიდებულია მუშა სხეულის შემადგენლობასა და ტემპერატურაზე. ის განისაზღვრება მუშა სხეულის C_u თბოტევადობით, რომელიც განისაზღვრება ტემპერატურასთან დამოკიდებულებით:

- აირის თბოტევადობა, $\mu \cdot C_{V_T} = (20,44 + 0,00035948T)$ ჯ/(კ.მოლი კელ);
- ჰაერის თბოტევადობა, $\mu \cdot C_{V_B} = (22,374 + 0,001494t)$ ჯ/(კ.მოლი კელ);

მაშინ ადიაბატის მაჩვენებელი K განისაზღვრება ფორმულით:

$$K = \frac{R_\mu}{\mu \cdot C_V} + 1,$$

სადაც, $R_\mu = 8314$ ჯ/კ.მოლი K .

შეშვების პროცესისათვის (2.1) ტოლობის მარცხენა მხარე წარმოგვიდგება როგორც ცილინდრში შემავალი ჰაერის ენტალპია

$$i_0 = c_{p_6} T_0,$$

სადაც,

$$c_{p_6} = K \cdot c_{V_6} - \text{ჰაერის იზობარული თბოტევადობაა.}$$

ამ დროს ცილინდრში მუშა სხეულს წარმოადგენს ნარჩენი აირებისა და ჰაერის ნარევი, სადაც ნარევის თბოტევადობა განისაზღვრება შერევის წესით:

$$c_{V_{cm}} = \frac{M_6 c_{V_6} + M_\Gamma c_{V_\Gamma}}{M_{cm}},$$

შეშვების პროცესისათვის ტოლობა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$\frac{dP}{dV} = (K-1) \left(\frac{c_{p_6}}{R_{cm}} \frac{dM_{cm}}{M_{cm}} - \frac{dQ_W}{PV} \right) - K \frac{dV}{V}, \quad (2.4)$$

სარქველების გადაკეტვის ფაზაში, ცილინდრში ახალი მუხტის შესვლისას ($dM_B > 0$) და ამავდროულად ცილინდრიდან აირის მასის გამოდინებისას ($dM > 0$) ცილინდრში წნევის ფარდობითი ცვლილება იქნება:

$$\frac{dP}{dV} = (K - 1) \left(\frac{c_{P_s}}{R_{cm}} \frac{dM_{cm}}{M_{cm}} - \frac{dQ_W}{PV} \right) + K \left(\frac{dM}{M} - \frac{dV}{V} \right), \quad (2.5)$$

სადაც,

dQ_W - მუშა სხეულზე კონვექტიური სითბოცვლის შედეგად ართმეული (გადაცემული ახალ მუხტზე) ელემენტალური სითბოა. ჩვეულებრივ ის განისაზღვრება ნიუტონის ტოლობის მიხედვით:

$$dQ_W = \bar{\alpha} F (T - T_W) d\tau, \quad (2.6)$$

სადაც,

$\bar{\alpha}$ - აირის თბოგადაცემის კოეფიციენტის მყისიერი მნიშვნელობა კონვენციის გზით, გაშუალდებული მიმდინარე ზედაპირის მიხედვით;

T_W - ცილინდრის კედლების მიმდინარე ტემპერატურა.

ცილინდრის მიმდინარე ზედაპირი:

$$F = 2 \frac{\pi \cdot d^2}{4} + \pi \cdot dH = \pi \cdot d \left(\frac{d}{2} + H \right),$$

სადაც,

d - ცილინდრის დიამეტრია;

H - მანძილი დგუშის ძირიდან ცილინდრის სახურავამდე.

$$d\tau = \frac{d\varphi}{6n},$$

სადაც,

$d\varphi$ - მუხლა ლილვის შემობრუნების ელემენტარული კუთხეა.

თბოგადაცემის კოეფიციენტი $\bar{\alpha}$ განისაზღვრება ექსპერიმენტალური მონაცემების შედეგებით (თბობალანსური გამოცდა, ცილინდრის კედლების თერმომეტრირება) ან ტოლობის კრიტერიუმით, მაგალითად, მილში დინებისათვის $Re < Re_{KP}$ -ისას;

$$N_u = c R_e^{0.5} P_r^{0.33},$$

სადაც,

$c = 0,6$ - არის პროპორციულობის კოეფიციენტი;

$$N_u = \frac{\bar{\alpha}d}{\lambda_{\Gamma}} - \text{ნუსელტის რიცხვი};$$

d - ცილინდრის დიამეტრი;

λ_{Γ} - აირის (ჰაერის) თბოგამტარობის კოეფიციენტი;

$P_{\Gamma} = 0,7$ - პრანდტლის რიცხვი;

$$R_e = \frac{v \cdot d}{\nu} - \text{რეინოლდსის რიცხვი};$$

v - ცილინდრში აირის (ჰაერის) მოძრაობის სიჩქარე;

ν - კინემატიკური სიბლანტის კოეფიციენტი.

მაშინ,

$$dQ_w = \lambda D \left(\frac{v \cdot d}{\nu} \right)^{0,5} P_{\Gamma}^{0,33} \pi \left(H + \frac{d}{2} \right) (T - T_w) \frac{d\varphi}{6n}, \quad (2.7)$$

აირცვლის პროცესში მუშა სხეულის წნევის ცვლილების დიფერენციალური ტოლობა შეიძლება წარმოვადგინოთ შემდეგი სახით:

ცილინდრიდან აირის გამოშვების პროცესისათვის:

$$dP = KP \left(\frac{dM}{M} - \frac{dV}{V} \right) - (K-1) \frac{dQ_w}{V}, \quad (2.8)$$

შევსების პროცესისათვის:

$$dP = (K-1) \left(P \frac{C_{Pb}}{R_{CM}} \frac{dM_{CM}}{M_{CM}} - \frac{dQ_w}{V} \right) - KP \frac{dV}{V}, \quad (2.9)$$

სარქველების გადახურვის მომენტში:

$$dP = (K-1) \left(P \frac{c_{P_e}}{R_{cm}} \frac{dM_{cm}}{M_{cm}} - \frac{dQ_w}{V} \right) + KP \left(\frac{dM}{M} - \frac{dV}{V} \right), \quad (2.10)$$

ეს დიფერენციალური ტოლობები ახასიათებენ თერმოდინამიკური პარამეტრების ცვლილების სიჩქარის კავშირს. აქ არ არის გათვალისწინებული მასისა და წნევის განაწილება ცილინდრში.

2.1.2. პროცესის არასტაციონალურობის გავლენის

გათვალისწინება

ძირითად თერმოდინამიკურ პარამეტრების ცვლილებაზე პროცესის არასტაციონალურობის გავლენის გათვალისწინების შეფასებისათვის განვიხილოთ ბლანტი აირის მოძრაობის რაოდენობის ტოლობა, ან ნავე-სტოკსის ფორმულა ვექტორულ ფორმაში:

$$\frac{dv}{d\tau} = z - \frac{1}{\rho} \text{grad}p + v\Delta v + \frac{1}{3} v \text{draddiv}v, \quad (2.11)$$

სადაც,

v - აირის აირის მოძრაობის სიჩქარე;

z - მასური ძალები;

ρ - აირის სიმკვრივე;

$\text{grad}p$ - ზედაპირული ძალები;

$\frac{dv}{d\tau}$ - სიჩქარის ცვლილების მთლიანი წარმოებული.

ტოლობის ბოლო ორი შემადგენელი ნაწილი ახასიათებს აირის დინების რეალურობას, ე.ი. ითვალისწინებს მხებ დამაბულობას (ძვრის დეფორმაცია) და მათ კავშირს დეფორმაციის სიჩქარესთან. ამ შემადგენელი ნაწილების ანალიტიკური განსაზღვრა გადაუღებავ სიძნელეს წარმოადგენს, ამიტომ ისინი პრაქტიკაში განისაზღვრება როგორც ენერჯის დაკარგვა ხახუნზე (თბური დანაკარგები) და კინეტიკური ენერჯის დანაკარგები.

მთლიანი წარმოებული $dv/d\tau$ შეადგენს:

$$\frac{dv}{d\tau} = \frac{\partial v}{\partial \tau} + v \frac{dv}{dS},$$

სადაც,

$\frac{\partial v}{\partial \tau}$ - აირის ენერჯის ლოკალური ძალა (კუთრი მასის ერთეულზე

მოსული);

$v \frac{\partial v}{\partial S}$ - ინერციის ძალის კონვექტიური შემადგენელი;

S - კოორდინატი დინების გასწვრივ (დინებას განვიხილავთ ერთგანზომილებიანს).

მაშინ მასური ძალების უგულვებელყოფითა და ზემოთაღნიშნული დაშვების გათვალისწინებით მივიღებთ:

$$\frac{\partial v}{\partial \tau} + v \frac{dv}{dS} = -\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dS} + \frac{dQ_w}{MdS} + \frac{dP_n}{\rho dS}, \quad (2.12)$$

სადაც,

P_n - არის წნევის დანაკარგი (ენერგიის დაკარგვის ხარჯზე ადგილობრივ წინააღმდეგობასა და ხახუნზე);

Q_w - ენერგიის დანაკარგი თბოცვლის ხარჯზე (გაბნევა).

(2.12) ტოლობის ინტეგრირება გვაძლევს მოძრავი აირების პარამეტრების განაწილებას კვეთის გასწვრივ. ამ დროს დამოკიდებულებაში, კონკრეტული პროცესის დანიშნულების მიხედვით, კეთდება გარკვეული დაშვება.

(2.12) ტოლობა რომ გამოვიყენოთ გაანგარიშებისათვის, ვაკეთებთ შემდეგ დაშვებებს:

1. ინტეგრირებას ვაწარმოებთ გარკვეული ab მონაკვეთისათვის;
2. მუდმივი საანგარიშო $\Delta \tau$ ბიჯის შემთხვევაში, მონაკვეთი $ab(\Delta S)$ განისაზღვრება ბგერითი ტალღის გავრცელების პირობიდან $\Delta S = C \Delta \tau$ (C - ბგერის სიჩქარე);
3. ამ მონაკვეთზე $dv/d\tau$ შემადგენელს ვთვლით მუდმივად (შემფოთების გავრცელების პირობიდან);
4. ცილინდრის გასწვრივ სითბოცვლის ცვლილებას უგულვებელყოფთ;
5. ხახუნის ხარჯზე წნევის დანაკარგს უგულვებელყოფთ;
6. არეკლილი ტალღის მოქმედებას უგულვებელყოფთ.

თუკი აირს ჩავთვლით კუმშვადად, მაშინ:

$$\int_a^b \frac{\partial v}{\partial \tau} dS + \int_a^b v \cdot \frac{\partial v}{\partial S} dS = - \int_a^b \frac{dP}{\rho}, \quad (2.13)$$

მე-3 გამარტივების გათვალისწინებით

$$\int_a^b \frac{\partial v}{\partial \tau} dS = \frac{\partial v}{\partial \tau} \Delta S, \quad (2.14)$$

$P/\rho^K = P_a/\rho_a^K = const$ გათვალისწინებით

$$- \int_a^b \frac{dP}{\rho} = - \int_a^b \frac{dP}{\rho^{1/K}} P_a^{1/K} = \frac{K}{K-1} \frac{P_a}{\rho_a} \left[1 - \left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right], \quad (2.15)$$

(2.12) ტოლობა მიიღებს სახეს:

$$\frac{dv}{d\tau} \Delta S + \frac{v_b^2 - v_a^2}{2} = \frac{K}{K-1} \frac{P_a}{\rho_a} \left[1 - \left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right], \quad (2.16)$$

სადაც,
$$\Delta S = c \Delta \tau = \sqrt{KRT} \frac{\Delta \varphi}{6n}$$

მაშინ წნევის უთანაბრობა ΔS_i მონაკვეთზე იქნება:

$$\Delta P_i = P_a \left(\frac{P_a}{P_b} - 1 \right), \quad (2.17)$$

ხოლო დგუშის სიგრძის მიხედვით,

$$H = \sum_{i=1}^n \Delta S_i, \quad (2.18)$$

ამის გამო საწყის და სასაზღვრო პირობებში გვექნება:

$$\begin{aligned} \tau_0 = 0, \quad v_0 = 0, \quad v_H = v_n, \quad \frac{dv_H}{d\tau} = \frac{dv_n}{d\tau} = a_n; \\ \tau = t, \quad v_H = v_n, \quad \frac{dv_H}{d\tau} = \frac{dv_n}{d\tau} = a_n, \quad v_0 = G/(f_{II}\rho); \end{aligned}$$

სადაც,

v_0, v_H - არის აირის (ჰაერის) მოძრაობის სიჩქარე ცილინდრის

სახურავსა და დგუშის ზედაპირთან;

v_n, a_n - დგუშის სიჩქარე და აჩქარება;

G - სარქველის გავლით აირის ხარჯი;

f_{II} - დგუშის ფართობი.

2.1.3. აირის მასის ცვლილება ცილინდრში

აირცვლის მათემატიკური მოდელირების ერთ-ერთ ძირითად ელემენტს წარმოადგენს საანგარიშო სისტემაში მასის ცვლილება. სისტემაში ძირითადი თერმოდინამიკური პარამეტრების ცვალებადობისა და სარქველების რეალურ გამავალი კვეთის გათვალისწინებით მყისიერი აირის (ჰაერის) ხარჯი განისაზღვრება:

$$G = f_{\kappa\lambda}(\varphi) \rho_{\kappa\lambda} v_{\kappa\lambda}, \quad (2.19)$$

სადაც,

$f_{\kappa\lambda}(\varphi)$ - სარქველის მიმდინარე გეომეტრიული კვეთია;

$\rho_{\kappa\lambda}$ - აირის (ჰაერის) სიმკვრივე სარქველის გამავალ კვეთში;

$v_{\kappa\lambda}$ - აირის (ჰაერის) ნამდვილი სიჩქარე გამდინარე კვეთში.

გამოდინების სიჩქარის განსაზღვრისათვის განვიხილოთ (2.12) ტოლობა. ჰაერის ნაკადის გამოდინებისას კვეთის შემცირების გამო ადგილი აქვს წნევის ვარდნას. ამ შემთხვევაში ნაკადის არსებული სიჩქარე ნაკლებია თეორიულზე.

წნევის დანაკარგი და სარქველის გადალახვის წინააღმდეგობა შეიძლება გამოვსახოთ ტოლობით:

$$P_{\Pi} = \rho \cdot g \cdot h_{\Pi} = \rho \xi \frac{v_{\kappa\lambda}^2}{2}, \quad (2.20)$$

სადაც,

h_{Π} - დაწნევის დანაკარგებია ადგილობრივ წინააღმდეგობაზე;

ξ - სარქველის წინააღმდეგობის კოეფიციენტი.

გამოდინების საანგარიშო მონაკვეთის სიმცირისა და მაღალი ფარდობითი სიჩქარის გამო თბოცვლას უგულვებელვყოფთ. ამ დაშვებების გათვალისწინებითა და (2.12) გამოსახულების ინტეგრებით მივიღებთ ტოლობას:

$$\frac{dv}{d\tau} \Delta S_p + \frac{v_{\kappa\lambda}^2 - v^2}{2} = \frac{K-1}{K} \frac{P}{\rho} \left[1 - \left(\frac{P_{\kappa\lambda}}{P} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] + \xi_{\kappa\lambda} \frac{v_{\kappa\lambda}^2}{2}, \quad (2.21)$$

სადაც,

ΔS_p - საანგარიშო მონაკვეთის სიგრძეა.

ფარდობითი სიჩქარის შესაბამისი გარდაქმნებით მივიღებთ:

$$v_{\kappa l} = \sqrt{\frac{1}{1-\xi}} \sqrt{\frac{2K}{k-1} \frac{P}{\rho} \left[1 - \left(\frac{P_{\kappa l}}{P} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] + v^2 - 2 \frac{dv}{d\tau} \Delta S_p}, \quad (2.22)$$

სადაც,

P, ρ - აირის პარამეტრებია სისტემაში, საიდანაც ხდება დინება;

$\mu = \sqrt{\frac{1}{1-\xi}}$ - ხარჯის კოეფიციენტია.

(2.22) ტოლობის ჩასმით (2.19) გამოსახულებაში მივიღებთ რეალური მომენტალური ხარჯის განმსაზღვრელ ფორმულას:

$$G = \mu \cdot f_{\kappa l} \sqrt{\frac{2K}{k-1} P \cdot \rho \left[\left(\frac{P_{\kappa l}}{P} \right)^{\frac{2}{K}} \left(\frac{P_{\kappa l}}{P} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right] + \left[v^2 - 2 \frac{dv}{d\tau} \Delta S_p \right] \rho \left(\frac{P_{\kappa l}}{P} \right)^{\frac{2}{K}}}, \quad (2.23)$$

როგორც ავლნიშნეთ, გამოშვების ფაზის საწყის მომენტში ცილინდრიდან აირის გამოდინება შეიძლება მოხდეს კრიტიკულ რეჟიმში, რომელიც განისაზღვრება ცილინდრსა და გამომშვებ კოლექტორს შორის არსებული წნევების სხვაობით. გამოდინების კრიტიკული სიჩქარისას, სიჩქარე პრაქტიკულად არ არის დამოკიდებული წნევაზე და ტოლია ადგილობრივი ბერის სიჩქარისა.

შემოვიღოთ ψ ფუნქცია, რომელიც დამოკიდებულია გამოდინების რეჟიმზე. მაშინ ხარჯი განისაზღვრება შემდეგნაირად:

$$G = \mu \cdot f_{\kappa l}(\varphi) \sqrt{P \rho} \cdot \psi, \quad (2.24)$$

კრიტიკული რეჟიმისათვის

$$\beta_{kp} = \left(\frac{P_{\kappa l}}{P} \right)_{kp} = \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K}{K-1}},$$

$$\psi_{kp} = \sqrt{\frac{2K}{K+1} \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{2}{K-1}}} \quad (2.25)$$

მომენტისათვის, რომელიც ახლოსაა კრიტიკულთან

$$\psi = \sqrt{\frac{2K}{K+1} \left[\left(\frac{P_{\kappa L}}{P} \right)^{2/K} - \left(\frac{P_{\kappa L}}{P} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right] + \frac{1}{P} \left(\frac{P_{\kappa L}}{P} \right)^{2/K} \left[v^2 - 2 \frac{dv}{d\tau} \Delta S_P \right]} \quad (2.26)$$

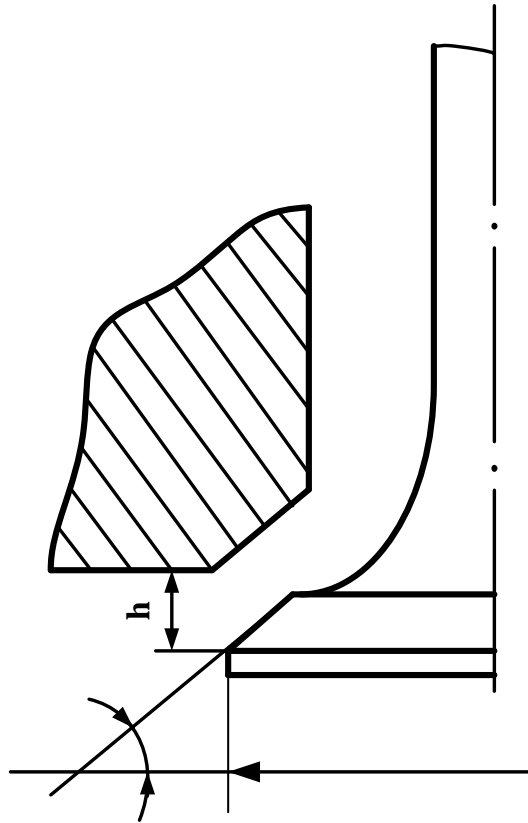
დროის ელემენტარული მონაკვეთისათვის $d\tau = d\varphi/6n$ ($d\varphi$ - მუხლა ლილვის მობრუნების ელემენტარული კუთხე, n - მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე) მასის ცვლილება შეადგენს

$$dM = G_e \cdot d\tau = G \frac{d\varphi}{6n}, \quad (2.27)$$

2.1.4. შემშვები და გამომშვები სისტემების ხარჯის კოეფიციენტისა და კვეთის ცვალებადობის გათვალისწინება

(2.33) ტოლობის შესაბამისად ცილინდრში მუშა სხეულის ცვლილების განსაზღვრა და მათემატიკური მოდელით აღწერა შესაძლებელია აირგანაწილების სისტემის გამავალი კვეთების ცვლადი ფართობებისა და შემშვები და გამომშვები სისტემების (სარქველი, შემშვების და გამომშვების სისტემა) ხარჯის კოეფიციენტის ანალიტიკური აღწერით.

ნახ.2.1-ზე მოცემულია სარქველის პრინციპული სქემა. აუცილებელია დავადგინოთ სარქველის გამავალი კვეთის მათემატიკური დამოკიდებულება დამოუკიდებელ პარამეტრთან - მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხესთან (φ). გარკვეული სიზუსტით სარქველის გამავალი



ნახ.2.1. სარქველის სქემა.

კვეთის ფართობი გამოვსახოთ:

$$f(\varphi) = \pi \cdot d_K \cdot h(\varphi) \cos \alpha = A \cdot h(\varphi), \quad (2.28)$$

სადაც,

d_K - სარქველის დიამეტრია;

$h(\varphi)$ - სარქველის მიმდინარე სვლა;

α - სარქველის ნაზოლის დახრის კუთხე.

მაშინ, $f_{\max}(\varphi) = A \cdot h(\varphi)_{\max}$ გათვალისწინებით მივიღებთ,

$$f(\varphi) = f(\varphi)_{\max} \frac{h(\varphi)}{h(\varphi)_{\max}}, \quad (2.29)$$

სადაც,

$f(\varphi)_{\max}$ - მაქსიმალური გეომეტრიული კვეთია;

$h(\varphi)_{\max}$ - სარქველის სვლა.

α

სარქველის მიმდინარე სვლა განისაზღვრება გამანაწილებელი ლილვის მუშტას პროფილით. სარქველის მიმდინარე სვლა მოცემულია შემდეგი სახით:

$$h(\varphi) = \frac{h(\varphi)_{\max}}{2} \left[1 - \sin \left(\varphi - \varphi_0 - \frac{\varphi_3 - \varphi_0}{4} \right) \frac{2\pi}{\varphi_3 - \varphi_0} \right], \quad (2.30)$$

სადაც,

$\varphi_3 - \varphi_0$ - სარქველის სვლის სიგრძეა გრადუსებში;

$\varphi_3; \varphi_0$ - სარქველის გაღებისა და დახურვის კუთხეებია.

მაშინ,

$$f(\varphi) = f(\varphi)_{\max} \left[1 - \sin \left(\varphi - \varphi_0 - \frac{\varphi_3 - \varphi_0}{4} \right) \frac{2\pi}{\varphi_3 - \varphi_0} \right] / 2, \quad (2.31)$$

ხარჯის კოეფიციენტი μ ითვალისწინებს როგორც განივი კვეთის ფართობის ნამდვილ შემცირებას, ასევე შეუქცევად დანაკარგებს. ამჟამად ხარჯის კოეფიციენტის თეორიული განსაზღვრა გაძნელებულია. ამიტომ გამოიყენება ექსპერიმენტული მეთოდი - კონკრეტული ძრავის აირგამანაწილებელი სისტემის დინამიკური და სტატიკური გამოქრევა სპეციალურ სტენდებზე. მოცემულ მოდელში გამოყენებულია სტატიკური გამოქრევა $\mu \cdot f_{\kappa l} = f(h, Q)$.

მონაცემების აპროქსიმაცია შესრულებულია შემდეგი სახით:

$$\mu \cdot f_{\kappa l} = \mu \cdot f_{\kappa l, \max} \sin \left(\frac{\pi}{2} \frac{h(\varphi)}{h(\varphi)_{\max}} \right). \quad (2.32)$$

მაშინ μ კოეფიციენტი შეიძლება განვსაზღვროთ (2.31)

გამოსახულებით:

$$\mu = \frac{\mu \cdot f_{\kappa l}}{f(\varphi)}, \quad (2.33)$$

ხარჯის კოეფიციენტის აპროქსიმაციის სიზუსტე განისაზღვრება ექსპერიმენტულად.

მაშასადამე, მოცემული მოდელის შესაბამისი საწყისი პარამეტრებისას (როცა $\varphi = \varphi_0$ მოცემული გვაქვს P_0 , აირის მასა M_0 ,

ცილინდრის მოცულობა V_0 და სხვა აუცილებელი კონსტრუქციული და ფიზიკური პარამეტრები) საშუალება გვძლევს განვსაზღვროთ $P = f(\varphi)$ წნევის მიმდინარე მნიშვნელობა ცილინდრში შემვებისა და გამოშვების პროცესისას. ამავე დროს ცილინდრში აირის მასა განისაზღვრება ცილინდრში შემავალი და ნარჩენი მასების უწყვეტი დაჯამებით:

$$M = M_0 \pm \Sigma \Delta M .$$

შესაბამისად აირის ტემპერატურა ცილინდრში განისაზღვრება გამოახულებით:

$$T = \frac{PV}{MR}, \quad (2.34)$$

მოცემული მოდელი რეალიზებულია ე.გ.მ-ზე და მოყვანილია აირცვლის პარამეტრების თერმოდინამიკური ანგარიში ორი სიმაღლისათვის, რაც საშუალებას გვძლევს შევაფასოთ P , T , M პარამეტრები სიმაღლის ცვლილებისას (ნახ. 2.3-2.7)

შევსების კოეფიციენტი განისაზღვრება ფორმულით:

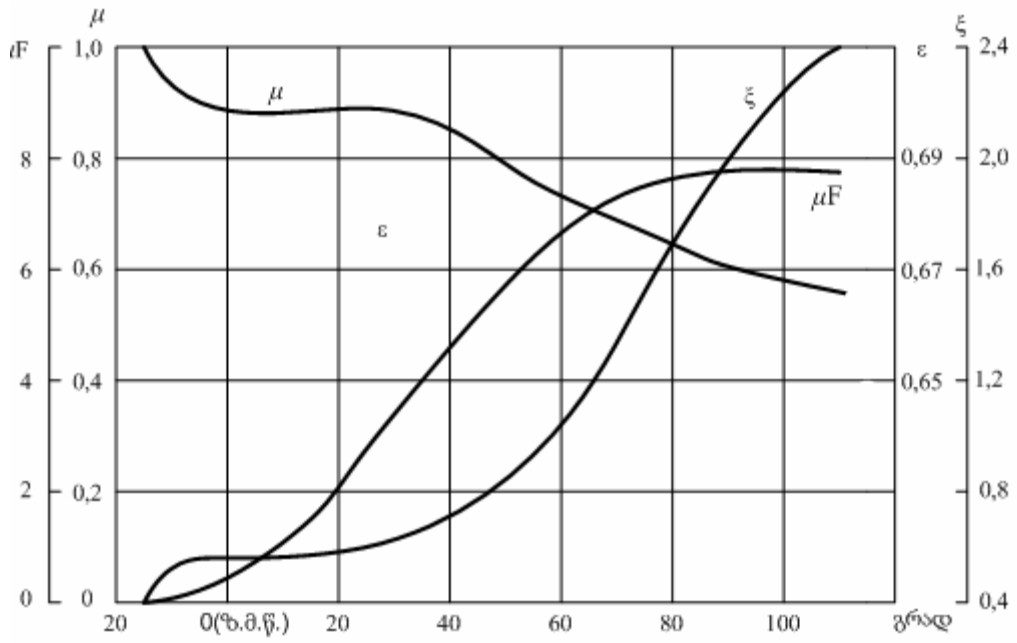
$$\eta_V = \frac{M_g}{\rho \cdot V_h},$$

სადაც, M_g, ρ - ახალი მუხტის მასა და სიმკვრივეა;

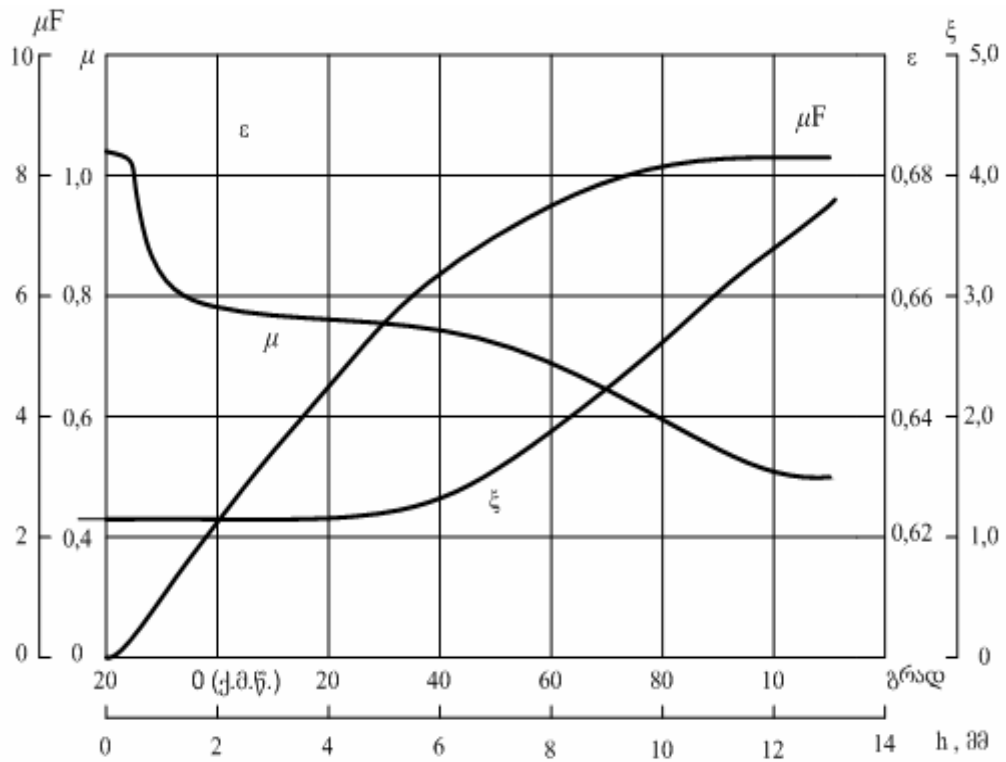
V_h - ცილინდრის მუშა მოცულობაა.

ნარჩენი აირების კოეფიციენტი $\gamma_\Gamma = \frac{M_{\Gamma_{ocm}}}{M_g}$,

სადაც, $M_{\Gamma_{ocm}}$ - ნარჩენი აირების მასაა.

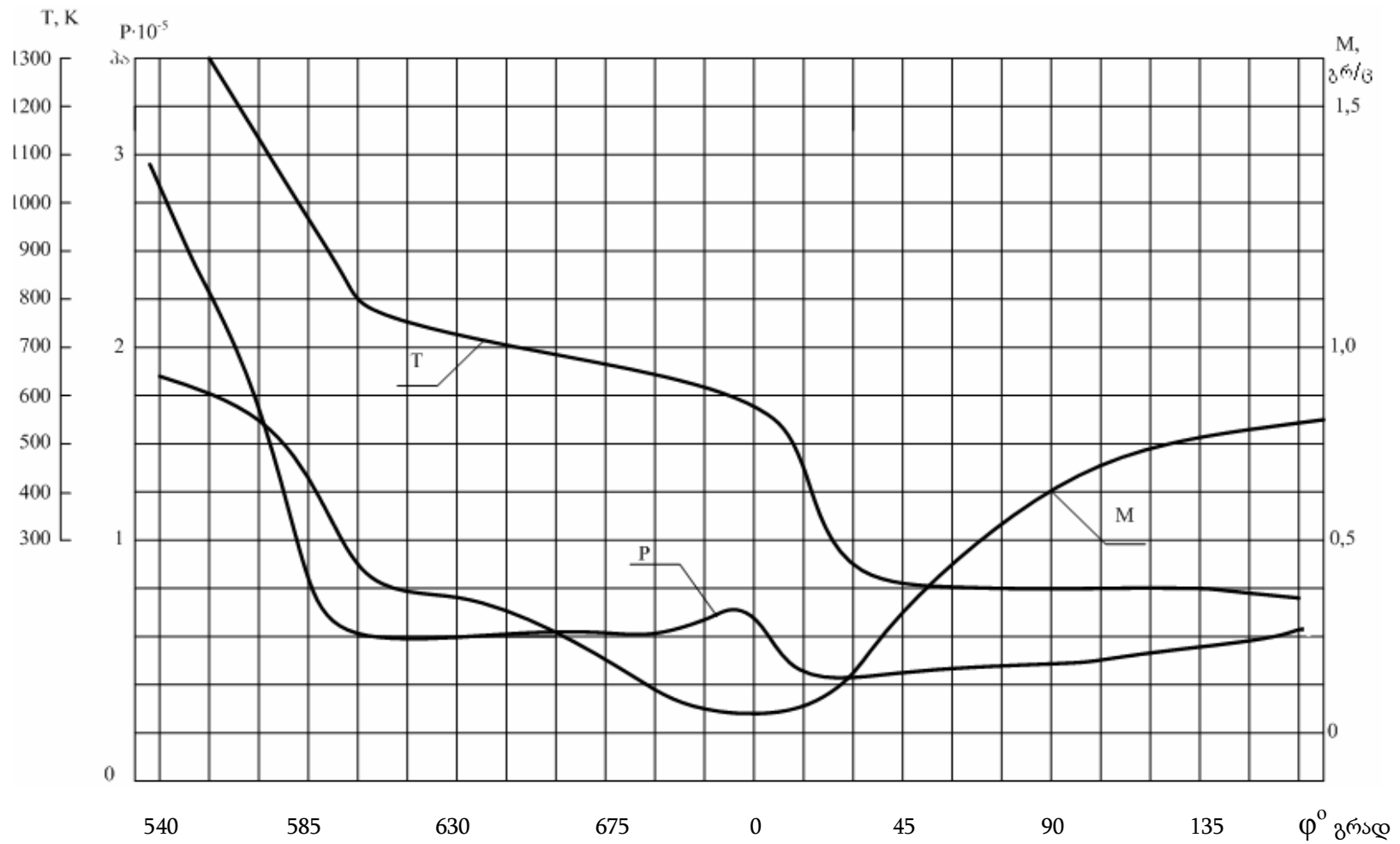


შეშვება

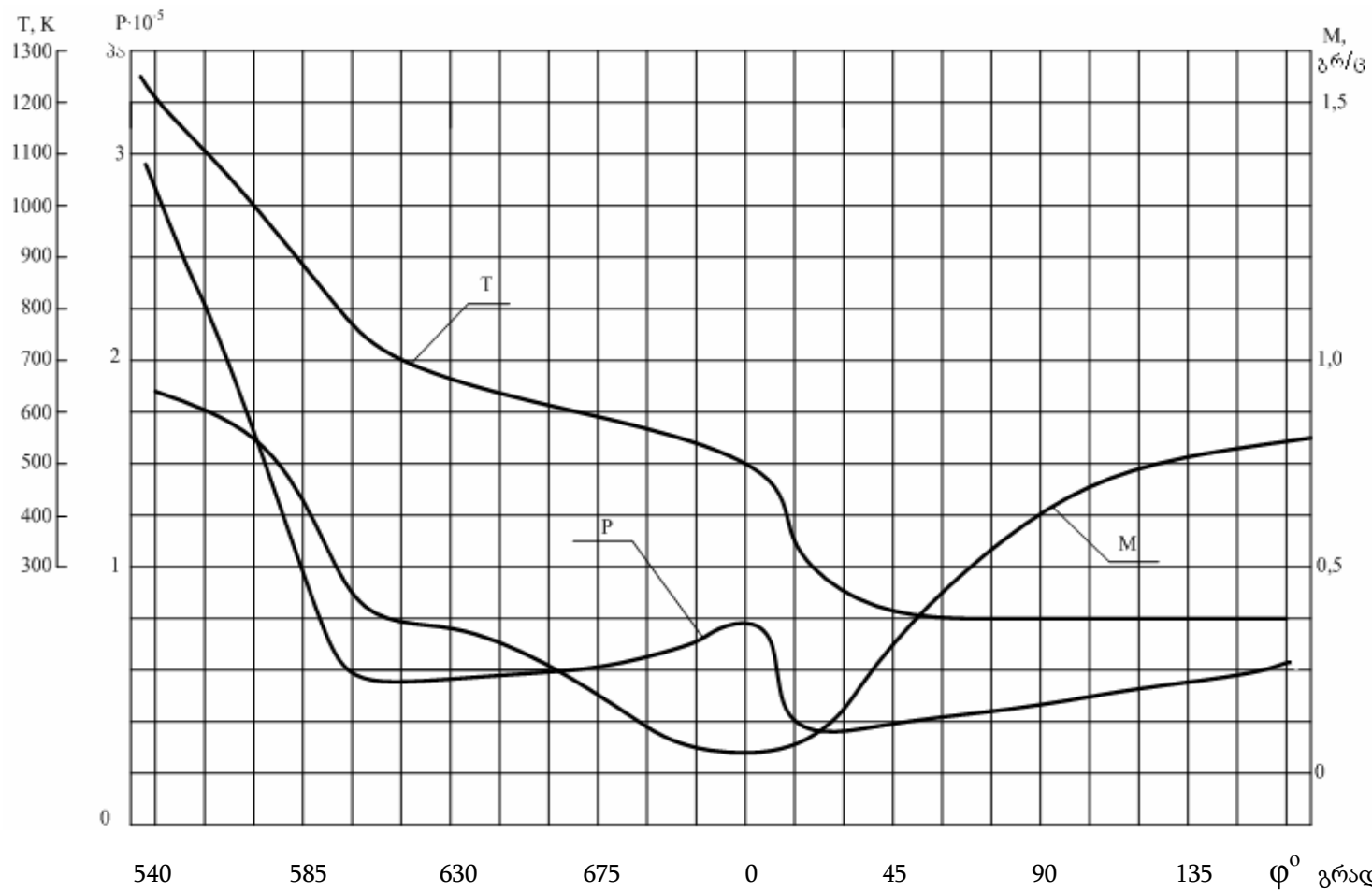


გამოშვება

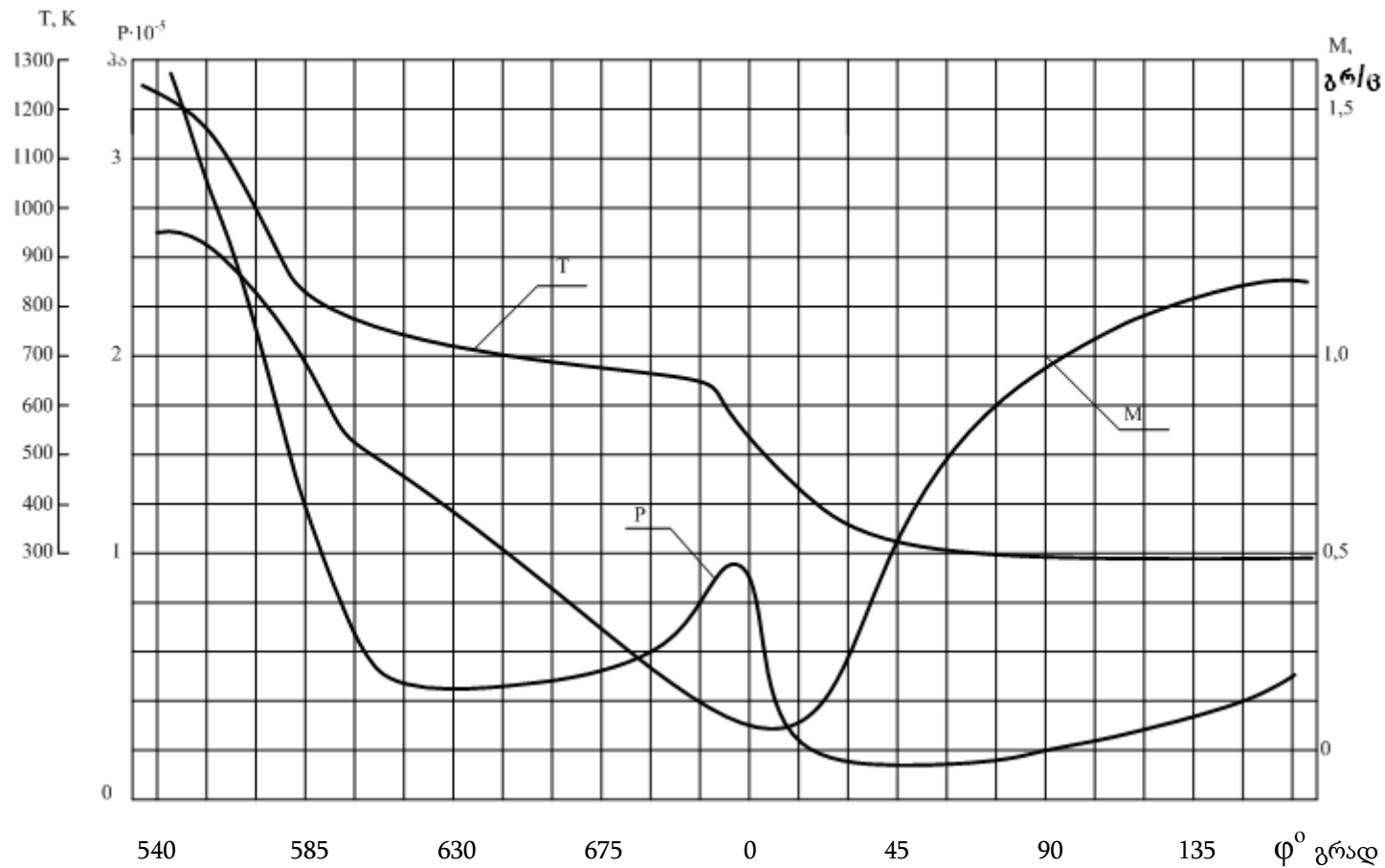
ნახ. 2.2 .ქსე-4540-ის დიზელის აირცვლის სისტემის ხარჯის მახასიათებლები.



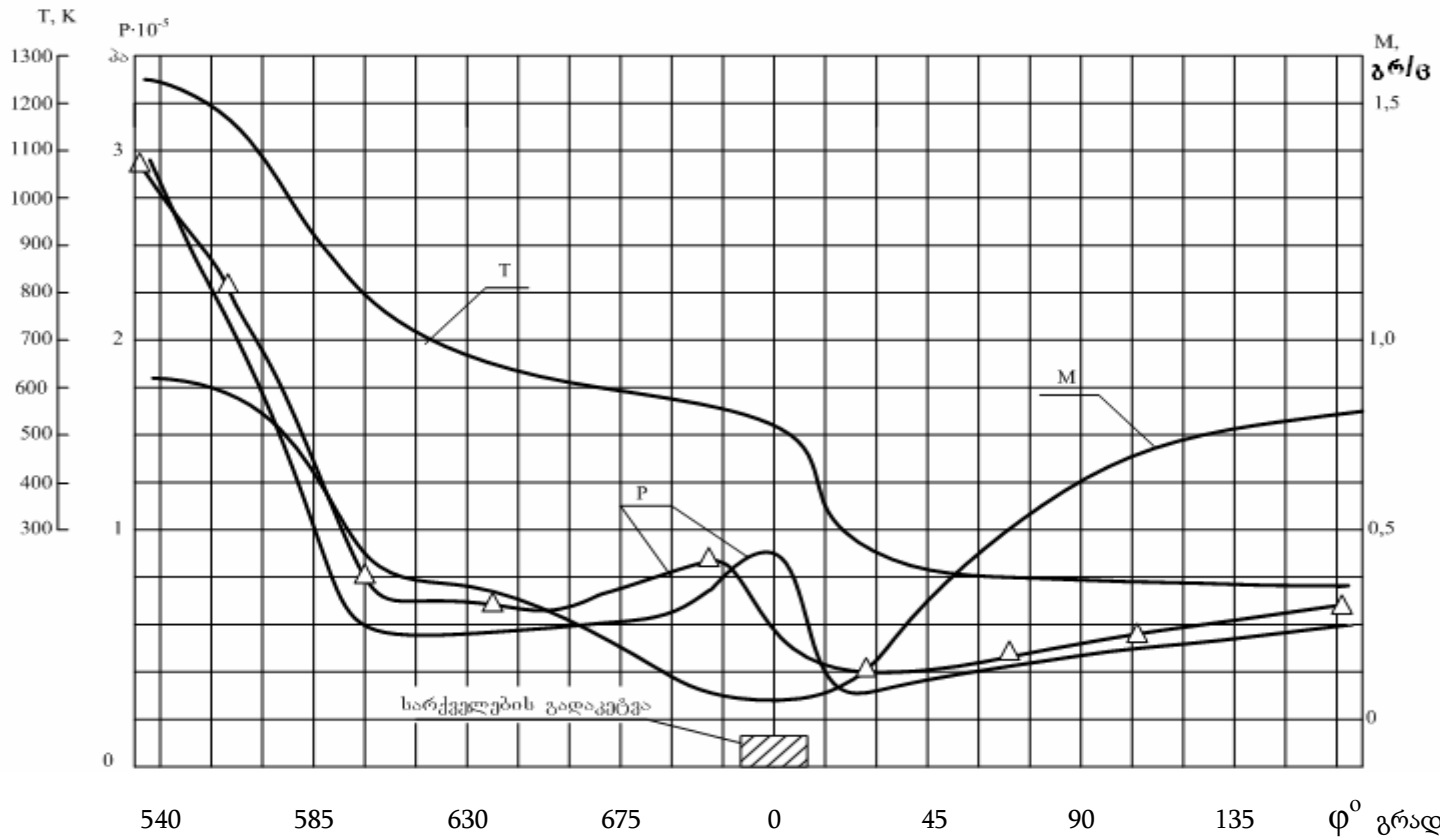
ნახ.2.3.ქსქ-4540-ის დიზელის ცილინდრში აირცვლის პროცესის დროს წნევის, ტემპერატურისა და აირების მასის ცვლილება მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხისაგან დამოკიდებულებით: $H=3500\text{მ}$; $n=1500\text{ბრ/წთ}$.



ნახ.2.4.ქსქ-4540-ის დიზელის ცილინდრში აირცვლის პროცესის დროს წნევის, ტემპერატურისა და აირების მასის ცვლილება მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხისაგან დამოკიდებულებით: $H=3500\text{მ}$; $n=1800\text{ბრ/წთ}$.

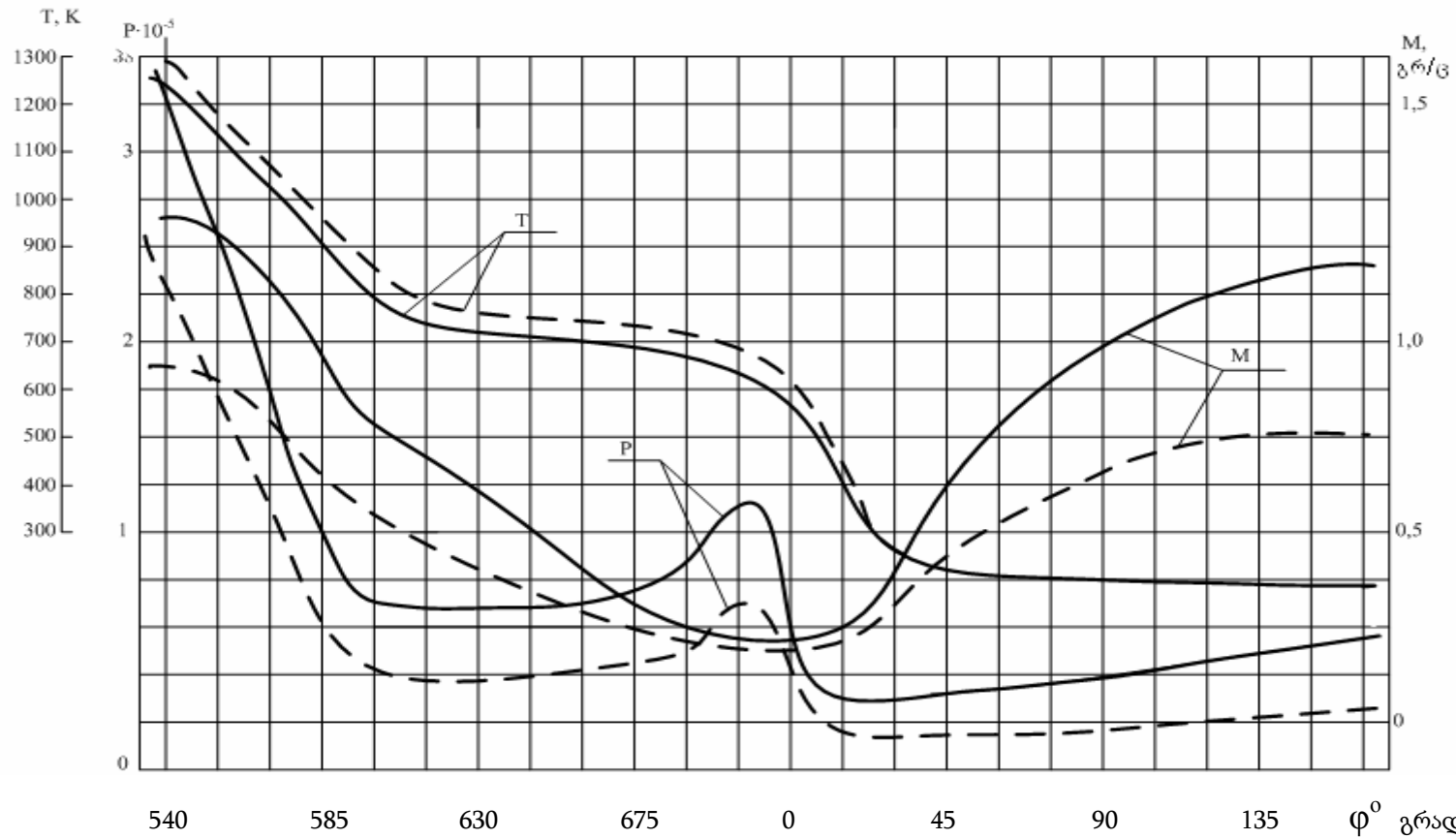


ნახ.2.5.ქსქ-4540-ის დიზელის ცილინდრში აირცვლის პროცესის დროს წნევის, ტემპერატურისა და აირების მასის ცვლილება მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხისაგან დამოკიდებულებით: $H=0\text{მ}$; $n=2200\text{ბრ/წთ}$.



ნახ.2.6.ქსქ-4540-ის დიზელის ცილინდრში აირცვლის პროცესის დროს წნევის, ტემპერატურისა და აირების მასის ცვლილება მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხისაგან დამოკიდებულებით: $H=3500\text{მ}$; $n=2200\text{ბრ/წთ}$.

▲—▲ ექსპერიმენტალური მონაცემები.



ნახ.2.7.ქსქ-4540-ის დიზელის ცილინდრში აირცვლის პროცესის დროს წნევის, ტემპერატურისა და აირების მასის ცვლილება მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხისაგან დამოკიდებულებით: ————— $H=0$ მ; - - - - - $H=3500$ მ; $n=2200$ ბრ/წთ.

2.2. წვისა და აფეთქების პროცესების მიმდინარეობა

2.2.1. საწვავის წვისა და თვითაალების ფიზიკურ-ქიმიური მექანიზმი

წვის პროცესი წარმოადგენს ჟანგვის რეაქციის შედეგად საწვავის ქიმიური ენერჯის თბურ ენერჯიად გარდაქმნას.

წვის ქიმიური რეაქცია ძალიან მგრძობიარეა საწყისი და სასაზღვრო პირობების უმნიშვნელო შეცვლაზეც კი (სითბო და თბოგადაცემა, წვის კამერის გეომეტრია და ა.შ.). ხშირად ერთი რეჟიმიდან მეორეზე გადასვლა აღიქმება როგორც გაწყვეტა, პროცესის ნახტომისებური შეცვლა. ეს შეიძლება იყოს აფეთქება, აალება ან ალის ჩაქრობა. კითხვები, რომლებიც ეხება ქიმიური რეაქციის სიჩქარეს და მათ დამოკიდებულებას სხვადასხვა ფაქტორებზე, განიხილება ქიმიურ კინეტიკაში. ქიმიური გარდაქმნისას ხდება მოლეკულური კავშირის დარღვევა (მოლეკულების გახლეჩა) და მოლეკულების ატომებად დაშლა. ამის შემდეგ წარმოიქმნება ატომების ახალი კავშირი, ე.ი. ახალი მოლეკულები რომლებიც შესულია რეაქციაში ნივთიერებებთან. ატომების რიცხვი ქიმიური რეაქციის დროს არ იცვლება, ხდება მხოლოდ მათი გადაჯგუფება, რომელიც დაკავშირებულია გარკვეულ ენერგეტიკულ დანახარჯებთან ან ენერჯის გამოყოფასთან.

საწყისიდან საბოლოო მდგომარეობაზე გადასვლა ხასიათდება ქიმიური რეაქციის სიჩქარით, რომლის გაანგარიშებაც შეიძლება ნარევის რეაქციაში მონაწილე სხვადასხვა კომპონენტების მიხედვით. რეაქციის სიჩქარის დამოკიდებულება გამომავალი ნივთიერების კონცენტრაციაზე განისაზღვრება მოქმედი მასების კანონით. დროის მოცემულ მომენტში რეაქციის სიჩქარე პროპორციულია რეაქციაში მონაწილე კომპონენტების კონცენტრაციის წარმოებულისა:

$$W = -dc/dt = Kc_1c_2, \quad (2.35)$$

სადაც,

c_1, c_2 - ნივთიერების კონცენტრაციებია (ერთეულ მოცულობაში)

მოლეკულების რაოდენობა);

K - რეაქციის სიჩქარის მუდმივა;

W - რეაქციის სიჩქარე;

dc/dt - ნივთიერების კონცენტრაციის წარმოებული დროით.

რეაქციის სიჩქარეზე ძალიან დიდ გავლენას ახდენს საწვავი ნარევის ტემპერატურა. პროპორციულობის მუდმივა – რეაქციის K მუდმივა წარმოადგენს აირის ტემპერატურის ფუნქციას. ტემპერატურული დამოკიდებულება K -ს არსი მდგომარეობს იმაში, რომ რეაქციაუნარიანი მოლეკულების შეჯახებისას ყოველთვის ადგილი არა აქვს ახალი მოლეკულის წარმოქმნას, ე.ი. ქიმიურ რეაქციას. რეაქცია რომ ჩატარდეს, დაჯახებული მოლეკულები უნდა ფლობდნენ განსაზღვრული პოტენციური ბარიერის გადალახვისათვის აუცილებელ ენერგიის საკმარის დიდ რეზერვს. ეს პოტენციური ბარიერი ხასიათდება აქტივაციის E ენერგიით, ხოლო ტემპერატურული დამოკიდებულება K განპირობებულია აქტივაციის ენერგიის არსებობით და აღიწერება არრენიუსის დამოკიდებულებით:

$$K = K_0 e^{-E/RT}, \quad (2.36)$$

სადაც,

K_0 - აირის მუდმივა;

R - აირის უნივერსალური მუდმივა;

T - ტემპერატურა.

ქიმიური რეაქციების უმეტესი ნაწილის სიჩქარის ტემპერატურაზე ექსპონენციალურ დამოკიდებულებას აქვს დიდი მნიშვნელობა დიზელეგში წვის პროცესის მიმდინარეობაზე, რომელიც ხასიათდება ტემპერატურის მნიშვნელოვანი მატებით და იწვევს რეაქციის მაღალ თვითაჩქარებას. აალების ჯაჭვური თეორიის თანახმად მორეაგირე საწვავი ნარევის საწყისი ტემპერატურის მომატება იწვევს ჯაჭვური რეაქციისას განვითარებული აქტიური ცენტრების რიცხვის გაზრდას. ნ.ნ. სემიონოვმა თვითაალების დაყოვნების პერიოდისათვის მიიღო გამოსახულება, რომელიც

შეზღუდულია მხოლოდ რეაქციის (ხშირად ჯაჭვური) საწყისი სტადიის განხილვით:

$$\tau_i \cdot P^n \cdot e^{-E/RT} = const, \quad (2.37)$$

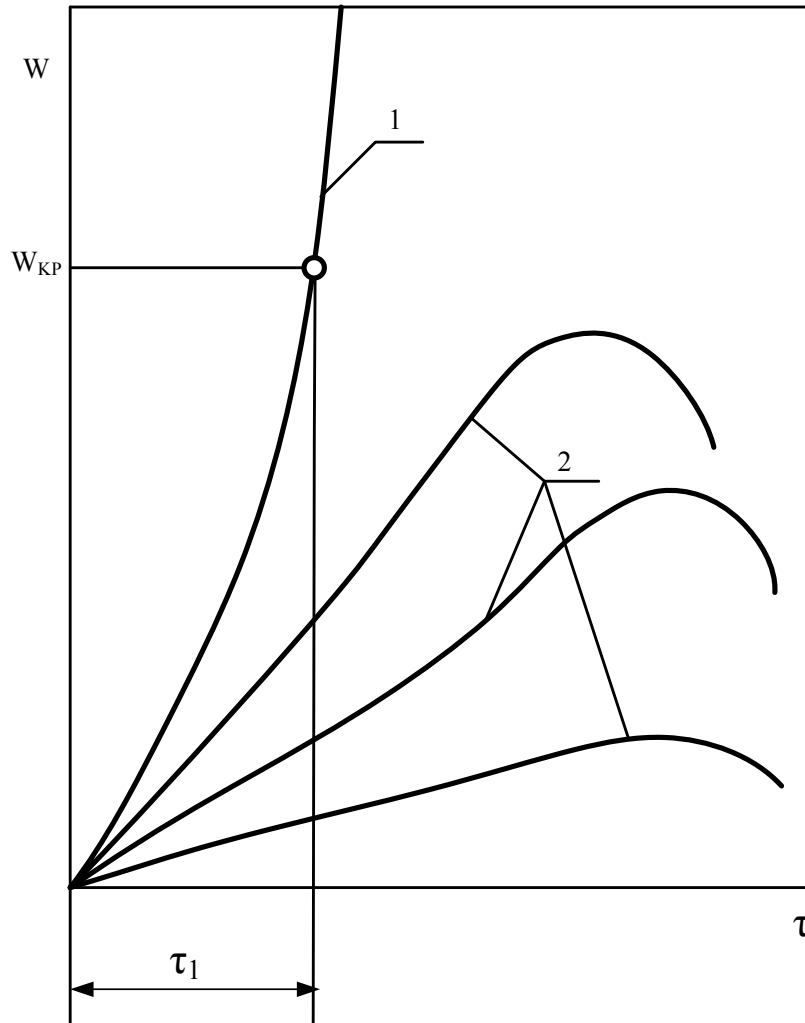
საიდანაც ნათლად ჩანს, რომ P წნევისა და T ტემპერატურის მომატებით დაყოვნების ანუ საინდუქციო პერიოდი τ_i მცირდება.

თუმცა საწვავ ნარევიში საინდუქციო პერიოდისას მიმდინარე პროცესები შეიძლება სხვადასხვა დამოკიდებულებაში იყოს რეაქციის კინეტიკურ მექანიზმთან.

ნ.ნ.სემიონოვა დაადგინა, რომ პრაქტიკულად დიზელებში დაყოვნების პერიოდის არსებობისას უმეტესად გავრცელებულია ჯაჭვურ-თბური თვითაალება. ამ თეორიის თანახმად განშტოებული რეაქციის შედარებით ნელი განვითარება აიხსნება იმით, რომ ჯაჭვის განშტოება ხდება არა აქტიური ცენტრებიდან, არამედ შედარებით მდგრადი შუალედური პროდუქტების დაშლის შედეგად. დაშლისას განვითარებული თავისუფალი რადიკალები ქმნიან ახალ ჯაჭვებს, რომლებიც გამლას უზრუნველყოფენ მით უფრო ნელა, რაც უფრო მდგრადია შუალედური პროდუქტი.

ჯაჭვურ-თბური თეორია განსაზღვრავს მოცულობითი რეაქციის განვითარებას ორი შესაძლო კინეტიკური გზით (ნახ.2.8). პირველ გზას (მრუდი 2) აქვს ადგილი, როცა ჯაჭვური რეაქცია მაქსიმალური სიჩქარით მიმდინარეობს და ნახევარზე მეტი ნივთიერების დახარჯვის შედეგად იწყებს კლებას. მეორე გზა (მრუდი 1) – როცა ჯაჭვური რეაქციის სიჩქარის ზრდას თან ახლავს ისეთი სიჩქარის ზრდით სითბოს გამოყოფა, რომლის დროსაც ირღვევა თბური წონასწორობა და იწყება რეაქციის სიჩქარის პროგრესული თვითაჩქარება, რომელიც სრულდება თვითაალებით.

მაღალტემპერატურული აალება წარმოადგენს ეგზოთერმული რეაქციის პროგრესული აჩქარების შედეგად ალის წარმოქმნის შედარებით ბუნებრივ ხერხს. მაღალი ტემპერატურისას შესაძლებელი ხდება ნახშირწყალბადის მოლეკულების შიდამოლეკულური კავშირის დარღვევა



ნახ 2.8. თბური აალების მახასიათებელი.

და თავისუფალი რადიკალების განვითარება. უკანასკნელი წარმოადგენს იმ საწყის ცენტრებს, რომლიდანაც იწყებს განვითარებას ჯაჭვური რეაქცია და ამ რეაქციის აჩქარება დროის მიხედვით იცვლება კანონით:

$$\omega = \omega_0 e^{\varphi \tau},$$

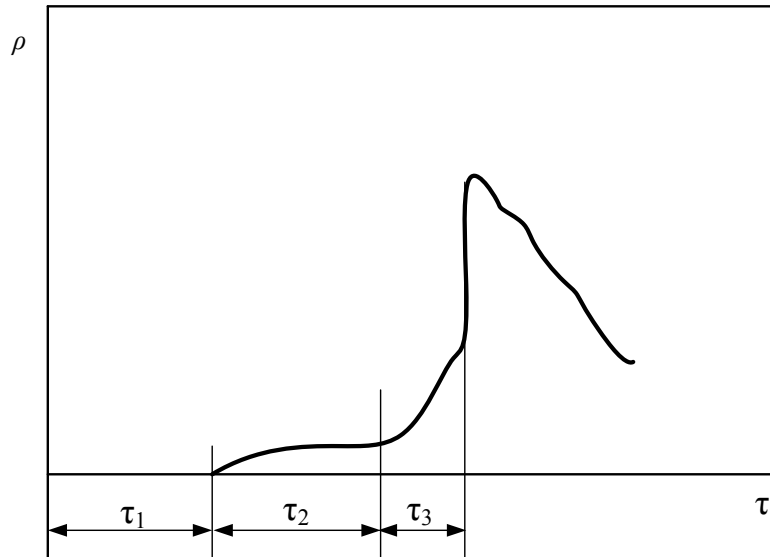
სადაც,

φ ტემპერატურისა და წნევის ფუნქციაა შემდეგი სახით:

$$\varphi = P^n e^{-E/RT}, \quad (2.38)$$

აქედან გამომდინარე, მაღალტემპერატურული აალება წარმოადგენს თვითაჩქარებულ რეაქციას, რომელიც განპირობებულია ჯაჭვური რეაქციის საწყისი განვითარებით. რეაქციის თვითაჩქარება ძირითადად გამოწვეულია

ნარევის პროგრესული გახურებით. შესაბამისად მაღალტემპერატურული თვითაალების, წინა პერიოდი, შეიძლება დავახასიათოთ როგორც ერთსტადიანი.



ნახ.2.9. დაბალტემპერატურული აალების მახასიათებელი.

განხილული პროცესისაგან განსხვავებით დაბალტემპერატურული აფეთქება (ნახ.2.9) შედგება სამი სტადიისაგან. პირველი სტადია τ_1 - დაყოვნება, რომლის დროსაც არ შეიმჩნევა წნევის მომატება; ძირითად პროდუქტს წარმოადგენს CO და ზეჟანგის დაშლის პროდუქტები. მეორე სტადიის τ_2 არსებით ნაწილს წარმოადგენს საწვავი ნარევის დაჟანგვა და ახალი ტიპის ზეჟანგების დაგროვება. და ბოლოს, მესამე სტადია, ანუ მეორად ცივ ალად წოდებული, მთავრდება პროცესები და იწყება ნამდვილი თბური აფეთქება, რომელსაც თან ახლავს ენერგიის მთლიანად გამოყოფა.

2.2.2. ექსპერიმენტული მონაცემები ინდუქციური პერიოდის შესახებ

პრაქტიკულად დიდ ინტერესს იწვევს ნახშირბადოვანი საწვავის ინდუქციური პერიოდის ცვლილება, რომელიც მიახლოებულია ძრავში არსებულ პირობებთან.

ამ დროს საუბარია საწვავის დაყოვნების ჯამურ დროზე. აალების მრავალსტადიურობა ამ შემთხვევაში მხედველობაში არ მიიღება. [101] ნაშრომში საწვავი ცენტრიდანული მფრქვევანათი მიეწოდებოდა გახურებული ჰაერის ნაკადში. ჰაერის გახურება წარმოებდა $T = 1100 \div 1300^{\circ} K$ -ის დიაპაზონში. ექსპერიმენტების შედეგად დადგენილია, რომ აღწერილ პირობებში აქტივაციის ენერგია პრაქტიკულად არ არის დამოკიდებული ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე (შუალედში $\alpha = 5-22$), წნევაზე ($P = 0,3-1,0$ ატ), წვეთის დიამეტრზე ($d_{CP} = 80-140$ მკმ). აორთქლებული საწვავის მიწოდებამ არ შეცვალა აქტივაციის ენერგია, თუმცა უნდა აღინიშნოს ისიც, რომ საწვავის 450° -მდე გათბობისას ინდუქციის პერიოდი შეამცირა 25 %-ით.

მოცემულ სამუშაოში დაყოვნების პერიოდი ნავთისათვის გამოითვლება ფორმულით:

$$t_3 = 10^{-10} P^{-1} e^{4100/RT}, \quad (2.39)$$

სადაც,

P -არის წნევა;

t - დრო.

დიზელეებში საწვავი ნარევის თვითაალება წვის კამერაში ხდება კუმშვის შედეგად ტემპერატურის მომატების გამო. აქვე აალების დაყოვნებას განსაზღვრავს ქიმიური ინდუქციის პერიოდი და ის დრო, რომელიც აუცილებელია კუმშვის ბოლოს მფრქვევანათი შეფრქვეული საწვავის შერევისა და აორთქლებისათვის. ამ ორი პროცესის დაცილების სირთულის გამო ექსპერიმენტული კვლევა [95] ნაშრომში წარმოებდა

როგორც დაყოვნების ჯამური დრო τ_{Σ} . τ_{Σ} საერთოდ მეტი უნდა იყოს ინდუქციის პერიოდზე. დაყოვნების პერიოდისათვის მიღებული მონაცემებით მიიღება შემდეგი ემპირიული დამოკიდებულება:

$$t_3 = 4,4 \cdot 10^{-4} P^{-1,19} e^{9300/RT}, \quad (2.40)$$

თვითაალების დაყოვნების პერიოდის კვლევისას გ.სიტკეი იყენებს გამოსახულებას:

$$\tau_i = \tau_{ფიზ.} + \tau_1 + \tau_{2,3}, \quad (2.41)$$

სადაც, $\tau_{2,3}$ - არის ცისფერი და ცხელი ალის საერთო დაყოვნების დრო;

τ_1 - ცივ ალზე დაყოვნების დრო.

მრავალ ფაქტორზე დამოკიდებულ $\tau_{ფიზ}$ სიდიდეს იღებენ: $\tau_{ფიზ} = 0,5 \cdot 10^{-3} \approx const.$ τ_1 და $\tau_{2,3}$ სიდიდეები განისაზღვრება სპეციალური კვლევისას ჩატარებული გამოცდების შედეგად.

τ_i განსაზღვრისათვის არსებობს მრავალი ფორმულა.

ა.ი.ტოლსტოვი (23) შრომის საფუძველზე გვთავაზობს საერთო ფორმულას τ_i -ს განსაზღვრისათვის:

$$\tau_i = B_0 (T/P)^m (1 - Kn) \exp(E/RT),$$

სადაც,

P და T - ამ პერიოდისათვის საშუალო წნევა და ტემპერატურაა;

m, K, B_0 - გამოცდის შედეგად მიღებული კოეფიციენტები.

შემოთავაზებულია აგრეთვე ფორმულა პრაქტიკული გამოყენებისათვის:

$$\tau_i = B \cdot 10^{-2} \sqrt{c} \sqrt{T_K/P_K} \exp(Ec^{(n_1-1)}/RT),$$

სადაც,

$n_1 = 1,34$ - კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელია;

c - მუდმივა;

B - ძრავის მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის გამთვალისწინებელი

კოეფიციენტი.

$$B=B_0(1-Kn)$$

სადაც,

n - მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირეა;

P_K, T_K - ძრავში შეშვებისას ჰაერის წნევა და ტემპერატურაა;

E - აქტივაციის ენერგიაზე დამოკიდებული ექსპერიმენტული კოეფიციენტი.

ვ.ს.სემიონოვის [9] მიერ შემოთავაზებულ ფორმულას აქვს სახე:

$$\tau_i = \frac{665}{\sqrt[3]{(c_m P)^2 T}}$$

სადაც,

C_m - დგუშის საშუალო სიჩქარეა;

P, T - აირის წნევა და ტემპერატურაა საწვავის მიწოდების მომენტში.

თვითაალების დაყოვნების პერიოდის განსაზღვრისათვის

ვ.კ.ზახაროვი გვთავაზობს შემდეგ ფორმულას:

$$\tau_i = B \cdot 10^{-2} \sqrt{c} \sqrt{T_K/P_K} \exp\left(\frac{Ec^{(n-1)}}{RT_K} + D\left(1 - \frac{K_{O_2}}{0,21}\right)^K\right),$$

სადაც,

D, K - გამოცდების შედეგად მიღებული მუდმივებია;

K_{O_2} - აირულ ნარევეში ჟანგბადის მასური კონცენტრაციაა.

თუმცა τ_i -ს განსაზღვრისას არსებულ ფორმულებში გათვალისწინებული არ არის მრავალი ფაქტორი. ასეთი ფორმულების გამოყენება პრაქტიკული ანგარიშისათვის ძალზედ შეზღუდულია მათი ნახევრადემპირიულობის გამო და ისინი სამართლიანი იქნება მხოლოდ იმ ობიექტებისა და პირობებისათვის, რომლისათვისაც გამოყვანილი იყო ამ ფორმულის კოეფიციენტები. გარდა ამისა, ეს დამოკიდებულებები ფიზიკურადაც არ არის სრულყოფილი, რამდენადაც არ ითვალისწინებენ რიგ საჭირო ფაქტორებს, რომლებიც გავლენას ახდენენ საწვავის თვითაალებისათვის მომზადებაზე. ამიტომ დიზელის მუშაობის რეჟიმის

მრავალფეროვანი ხასიათის გამო, მიუხედავად მისი განსაზღვრული კონსტრუქციისა და თვითაალებისათვის საწვავის მომზადების გარე პირობების ცვლილებისა, თვითდაყოვნების პერიოდი განისაზღვრება მხოლოდ ექსპერიმენტული გზით.

განვსაზღვროთ კლასიკური ფორმულის გამოყენების სიზუსტე:

$$\tau_i = AP^n e^{E/RT}, \quad (2.42)$$

დავუშვათ, რომ $P=P_C$; $T=T_C$ -არის შესაბამისად წნევა და ტემპერატურა დიზელის ცილინდრში კუმშვის ბოლოს.

A , n და E -ს განსაზღვრისათვის τ_i -ს ანგარიშისას კონკრეტული ტიპის ძრავისათვის გამოვიყენოთ ავტორის მიერ მიღებული ექსპერიმენტული მონაცემები (ინდიკატორული დიაგრამები).

გავალოგარიტმით (2.42) გამოსახულება:

$$\ln \tau_i = \ln A + n \ln P + E/RT, \quad (2.43)$$

მივიღოთ აღნიშვნა

$$\begin{aligned} y = \ln \tau_i, \quad A = \ln A, \quad n = b, \quad x_1 = \ln P \\ c = E/1000R, \quad x_2 = 1000/T \end{aligned}, \quad (2.44)$$

მაშინ, (2.49) გამოსახულება მიიღებს სახეს:

$$y = a + bx_1 + cx_2, \quad (2.45)$$

ტოლობაში მუდმივი კოეფიციენტები განისაზღვრება უმცირესი კვადრატების მეთოდის დახმარებით. მაშინ (2.45) გამოსახულებას ექნება სახე:

$$\begin{aligned} a \sum x_{0i}^2 + b \sum x_{0i} x_{1i} + c \sum x_{0i} x_{2i} &= \sum x_{0i} y_i, \\ a \sum x_{0i} x_{1i} + b \sum x_{1i}^2 + c \sum x_{1i} x_{2i} &= \sum x_{1i} y_i, \\ a \sum x_{0i} x_{2i} + b \sum x_{1i} x_{2i} + c \sum x_{2i}^2 &= \sum x_{2i} y_i, \end{aligned} \quad (2.46)$$

(2.46) ფორმულაში მიღებული მნიშვნელობების ჩასმით ვპოულობთ a , b და c კოეფიციენტების სიდიდეებს.

$$a = - 6,184; \quad b = - 1,0205; \quad c = 3,28$$

მიღებული მნიშვნელობების გამოყენებითა და (2.50), (2.48) ფორმულების გარდაქმნებით ვღებულობთ:

$$\tau_i = 2,06 \cdot 10^{-3} \cdot P_C^{-1,0205} \cdot e^{27300/RTc}, \quad (2.53)$$

ამრიგად, მიღებული ფორმულა გვამღევს საშუალებას დიზელის ძრავის საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდი τ_i გავიანგარიშოთ საკმაო სიზუსტით.

2.3. წვის პროცესის ანალიზი

ნარევეწარმოქმნისა და წვის ფიზიკურ-ქიმიური პროცესების სირთულე და არასაკმარისი შესწავლა არ გვამღევს საშუალებას წვის პროცესი გავიანგარიშოთ მაღალი სიზუსტით. ასეთ ანგარიშში იგულისხმება წვის სიჩქარის (სითბოგამოყოფა) ანგარიში დროის ყოველ მომენტში საწვავის მიწოდების, გაფრქვევის, აორთქლებისა და ნარევეწარმოქმნის გათვალისწინებით.

წვის პროცესი შეიძლება იქნას აღწერილი, თუ კინეტიკის საფუძვლად დაუდებთ ნ.ნ.სემიონოვის მიერ შემოთავაზებულ ჯაჭვურ ურთიერთქმედებას.

2.3.1. საწვავის წვის სიჩქარის ტოლობა

ძრავებში ქიმიური გარდაქმნები არ შეიძლება მივაკუთვნოთ უბრალო რეაქციებს. ნახშირწყალბადიანი საწვავის წვა ხორციელდება რთული ჯაჭვური რეაქციებით, რომელთა სიჩქარე არ შეიძლება ავსახოთ ქიმიური კინეტიკის კლასიკური ფორმულებით.

ამ ეტაპზე ამ პროცესის მექანიზმის აღწერა არ არის შესაძლებელი. თუმცა ჯაჭვურ რეაქციაში აქტიური ცენტრების გენერაციის ხასიათი უკვე ახსნილია. თუკი ვიხელმძღვანელებთ ცნებით „აქტიური ცენტრების ფარდობითი სიმკვრივე“ [8]:

$$\rho = \frac{dn}{d\tau} / M, \quad (2.48)$$

რომელიც წარმოადგენს შეფრქვეული საწვავის მასის ერთეულში აქტიური ცენტრების გენერაციის სიჩქარეს, შეგვიძლია ავაგოთ ძრავას ცილინდრში საწვავის წვის ნახევრადემპირიული მოდელი.

ძრავში მიმდინარე წვის პროცესის სიჩქარის აღწერისათვის $\rho = \nu(t)$ დამოკიდებულება აპროქსიმირდება გამოსახულების სახით:

$$\rho = c \cdot t^m, \quad (2.49)$$

სადაც,

m – წვის პროცესში აქტიური ცენტრების ფარდობითი სიმკვრივის დროის მიხედვით ცვლილების ხასიათის გამომსახველი პარამეტრია; ამ პარამეტრით ცალსახად აისახება წვის პროცესის მიმდინარეობის ხასიათი;

C - პროპორციულობის კოეფიციენტი.

საწვავის წვისას მისი მასის ფარდობითი ცვლილებისა და აქტიური ცენტრების ფარდობითი სიმკვრივის ერთობლივი გაანგარიშებით მივიღებთ:

$$X = 1 - \exp\left(-\frac{Kc}{m+1} t^{m+1}\right), \quad (2.50)$$

(2.50) გამოსახულება აღწერს ძრავში საწვავის წვის დინამიკას. თუმცა მისი პრაქტიკული გამოყენება გაძნელებულია K და C მუდმივების მნიშვნელობების არარსებობის გამო. (2.50) ტოლობიდან გამომდინარეობს, რომ ნივთიერების მთლიანი გარდაქმნა ($X=1$) მოხდება მხოლოდ $t = \infty$ -ისას, ე.ი. თეორიულად რეაქციის მთლიანად დამთავრებისათვის საჭირო დრო ტოლია უსასრულობის. t_z -ით აღვნიშნოთ წვის პროცესის პირობითი დრო და X_z -ით პრაქტიკულად რეაქციის ბოლო $t=t_z$ მომენტამდე დამწვარი საწვავის წილი.

გადავწეროთ (2.50) ტოლობა დროის ორი მომენტისათვის (t და t_z):

$$\begin{aligned} 1 - X &= \exp\left(-\frac{Kc}{m+1} t^{m+1}\right) \\ 1 - X_z &= \exp\left(-\frac{Kc}{m+1} t_z^{m+1}\right) \end{aligned} \quad (2.51)$$

გალოგარითმებით და შესაბამისი გარდაქმნებით მივიღებთ:

$$\frac{\ln(1-X)}{\ln(1-X_z)} = \left(\frac{t}{t_z}\right)^{m+1},$$

თუკი t_z შეესაბამება $X_z=0,999$ სიდიდეს, მაშინ $\ln(1-X_z)=-6,908$ მნიშვნელობების საბოლოო ჩასმით მივიღებთ ტოლობას:

$$X = 1 - e^{-6,908(t/t_z)^{m+1}}, \quad (2.52)$$

რომელიც ატარებს ი.ი.ვიბეს ფორმულის სახელწოდებას.

ი.ი.ვიბეს ფორმულა ფორმალურად ასახავს ძრავის ცილინდრში საწვავის წვის კინეტიკას, ე.ი. ეფუძნება აქტიური ცენტრების წვის სიჩქარის წარმოდგენას ჯაჭვური რეაქციისას. მისი შემდგომი გამოყენებისათვის მიზანშეწონილია t დრო შევცვალოთ მუხლა ლილვის შემობრუნების $t = \varphi/6n$, მაშინ,

$$X = 1 - e^{-6,908(\varphi/\varphi_z)^{m+1}}, \quad (2.53)$$

სადაც,

φ, φ_z -არის შესაბამისად მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხით გამოსახული საწვავის წვის მიმდინარე და პირობითი ხანგრძლივობა.

(2.52) ტოლობის დიფერენცირებით, მივიღებთ გამოსახულებას საწვავის წვის ფარდობითი სიჩქარის განსაზღვრისათვის:

$$\omega = \frac{dX}{d(t/t_z)} = 6,908(m+1)(t/t_z)^m \cdot e^{-6,908(t/t_z)^{m+1}}, \quad (2.54)$$

როგორც უკვე აღინიშნა, დღესდღეობით არ არის ცნობილი სარწმუნო მექანიზმი ჯაჭვური რეაქციებისა შიგაწვის ძრავებში გამოყენებული რთული ნახშირწყალბადიანი საწვავისათვის, ამიტომ წვის ძირითადი მახასიათებლების m და $t_z(\varphi_z)$ განსაზღვრა შესაძლებელია მხოლოდ ექსპერიმენტული გზით.

2.3.2. წვის ხასიათის მაჩვენებლისა და ხანგრძლივობის განსაზღვრა

გვაქვს რა სითბოს გამოყოფის დინამიკა $X = X(\varphi)$ და $\frac{dX}{d\varphi} = \Phi(\varphi)$,

მიღებული ექსპერიმენტული მონაცემების დამუშავებით, გამოვთვალოთ წვის მახასიათებლები- პირობითი წვის ხანგრძლივობა φ_z და წვის ხასიათის მაჩვენებელი m .

წვის მახასიათებელი m საშუალებას გვაძლევს დავადგინოთ საწვავის წვისა და სითბოს გამოყოფის კანონზომიერება. ამ ამოცანის ამოხსნისათვის (2.53) ტოლობა გადავწეროთ შემდეგი სახით:

$$e^{c\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}} = 1 - X ,$$

-1-ზე გამრავლებით და ორჯერ გალოგარითმებით მივიღებთ:

$$\ln(-c) + (m+1)\ln(\varphi/\varphi_z) = \ln[-\ln(1-X)] ,$$

$$\text{აქედან } \ln\varphi = \frac{1}{m+1} \{ \ln[-\ln(1-X)] - \ln(-c) \} + \ln\varphi_z .$$

ათეულ ლოგარითმზე გადასვლის შემდეგ:

$$\lg\varphi = \frac{1}{m+1} \{ \lg[-2,303\lg(1-X)] - \lg(-c) \} + \lg\varphi_z , \quad (2.55)$$

(2.55) ტოლობაში $\lg\varphi$ და $\lg[-2,303\lg(1-X)] - \lg(-c)$ - წრფივი

წერტილების კოორდინატებია; $\frac{1}{m+1}$ - კუთხური კოეფიციენტი; $\lg\varphi_z$ -

წრფის ორდინატთა ღერძის გადამკვეთი მონაკვეთი.

(2.55) ტოლობის დახმარებით $X = X(\varphi)$ -ს ექსპერიმენტული მონაცემების მიხედვით განისაზღვრება წვის ხანგრძლივობა და წვის ხასიათის მაჩვენებელი. ამისათვის შემოგვაქვს აღნიშვნა:

$$Y = \lg\varphi , \quad (2.56)$$

$$X = \lg[-2,303\lg(1-X)] - \lg(-c) , \quad (2.57)$$

$$A = \lg\varphi_z , \quad (2.58)$$

მაშინ (2.55) ტოლობა მიიღებს სახეს:

$$Y = \frac{1}{m+1}X + A, \quad (2.59)$$

$X = X(\varphi)$ გამოცდის მონაცემების მიხედვით Y და X -ის წინასწარ გამოთვლილი მნიშვნელობებით უმცირესი კვადრატების მეთოდით განვსაზღვრავთ m და A პარამეტრებს. დავწეროთ ნორმალური ტოლობები:

$$\frac{1}{m+1} \sum_{K=1}^n X^2 + A \sum_{K=1}^n (X) = \sum_{K=1}^n (XY), \quad (2.60)$$

$$\frac{1}{m+1} \sum_{K=1}^n X + nA = \sum_{K=1}^n Y, \quad (2.61)$$

(2.60) ტოლობა გავამრავლოთ გამოცდის წერტილის n რიცხვზე, ხოლო (2.61) ტოლობა $\sum_{K=1}^n X$ -ზე, მაშინ მივიღებთ:

$$\begin{aligned} \frac{n}{m+1} \sum_{K=1}^n X^2 + nA \sum_{K=1}^n X &= n \sum_{K=1}^n (XY) \\ \frac{1}{m+1} \left(\sum_{K=1}^n X \right)^2 + nA \sum_{K=1}^n X &= \sum_{K=1}^n Y \sum_{K=1}^n X \end{aligned}$$

პირველ ტოლობას გამოვაკლოთ მეორე

$$\frac{1}{m+1} \left[n \sum_{K=1}^n X^2 - \left(\sum_{K=1}^n X \right)^2 \right] = n \sum_{K=1}^n \left(XY - \left(\sum_{K=1}^n X \right) \left(\sum_{K=1}^n Y \right) \right),$$

საიდანაც

$$m = \frac{n \sum_{K=1}^n X^2 - \left(\sum_{K=1}^n X \right)^2}{n \sum_{K=1}^n (XY) - \left(\sum_{K=1}^n X \right) \left(\sum_{K=1}^n Y \right)} - 1, \quad (2.62)$$

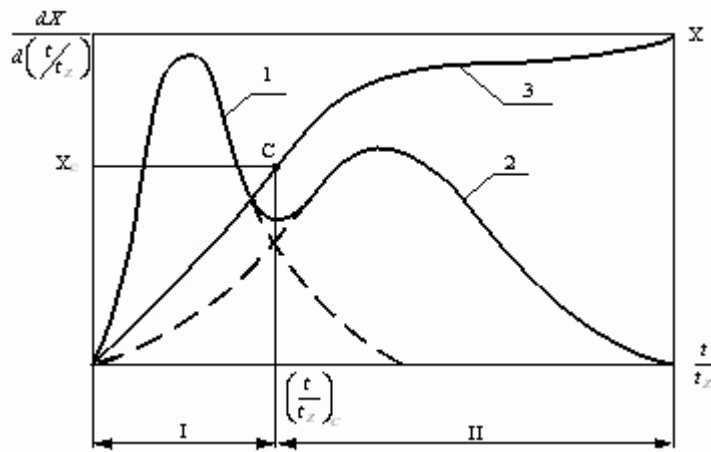
A -ს მნიშვნელობა შეიძლება გამოვთვალოთ (2.60) და (2.61) ტოლობებით:

$$\begin{aligned} A &= \frac{\sum_{K=1}^n (XY) - \frac{1}{m+1} \sum_{K=1}^n X^2}{\sum_{K=1}^n X}, \text{ ან} \\ A &= \frac{\sum_{K=1}^n Y - \frac{1}{m+1} \sum_{K=1}^n X}{n}, \end{aligned} \quad (2.65)$$

A -ს გამოთვლით $t_z(\varphi_z)$ -ს ვპოულობთ ფორმულით:

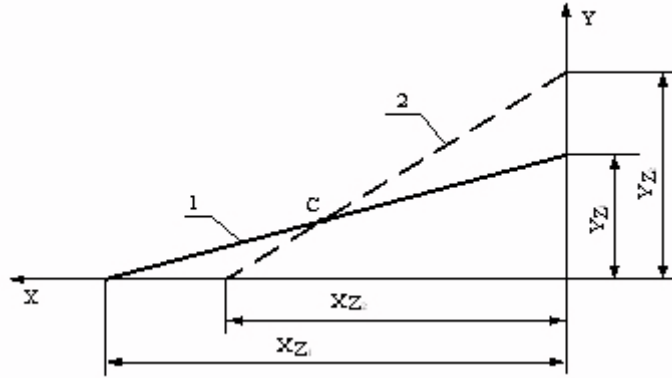
$$\varphi_z = e^{2,303 \cdot A}, \quad (2.64)$$

დიზელის ძრავებისათვის უმეტეს შემთხვევაში შეინიშნება სითბოს გამოყოფის სიჩქარის ორი მაქსიმალური წერტილი, თუმცა ქუთაისის საავტომობილო ქარხნის დიზელის მუშაობისას სამთო პირობებში უპირატესობა ენიჭება პირველ მაქსიმუმს. პირველი მაქსიმუმის ბუნება აიხსნება წვის კინეტიკური მექანიზმით – წვა ხდება უკვე მომზადებული ნარევით, რომელიც განვითარდა თვითაალების დაყოვნების τ_i პერიოდისას წვის კამერაში.



ნახ. 2.10. ძრავას ცილინდრში სითბოს გამოყოფის სიჩქარე

საწვავის დაწვის სიჩქარის მრუდი შეიძლება წარმოვადგინოთ როგორც 1 და 2 მრუდის ჯამი (ნახ.2.10). 1 მრუდს ფიზიკურად აქვს ადგილი 0-დან C -მდე, შემდეგ ის ფიქტიურია; ხოლო მეორე მრუდი 0-დან C -მდე ფიქტიურია, შემდეგ კი რეალური. ამ მრუდების ინტეგრალი გვაძლევს 3 მრუდს, რომელიც წარმოადგენს ციკლისას გამოყოფილ სითბოს.



ნახ. 2.11. სითბოს გამოყოფის მახასიათებელი.

თუკი გავაკეთებთ აღნიშვნებს 2.11 ნახაზის მიხედვით შეიძლება დავწეროთ:

$$X = \begin{cases} 1 - e^{c(\varphi/\varphi_{z1})^{m_1+1}} & \text{როცა } 0 \leq \varphi \leq \varphi_c \text{ კინეტიკური წვა,} \\ 1 - e^{c(\varphi/\varphi_{z2})^{m_2+1}} & \text{როცა } \varphi > \varphi_c \text{ დიფუზიური წვა} \end{cases}, \quad (2.65)$$

ექსპერიმენტული მონაცემების შედეგების ანალიზმა საშუალება მოგვცა წვის პროცესის პარამეტრების გაანგარიშებისა:

$$m = \ln \varphi_{\tau} \left(\frac{n}{n_{\text{НОМ}}} \right)^K - \left(\frac{P_K}{P_{K_{\text{НОМ}}}} \right)^c, \quad (2.66)$$

$$\varphi_z = \varphi_{\theta} + \varphi_{\text{оп}} \left(\frac{\alpha}{\alpha_{\text{НОМ}}} \right)^a - \left(\frac{m}{n_{\text{НОМ}}} \right)^b, \quad (2.67)$$

სადაც,

φ_{τ} - აალების დაყოვების პერიოდი, გრადუსი;

n - მიმდინარე რეჟიმზე მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე, წთ⁻¹;

$n_{\text{НОМ}}$ - ნომინალურ რეჟიმზე მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე, წთ⁻¹;

$P_K, P_{K_{\text{НОМ}}}$ - ჩაბერვის წნევა მოცემულ რეჟიმისას მოცემულ სიმაღლეზე და წნევა ნულოვან სიმაღლეზე ($H=0$) მუხლა ლილვის ნომინალური სიხშირით ბრუნვისას.

$\varphi_{\theta}, \varphi_{\text{оп}}$ - საწვავის წვისა და საწვავის მიწოდების დაწყების კუთხეები.

α, α_{on} –ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი მოცემულ რეჟიმზე
მოცემული სიმაღლისათვის და ნომინალური რეჟიმისას $H=0$ სიმაღლეზე;
 a, b, c, k -გამოცდის შედეგად მიღებული კოეფიციენტები.

თავი 3. ექსპერიმენტული კვლევის მეთოდოლოგია და დანადგარები

კვლევის ამოცანების თანახმად, სასიმალო პირობებში სიმძლავრის და ეკონომიური მაჩვენებლისა და მუშა პროცესის მიმდინარეობის თავისებურების შესწავლის მიზნით სწრაფსვლიანი საავტოტრაქტორო დიზელის გამოცდა ჩატარებულ იქნა სხვადასხვა სიმაღლეების შესაბამისი ატმოსფერული ჰაერის წნევების დროს.

3.1. კვლევის ობიექტი

კვლევის ობიექტად ავიღეთ ქუთაისის საავტომობილო ქარხნის მიერ წარმოებული თანამედროვე საავტომობილო სწრაფსვლიანი დიზელი 6Y12/12, იგივე ქსქ-4540.

6Y 12/12 დიზელის ძირითადი ტექნიკური მონაცემებია:

1. ცილინდრების რაოდენობა და განლაგება - 6 V;
2. მუშა მოცულობა - 8,14 ლ;
3. ცილინდრის დიამეტრი და დგუშის სვლა - 120x120 მმ;
4. კუმშვის ხარისხი - 16
5. ნომინალური სიმძლავრე - 114კვტ;
6. ნომინალური ბრუნთა რიცხვი - 2500 ბრ/წთ;
7. ნარევეწარმოქმნა - უშუალო შეფრქვევა;
8. გაგრილება - თხევადი;

3.2 კვლევის საერთო მეთოდოლოგია და პროგრამა, გამოყენებული ხელსაწყოები და მოწყობილობები

ექსპერიმენტული კვლევის მეთოდოლოგია ჩვენს შემთხვევაში განიხილავს ატმოსფერული ჰაერის წნევის მოქმედებას დიზელის ძრავას მუშაობის მაჩვენებლებზე.

ატმოსფეროს ფიზიკური მაჩვენებლების ცვლილების დიაპაზონის არჩევისათვის გაანალიზებულია პირობები, რომლის დროსაც ადგილი აქვს ტრანსპორტის ექსპლუატაციას. კლიმატის შესწავლა [65] გვიჩვენებს, რომ წლის განმავლობაში ჩვენი ქვეყნის სხვადასხვა რაიონებში ჰაერის ტემპერატურა იცვლება საკმაოდ დიდ ზღვრებში და ეს ცვლილება ერთი მდებარეობისათვისაც კი აღწევს $40-50^{\circ}\text{C}$ -ს. დადგენილია, რომ ძრავაში შემავალი ჰაერის მაქსიმალური ტემპერატურა შეადგენს 50°C -ს.

სოფლის მეურნეობის მიერ კულტურული მიწათმოქმედების ათვისების ზონა ზღვის დონიდან 3000 მეტრამდე აღწევს [38]. ამიტომ ატმოსფერული წნევის მინიმალურ მნიშვნელობად დადგენილია $P_H = 460$ მმ.ვწყ.სვ., რომელიც შეესაბამება ზღვის დონიდან $3500 \div 4000$ მეტრ სიმაღლეს.

მთელი ექსპერიმენტის განმავლობაში ჰაერის ტენიანობა არ იცვლება და შეადგენდა $50 \div 60$ %-ს.

საავტომობილო დიზელზე გარემოს წნევისა და ტემპერატურის მოქმედების კვლევა სრულდება სასტენდო პირობებში.

როგორც პირველ თავში აღინიშნა, რეალურ პირობებში გამოცდების ჩატარებას, აქვს როგორც დადებითი, ასევე უარყოფითი თვისებებიც, რომელიც გამოიხატება ჰაერის წნევისა და ტემპერატურას შორის საჭირო თანაფარდობის შექმნის შეუძლებლობაში, გართულებულია აგრეთვე მგრძობიარე ელექტრონული აპარატურის გამოყენება, რომელიც საჭიროა თანამედროვე მეთოდებით გამოცდისათვის და ელექტრონულ-გამომთვლელი ტექნიკით გამოცდის მონაცემების სწრაფი

დამუშავებისათვის. ამიტომ ყურადღება მიექცა როგორც ჩვენს ქვეყანაში, ასევე საზღვარგარეთ ჩატარებულ ცდებს. ექსპერიმენტები ტარდება სპეციალურ, სასიმალო პირობების საიმიტაციო სტენდზე, რომელიც შეიქმნა საქართველოს მეცნიერებათა აკადემიის მანქანათა მექანიკის ინსტიტუტში [75]. ეს სტენდი საშუალებას გვაძლევს საკმაოდ ზუსტად ვარეგულიროთ ჰაერის წნევა და ტემპერატურა ძრავას შესასვლელში, ასევე დიზელის ძრავას მუშაობის რეჟიმები.

სხვადასხვა სასიმალო პირობების იმიტაციისათვის საჭირო წნევა გამომავალ კოლექტორში, ასევე ძრავას შიგაკარტერულ სივრცეში უზრუნველყოფილია PMK-4 ვაკუუმური ტუმბოთი, ხოლო შემშვებ კოლექტორში - ჰაერის დროსელირების გზით. შემშვებ რესივერში ავტომატურად რეგულირდება საჭირო წნევა ± 1 მმ.ვწყ.სვ. სიზუსტით, რაც ხერხდება ელექტროამძრავისა და სპეციალური მოწყობილობის მქონე დროსელის დახმარებით.

დიზელის ძრავების გამოსაცდელი ბლოკი განლაგებულია საქართველოს მეცნიერებათა აკადემიის მანქანათა მექანიკის ინსტიტუტში ზღვის დონიდან 500 მეტრ სიმაღლეზე, რასაც სტანდარტით შეესაბამება 715 მმ.ვწყ.სვ. ბარომეტრული წნევა. თუმცა ექსპერიმენტის ჩატარების პერიოდში ბარომეტრული წნევის რხევა გარდაუვალია, რომელიც შეიძლება აისახოს გამოცდის შედეგზე. ასეთი სახის შეცდომების თავიდან აცილების მიზნით მახასიათებლების მოხსნისას წნევის საწყის სიდიდედ მიღებულია 700 მმ.ვწყ.სვ. ე.ი. უმცირესი სიმაღლე ძრავას გამოცდისას უტოლდება 700 მეტრს ზღვის დონიდან.

დაბალი ტემპერატურის ჰაერის მიღება უმეტეს შემთხვევაში ხორციელდება ზამთრის ცივ დღეებში, ჰაერი ლაბორატორიაში მიეწოდება გარედან სპეციალური ძრავას საშუალებით, ხოლო რაც შეეხება მაღალ ტემპერატურას, ის თბება ელექტროგამთბობის საშუალებით [49, 60 და სხვა]. ეს მეთოდი საკმაოდ მარტივია, ხოლო ძრავაში შემავალი ჰაერის და

ლაბორატორიაში არსებული ჰაერის ტემპერატურების სხვაობა არ ახდენს შესამჩნევ გავლენას ძრავას სიმძლავრეზე [75].

შემავალი ჰაერის ტემპერატურის რეგულირება ხორციელდება PHO-250-10 ძაბვის რეგულიატორისა და ელექტროგამთბობის დახმარებით, რომელსაც აქვს მაქსიმალური სიმძლავრე 10 კვტ. ეს სიმძლავრე მთლიანად საკმარისია ჰაერის 0°C -დან 50°C -მდე გათბობისათვის, როდესაც მისი ხარჯი შეიძლება აღწევდეს $0,25$ კგ/წმ-მდე.

საავტომობილო ძრავას მაღალმთიან პირობებში ექსპლუატაციისას წარმოიშობა ამ აგრეგატის გადატვირთვის საშიშროება. გამონაბოლქვი აირების ტემპერატურა T_T , წვის კამერის დეტალების, სახურავისა და დგუმის დასაშვები ტემპერატურა, ტურბოკომპრესორის როტორის ბრუნვის სიხშირე, წვის მაქსიმალური წნევა დიზელში შეიძლება გაიზარდოს დასაშვებ მნიშვნელობაზე მეტად.

ძრავას ექსპლუატაციისას დასაშვები სიმძლავრის მნიშვნელობა უნდა ავირჩიოთ ისე, რომ ამ ფაქტორებიდან არც ერთი არ გადაცდეს დასაშვებ ზღვარს. ამიტომ ტურბოჩაბერვის მქონე დიზელის კვლევისას სხვადასხვა სასიმალო პირობებში ჩვეულებრივ განიხილება საწვავის ტუმბოს სხვადასხვა რეგულირება, რომელთაგანაც ჩვენ ავირჩიეთ შემდეგი:

$G_T = const$ - საწვავის საათური ხარჯი რჩება მუდმივი P_H და t_H ცვლილებისას და შეესაბამება ქარხანა-დამამზადებლის ტექნიკურ პირობებს. დიზელის მუშაობის ეს რეჟიმი ხშირად გვხვდება პრაქტიკაში, საავტოტრაქტორო ძრავების მნიშვნელოვანი ნაწილის ექსპლუატაცია მაღალმთიან პირობებში ხდება საწვავის ტუმბოს სპეციალური რეგულირების გარეშე.

$N_e = const$ - მუდმივი სიმძლავრის რეჟიმისას ცნობილი მეთოდებისაგან განსხვავებით, ექსპერიმენტულ სასიმალო პირობებში ძრავის სიმძლავრის მუდმივობა უზრუნველყოფილია საწვავის ციკლური ხარჯის გაზრდის, ან მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის გაზრდის გარეშე.

ინდიკატორული პროცესის პარამეტრების, წვის დინამიკის, სითბოგამყოფისა და აირცვლაზე დანაკარგების განსაზღვრისათვის ჩატარდა ძრავის ინდიცირება სტრობოსკოპული ინდიკატორით MAИ-2.

ექსპერიმენტისას იზომება შემდეგი ძირითადი სიდიდეები:

1. საზომი მოწყობილობის მუხრუჭის ჩვენება - P_{TOP} ;
2. ძრავას მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე - n ;
3. საწვავის დოზის ხარჯის ხანგრძლივობა $\Delta \tau$;
4. წნევა და გაიშვიათება:

ა) ატმოსფერული ჰაერის - P_0 ; ბ) ზეთის ცენტრალურ მაგისტრალში; გ) შემავალ რესივერში P_H ; დ) კომპრესორის წინ მილგაყვანილობაში P'_H ; ე) გამომშვებ რესივერში; ვ) გამომშვებ მილგაყვანილობაში (ტურბინის შემდეგ) - P_T ; ზ) ჰაერის კომპრესორის შემდეგ - P_K ; თ) აირების ტურბინის წინ - P_T ; ი) ჰაერის ხარჯის საზომი საყელურის წინ - P_{III} ; კ) წნევის სხვაობა საზომ საყელურში - ΔH ;

ტემპერატურები:

ა) ჰაერის ხარჯის საზომი საყელურის წინ - t_0 ; ბ) ჰაერის ფსიქომეტრის რესივერში ; გ) ჰაერის მილგაყვანილობაში, კომპრესორის წინ - t_H ; დ) შეკუმშული ჰაერის კომპრესორის შემდეგ - t_K ; ე) აირების ტურბინის წინ - t_T ; ვ) აირების ტურბინის შემდეგ - t_{3T} ; ზ) კარტერში ზეთის ტემპერატურა - t_M ; თ) ძრავადან გამოსვლისას წყლის ტემპერატურა - t_B .

ძრავას დამუხრუჭება წარმოებს ბალანსირებული ელექტრო სამუხრუჭე დანადგარით LDA 250-3000(3000)-2/11. გარდამქმნელი აგრეგატი გენერატორი - ძრავა, სისტემაში (ლეონარდის გარდამქმნელი) შედგება სამფაზიანი ასინქრონული ძრავასა და მუდმივი დენის გენერატორისაგან.

ძრავას მიერ განვითარებული მაბრუნე მომენტი იზომებოდა ქანქარიანი სასწორით, რომლის დანაყოფის ფასია 0,2 კგ.ძ.

ძრავას გამოცდისას გაგრილების სისტემაში წყლისა და ძრავას კარტერში ზეთის ტემპერატურები მუდმივად შენარჩუნებულია და ტოლია $85 \pm 2^{\circ}C$ -ის , რაც ხერხდება პირდაპირი მოქმედების არადისტანციური

РПИ-38-85 ტიპის თერმორეგულიატორების დახმარებით. წყლისა და ზეთის ტემპერატურების გაზომვა წარმოებს პოტენციომეტრებით КПП1-613; გაზომვის დიაპაზონი $0-300^{\circ}\text{C}$; დანაყოფის ფასი 2° ; კომპრესორში შემავალი ჰაერის ტემპერატურა - t_H ; ჰაერის ტემპერატურა კომპრესორის შემდეგ - t_K იზომება ვერცხლისწყლიანი თერმომეტრებით ТЛ-4, რომლებსაც გააჩნდათ გაზომვის სხვადასხვა დიაპაზონი: $0-50^{\circ}\text{C}$, $50-105^{\circ}\text{C}$ და $100-155^{\circ}\text{C}$ $0,1^{\circ}\text{C}$ ფასის დანაყოფით. ტურბინის წინ და ტურბინის შემდეგ გამონაბოლქვი აირების ტემპერატურის გაზომვისათვის გამოყენებულია ქრომ-ალუმელის თერმოწყვილი და პოტენციომეტრი КПП1-503, დანაყოფის ფასით 10°C , გაზომვის დიაპაზონი $0-800^{\circ}\text{C}$.

მაღალი მნიშვნელობების შემთხვევაში ($t_T > 800^{\circ}\text{C}$, როცა დიზელი მუშაობს მაქსიმალურ სიმაღლეზე) საჭიროების შემთხვევაში ტემპერატურის დამატებითი კონტროლისათვის გათვალისწინებული იყო მილივოლტმეტრი МПЩП-54, გაზომვის დიაპაზონით $0-1100^{\circ}\text{C}$.

ატმოსფერული ჰაერის წნევა იზომება სპეციალური ბარომეტრით АД-49-А, შკალის დანაყოფის ფასით 1 მმ.ვწყ.სვ.

წნევა ჰაერის შემშვებ და გამომშვებ რესივერებში კომპრესორის შემდეგ, აირების ტურბინამდე და ტურბინის შემდეგ იზომება სანიმუშო მანომეტრებით.

ჰაერის ფარდობითი ტენიანობა განისაზღვრება М-34 ტიპის ასპირაციული ფსიქომეტრით, ვერცხლისწყლის თერმომეტრების დანაყოფის ფასით $0,2^{\circ}\text{C}$.

მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე იზომება EK-A ტიპის უკონტაქტო გადამწოდის და Ф551А სიხშირზომის დახმარებით. ტურბოკომპრესორის როტორის ბრუნვის სიხშირის გასაზომად გამოიყენება სპეციალურად დამზადებული ინდუქციური გადამწოდი და ციფრული აღრიცხვის სიხშირზომი Ч-33.

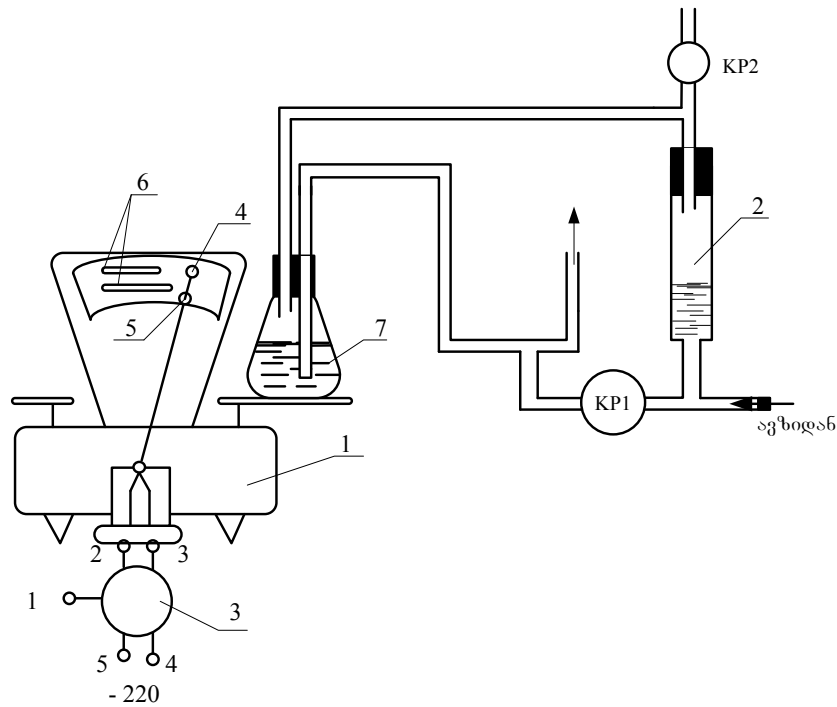
ცილინდრში წნევისა და ტუმბოსებრი სვლების ინდიცირება წარმოებს МАИ-2А ტიპის პნევმოელექტრული ინდიკატორითა და

სარქველური გადამწოდით. გადამწოდის კონსტრუქცია [75] საშუალებას გვაძლევს მოვახდინოთ სწრაფსვლიანი დიზელის ინდიცირება წნევათა სხვაობის მინიმალური სიდიდისას. სარქველის ბუდიდან მოწყვეტისათვის აუცილებელი წნევის ცვლილება შეადგენს არა უმეტეს 400 პასკალს. ინდიცირება წარმოებს მხოლოდ ერთ ცილინდრზე.

ექსპერიმენტული კვლევით მიღებული შედეგების სიზუსტის გაზრდის მიზნით შემუშავებულია ხარჯმზომი, აწონვითი ხერხით საწვავის ხარჯის გასაზომად.

ელექტრული სქემა ითვალისწინებს საწვავის ხარჯის, ჰაერის ხარჯისა და ძრავას გამაგრებელი წყლის ხარჯის გაზომვის პროცესების სინქრონიზაციას. შემუშავებული ხარჯმზომი შედგება შემდეგი ძირითადი ნაწილებისაგან (ნახ. 3.1.): სასწორი BH11 1, მენზურა 2, П30 ტიპის წამზომი 3 , გერკონი 4 და 5, მაგნიტები 6, მენზურები 7.

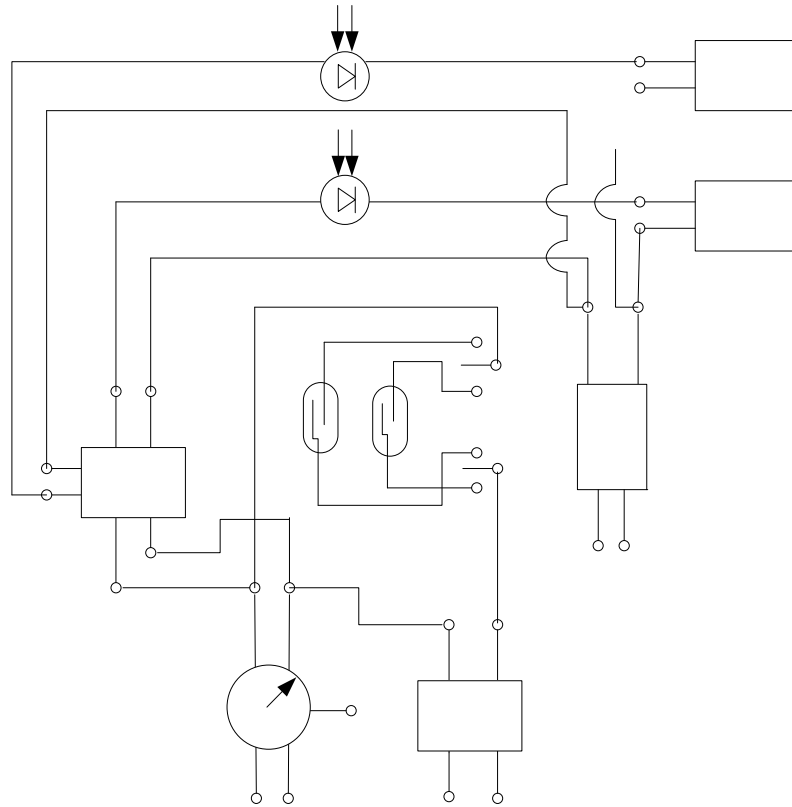
ხარჯმზომი მუშაობს შემდეგი სახით: საწვავი ავზიდან მიედინება ორსვლიან ონკანსა 1 და მენზურაში 2, ღია ონკანისას 1 საწვავი მიეწოდება ძრავას და მენზურას 7 და ავსებს მას, ამ დროს ონკანი 2 ღიაა, მენზურა 7-ში საწვავის გარკვეულ დონეზე მიღწევისას ვკეტავთ ონკანს 2, ხარჯმზომი მზად არის გაზომვისათვის; ვკეტავთ ონკანს 1 და წყდება საწვავის მიწოდება მენზურა 7-ში, ძრავა იწყებს მუშაობას მენზურიდან 7, ხოლო ავზიდან მიეწოდება მენზურას 2 და ის ივსება; ამ დროს სასწორის ისარი გერკონთან ერთად იწყებს მოძრაობას და უახლოვდება მაგნიტებს, რომლებიც ჩართავს გერკონს და წამზომი დაიწყებს დროის ათვლას; მაგნიტების ზონიდან ისრის გადაწევის მომენტში გერკონი განირთვება და წამზომი ჩერდება, ამ დროს გაზომვა დამთავრებულია; ჩართული გერკონის



ნახ. 3.1. საწვავის ხარჯზომის კონსტრუქციული სქემა

4 შემთხვევაში იზომება (G_1) საწვავის ხარჯი წონით 70,287 გრ. ჩართული გერკონის 5 შემთხვევაში იზომება (G_2) საწვავის ხარჯი წონით 126,498 გრ.; გაზომვის დამთავრების შემდეგ ვალვით ონკანს 1, ამ დროს საწვავი ავზიდან და მენზურაიდან 2 მიედინება ძრავაში და ამავდროულად ავსებს მენზურას 7; ონკანის 1 გაღების დაგვიანების შემთხვევაში, საწვავი ავსებს მენზურას 2 და მილსადენით გადადის მენზურაში 7, ძრავა აგრძელებს კვებას მენზურაიდან 7 და არ ქრება.

გერკონის (G_1 ან G_2) კონტაქტების ჩართვისას ჩართვის სიგნალი ეცემა რელეზე P3C-22(ნახ.3.2), რომელიც თავის მხრივ აერთებს 6 და 7 კონტაქტებს და იწყება ჰაერის ხარჯზომის (PI) როტორის ბრუნთა რიცხვის ათვლა ფოტოდოდის 8 დახმარებით. ამავე დროს ინტერვალში შუქგამტარის 11 და სიხშირის მზომის 10 დახმარებით იზომება წყლის გამაგრებელი ხარჯზომის როტორის ბრუნთა რიცხვი. საწვავის ხარჯის გაზომვის დასრულების შემდეგ, როგორც ზემოთ იყო მითითებული, გამოირთვება გერკონი (G_1 ან G_2) და, შესაბამისად, მომენტალურად შეწყდება ფოტოდოდის 8 სიგნალის მიწოდება.



ნახ. 3.2. საწვავის ხარჯმზომის ელექტრონული სქემა

განხილული ელექტრონული სქემით ხარჯმზომის მრავალრიცხოვანმა
 ლაბორატორიულმა კვლევამ გამოავლინა მისი შრომისუნარიანობა და
 გაზომვის მაღალი სიზუსტე.

12

PЭC-22

13

G₁

3.3. ექსპერიმენტული მონაცემების დამუშავების

3

2

თავისებურებანი

+

-

ჩაბერვის მქონე დიზელის მ.ქ.კ.-ის ანგარიში. ძრავას ეკონომიურობა
 უმთავრესად განისაზღვრება მუშა პროცესის მიმდინარეობის სრულყოფით,
 ე.ი. ინდიკატორული და მექანიკური მქკ-ის მნიშვნელობებით. მექანიკური
 დანაკარგების ცალკეული შემადგენელის განსაზღვრის სირთულე არ
 იძლევა საშუალებას მიღებული სიდიდე ჩაითვალოს საიმედოდ.

4

5

~ 220
 106

3

ხახუნის საშუალო წნევის განსაზღვრისათვის ჩვენს მიერ გამოყენებული იყო $CM\Delta$ ტიპის ჩაბერვის მქონე დიზელის ძრავას გამოცდისას მიღებული ი.ა. კოვალის [55] ემპირიული ფორმულა:

$$P_{TP} = (a + bC_m)P_{CP}, \quad (3.1)$$

სადაც, a და b ემპირიული კოეფიციენტებია მოცემული ტიპის ძრავასათვის;

C_m - დგუშის საშუალო სიჩქარე;

P_{CP} - საშუალო აბსოლუტური წნევა ცილინდრში.

ხახუნის საშუალო წნევა იანგარიშება (3.1) გამოსახულების მიხედვით, ცილინდრში საშუალო აბსოლუტური წნევის მნიშვნელობის გათვალისწინებით, მიღებული ინდიკატორული დიაგრამების დამუშავებით, აგრეთვე შეწოვისა და გამოდენის პროცესების დიაგრამის მიხედვით.

მექანიკური დანაკარგების საშუალო წნევა წარმოდგენილია ხახუნის საშუალო წნევისა და ტუმბოსებური დანაკარგების საშუალო წნევის ჯამის სახით:

$$P_{M\Gamma} = P_{TP} + P_{HX}.$$

ინდიკატორული დიაგრამის დამუშავება. ძრავაში საწვავის გამოყენების სრულყოფისა და წვის დინამიკის შეფასებისათვის აუცილებელ მაჩვენებლებს მიეკუთვნება: წნევის ზრდის მაქსიმალური სისწრაფე $(dP/d\varphi)_{\max}$; ციკლის მაქსიმალური წნევა P_z , აქტიური სითბოგამოყოფის კოეფიციენტი X_i ; აქტიური სითბოგამყოფის სიჩქარე $dX_i/d\varphi$, აქტიური სითბოგამყოფის კოეფიციენტის მაქსიმალური მნიშვნელობის მიღწევის ხანგრძლივობა φ_z , საწვავის ინდიკატორული კუთრი ხარჯი g_i , ინდიკატორული მ.ქ.კ. η_i , მუშა სხეულის მაქსიმალური ტემპერატურა T_z , აალების დაყოვნების პერიოდი τ_i და წნევის ზრდის ხარისხი λ . დასახელებული მაჩვენებლები შეიძლება იყოს განსაზღვრული მხოლოდ ძრავას ინდიცირების შედეგად.

$P_z, \lambda, (dP/d\varphi)_{\max}$ მნიშვნელობები შეიძლება განვსაზღვროთ უშუალოდ ინდიკატორული დიაგრამებიდან. დანარჩენები სიდიდეების განსაზღვრისათვის აუცილებელია ინდიკატორული დიაგრამების წინასწარი დამუშავება. მუშა პროცესის კვლევისა და შეფასების მეთოდი სითბოგამოყოფის პარამეტრების დახმარებით იყო დაფუძნებული ნ.რ.ბრილინგის, ბ.ს.სტეჩკინის, ი.ი.ვიბეს ნაშრომებში და მოგვიანებით პოვა დადასტურება სხვა მეცნიერების შრომებში.

სითბოგამოყოფის მახასიათებლის ანგარიში სრულდება საერთო დაშვებებიდან გამომდინარე. ითვლება, რომ შეუღლებულ ცილინდრ-დგუმის ჯგუფში მუშა სხეულის გაპარვა გამორიცხულია, რომ სარქველების გადაკეტვის პერიოდში არ ხდება გამოქრევა, რომ საწვავის მიწოდება ცილინდრში ხორციელდება მყისიერად საწვავის წვის დაწყების შესაბამის მომენტში.

დამუშავების მეთოდიკას საფუძვლად უდევს დიზელეებში სითბოგამოყოფის კვლევებისადმი მიძღვნილი პროფესორ ნ.ვ.ინოზემცევის, პროფესორ ი.ი.ვიბეს, აკადემიკოს ს.ბ.სტეჩკინის, ი.ს.შოშინის [27,45,99,107] ცნობილი შრომები.

ინდიკატორული დიაგრამების დამუშავება და წვის პროცესის პარამეტრების ანგარიში სრულდება შემდეგი თანმიმდევრობით:

1. ინდიკატორული დიაგრამებიდან ორდინატების მოხსნა;
2. ანგარიშის ცხრილის შევსება - P_{II}, T_{II} ;
3. ძრავას ცილინდრში მიმდინარე წნევისა P_{II} და ტემპერატურის T_{II} მნიშვნელობების ანგარიში ე.გ.მ-ზე. საშუალო აბსოლუტური წნევის ანგარიში - P_{CP} .
4. მიღებული მნიშვნელობების კორექტირება და მათი შეტანა საანგარიშო ცხრილში;
5. მიმდინარე მნიშვნელობის სიდიდეების X_i, P_{II}, T_{II} ანგარიში;

6. $X_i = f(\varphi)$ დიაგრამების აგება და გრაფიკული მეთოდით აქტიური სითბოგამოყოფის განსაზღვრა $dX_i/d\varphi$, ასევე მათგან წარმოებული პარამეტრების დადგენა.

გაანგარიშებები სრულდებოდა ე.გ.მ-ზე მუხლა ლილვის შემობრუნების მიხედვით, ბიჯით $\Delta\varphi = 2$. მესამე პუნქტის შესრულებისას პროგრამაში გათვალისწინებულია ზ.მ.წ-ის აღნიშნული მდებარეობის დაზუსტება საშუალო ინდიკატორული წნევის ცნობილი მნიშვნელობის მიხედვით.

ინდიკატორული სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი გამოითვლება ი.ს.შოშინის [107] ფორმულით.

3.4.ექსპერიმენტის შედეგებისა და გაზომვების ცდომილებები

სხვადასხვა კლიმატურ პირობებში დიზელის ძრავას მუშაობის ანალიზისას ძირითად პარამეტრებად მიღებულია დიზელის მუშაობის დამახასიათებელი სიმძლავრე, საწვავის კუთრი ხარჯი, წნევა და ტემპერატურა. სარწმუნო მონაცემების მიღების მიზნით ჩატარებულია ამ სიდიდეების გაზომვების ცდომილების შეფასება.

მუხლა ლილვისა და ტურბოკომპრესორის როტორის ბრუნვის სიხშირის განსაზღვრისას ცდომილება შეადგენს $\Phi 551A$ სიხშირემზომისა და შესაბამის მაჩვენებლების ცდომილებების ჯამს.

$\Phi 551A$ სიხშირემზომით სიხშირის გაზომვის ძირითადი ფარდობითი ცდომილება გამოითვლება ტოლობით:

$$\delta_r \leq \left(\delta_r + \frac{1}{t \cdot f} \right) \cdot 100\%$$

სადაც, δ_r - არის საყრდენი გენერატორის ფარდობითი ცდომილება, რომელიც მისი აწყობიდან ერთი თვის განავლობაში არ აღემატება $\pm 4 \cdot 10^{-3}$;

t - გაზომვის დრო, ექსპერიმენტების დროს $t=10$ წმ-ს;

f - გაზომილი სიხშირე, ჰც.

მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის გაზომვისას გამოიყენება BK გადამწოდი და ფოლადის დისკი 12 დანაყოფით. ძრავას სიჩქარულ რეჟიმზე $n = 2100$ ბრ/წთ ცვლადი სიხშირე შეადგენს 420 ჰც.

ამ სიდიდეების გამოყენებით შეიძლება გამოვთვალოთ სიხშირმზომის ცდომილება: $\sigma_T \pm 0,028\%$. BK გადამწოდის ფარდობითი ცდომილება $f_x = 4200 \pm 1$ ჰც. სიხშირით ბრუნვისას შეადგენს $\delta_T \pm 0,24\%$

მაშინ ცდომილება ციკლების რიცხვის გაზომვისას ტოლი იქნება:

$$\delta = \delta_g + \delta_T = \pm 0,268\%$$

მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის გაზომვის აბსოლუტური ცდომილება:

$$\Delta = \delta_n = \pm 5 \text{ ბრ/წთ}$$

ანალოგიურად განვსაზღვრავთ ტურბოკომპრესორის როტორის ბრუნვის სიხშირის გაზომვისას მის ცდომილებას, როდესაც როტორის ბრუნვის სიხშირე იცვლება $n_{TK} = 10000 \div 120000$ ბრ/წთ ზღვრებში. გაზომვისათვის გამოიყენება ინდუქციური გადამწოდი და სპეცქანჩი სამი ამონაჭერით; გაზომილი სიხშირე ამ დროს შეადგენს $f_x = (500 \div 3750) \pm 1$ ჰც; შესაბამისი ფარდობითი ცდომილება იქნება $\delta = \pm(0,224 \div 0,033)\%$ და აბსოლუტური ცდომილებები შეადგენენ $\Delta = (24 - 25)$ ბრ/წთ.

ძირითადი წარმოებული პარამეტრის განსაზღვრისას - ეფექტური სიმძლავრის აბსოლუტური ცდომილება ΔN_e განპირობებულია სასწორის შკალაზე ათვლის მომენტის უზუსტობით და ძრავას მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის გაზომვის ცდომილებით, შესაბამისად:

$$\Delta N_e = 0,001(P_T \pm \Delta P_T)(n \pm \Delta n) - N_e$$

სიმძლავრის განსაზღვრისას ფარდობითი ცდომილება შესაბამისად შეადგენს $\pm 1\%$ და $\pm 0,6\%$.

საწვავის კუთრი ეფექტური ხარჯის ფარდობითი ცდომილება შეიძლება წარმოვადგინოთ როგორც ეფექტური სიმძლავრისა δ_N და საწვავის ხარჯის δ_C ფარდობითი ცდომილებების ჯამი:

$$\delta_g = \delta_N + \delta_C,$$

სადაც, საწვავის ხარჯის ფარდობითი ცდომილება გამოყენებული ხარმზომისათვის შეადგენს 0,6 %-ს [38].

შესაბამისად :

$$\delta_g = 1,6\% \quad N_e = 0,5N_{e_{HOM}} - \text{სიდიდით დატვირთვისას.}$$

$$\delta_g = 1,3\% - \text{მთლიანი დატვირთვისას.}$$

მანომეტრის ჩვენების ცდომილება. U-მაგვარი სითხიანი მანომეტრების გამოყენებისას ინსტრუმენტალური ცდომილების გარდა დამატებითი ცდომილებები წარმოიშობა გარემოს ტემპერატურის ცვლილების შედეგად, რომლის გადახრაც სტანდარტულიდან დაკავშირებულია მუშა სითხის მოცულობისა და სიმკვრივის შკალისა და მილის ხაზური ზომების ცვლილებასთან. შემასწორებელი კოეფიციენტი შეიძლება წარმოვადგინოთ შემდეგი სახით [90] :

$$\text{ვერცხლისწყლიანი პიეზომეტრით } \Delta = (1 - 0,000131\Delta t)(1 + 0,00002\Delta t)$$

$$\text{და წყლისათვის } \Delta = (1 - 0,000205\Delta t)(1 + 0,00002\Delta t)$$

სადაც, $\Delta t = (t - 20^\circ C)$ - ტემპერატურის ნაზრდია სტანდარტულიდან.

გარემოს მაქსიმალური ტემპერატურა, სადაც მოთავსებული იყო მანომეტრები ძრავის გამოცდისას, აღწევდა $t = 27^\circ C$ -ს. ამავე დროს მაქსიმალური სიდიდეები შემასწორებელი კოეფიციენტებისა ვერცხლისწყლიანი და წყლიანი მანომეტრებისათვის შესაბამისად ტოლია $\Delta = 0,9989$ და $\Delta = 0,9856$.

ძრავას ცილინდრების ახალი მუხტით შევსების კოეფიციენტის განსაზღვრისათვის აუცილებელია ვიცოდეთ ჰაერის რაოდენობა, რომელსაც მოიხმარს დიზელი.

ძრავას შემშვების სისტემაში ჰაერის პულსირებული ხასიათის მოძრაობა წარმოადგენს ძირითად სირთულეს მისი ხარჯის განსაზღვრისას. ამ პრობლემის მოხსნის მიზნით ГОСТ 18509-80 სტანდარტის მიხედვით ძრავასა და ჰაერის გამზომ მოწყობილობას შორის ჩართულია დიდი მოცულობის რესივერი - ნაკადის იმპულსის შერბილებისათვის.

რესივერის მოცულობამ ძრავას ერთი ცილინდრის ლიტრაჟს უნდა გადააჭარბოს 300-ჯერ [72] .

64H12/12 დიზელის გამოცდისას ჰაერის ხარჯის გაზომვა ხორციელდება მოცულობით ხარჯმზომით ПГ-1000, რომელიც დაყენებულია შემშვებ რესივერზე, საიდანაც შედის ჰაერი. ჩვენს მიერ გამოყენებული ჰაერის ხარჯის აირული მრიცხველი აკმაყოფილებს ჰაერის ხარჯის გაზომვისათვის მიღებულ სიზუსტეს. ჰაერის ხარჯი Q_B (მ³/სთ) განისაზღვრება ფორმულით:

$$Q_B = 3600 \Delta V_B / t,$$

სადაც, ΔV_B - ჰაერის გაზომილი მოცულობაა, მ³; t - ჰაერის გაზომვის ხანგრძლივობა, წმ.

ე.ი. ამ გამოცდის ჩატარებისათვის არჩეული გასაზომი საშუალებები და გაზომვის მეთოდოლოგია უზრუნველყოფდნენ ექსპერიმენტალური კვლევის შედეგების მაღალ სიზუსტეს.

თავი 4. დიზელის ექსპერიმენტული კვლევა

სასიმაღლო პირობებში

კვლევის ამოცანების შესაბამისად, სასიმაღლო პირობებში საავტომობილო დიზელის სიმძლავრის, ეკონომიურობის, ეკოლოგიური და მუშა პროცესების დამახასიათებელი პარამეტრების ცვალებადობების დადგენის მიზნით ჩატარდა ქსქ-4540 დიზელის ექსპერიმენტული კვლევები ზღვის დონიდან ოთხი სიმაღლის (700, 1500, 2500, 3500 მ ზღვის დონიდან) შესაბამის წნევებზე.

ექსპერიმენტების ჩატარებისას მოიხსნა სიჩქარითი და სადატვირთო მახასიათებლები, რომლის დროსაც ხდებოდა მუშა პროცესის დამახასიათებელი პარამეტრების ჩაწერა. ზღვის დონიდან დაბალ სიმაღლეებზე ძრავას მუშაობის მაჩვენებლებს ვიღებდით ქუთაისის ავტოქარხანაში და ცენტრალურ საავტომობილო ინსტიტუტში ჩატარებული ცდების მიხედვით[35,85].

4.1. დიზელის მუშა პროცესის მიმდინარეობის

თავისებურებანი

თეორიულ ანალიზში ნაჩვენებია იყო, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობას (P_0 , T_0 და φ -ს ცვლილებებს) მივყავართ გარემომცველი ჰაერის სიმკვრივის ცვლასთან, რაც თავის მხრივ იწვევს ძრავას მიერ მოხმარებული ჰაერის ხარჯის მკვეთრ ცვლილებებს, შესაბამისად მაღალ სიმაღლეებზე ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი α ეცემა. ასევე მცირდება წნევა ცილინდრში კუმშვის ტაქტის ბოლოს P_C . P_C -სა და α -ს შემცირებას მივყავართ ნარევეწარმოქმნის, აალებისა და წვის პროცესების მკვეთრ გაუარესებასთან.

ზემოთქმულიდან გამომდინარე, ზღვის დონიდან სიმაღლის მატებისას ცილინდრში მიმდინარე პროცესების მიმდინარეობის

დამახასიათებელი თავისებურებაა საწვავი ნაერვის აალების დაყოვნების პერიოდის τ_i ზრდა, რის გამოც წვის პროცესის დასაწყისი გაფართოების ტაქტის მხარეს გადაიწევა, ანუ წერტილი „c“ ზედა მკვდარი წერტილის შემდეგ მდებარეობს (კუთხე φ_c აღწევს მუხლა ლილვის შემობრუნების 6-8°). როგორც ცნობილია, ეს მოვლენა მკვეთრად გამოხატული თავისუფალი შევების მქონე დიზელებისათვის. ძრავას ინდიცირება გვიჩვენებს, რომ ატმოსფერული ჰაერის გაიშვიათების კვალდაკვალ ციკლის მაქსიმალური წნევა P_z მცირდება და ამავე დროს მისი მდებარეობა ინდიკატორულ დიაგრამაზე გადაინაცვლებს მარჯვნივ, კუთხე φ_z -ის გაზრდის შესაბამისად. ინდიკატორულ დიაგრამის მაგალითები მოყვანილია ნახ. 4.1-4.3-ზე.

ვინაიდან ცილინდრის შიგა პროცესების დარღვევას მივყავართ თვითაალების დაყოვნების პერიოდის ზრდასთან, ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად იზრდება აალების დაწყების მომენტამდე შეფრქვეული საწვავის წილი და დიდ სიმაღლეებზე შეიძლება აღწევდეს საწვავის ციკლური ხარჯების 80-100%-ს, რაც თავის მხრივ განაპირობებს ცილინდრში სითბოს გამოყოფის დინამიკის განვითარებას.

ამრიგად, სასიმალო პირობებში წვის დასაწყისში პირობების და საწვავის ნარევის წარმოქმნის პროცესი არსებით გავლენას ახდენენ ცილინდრში სითბოგამოყოფის დინამიკის განვითარებაზე.

ქუთაისის საავტომობილო ქარხნის დიზელში განხორციელებულია მოცულობით-აფსკური ნარევეწარმოქმნა, რაც გულისხმობს შეფრქვეული საწვავის ნაკადის ნაწილობრივ შეხებას წვის კამერის კედლებთან. ზღვის დონიდან სიმაღლის მატებასთან ერთად კუმშვის ტაქტის ბოლოს შეკუმშული ჰაერის წნევის შემცირების გამო მცირდება წინაღმდეგობა, შესაბამისად იზრდება საწვავის გაფრქვევის მანძილი და წვის კამერის კედლებზე მოხვედრილი საწვავის რაოდენობა. წვის კამერაში გაფრქვეული საწვავის რაოდენობისა და მის კედლებზე მოხვედრილ საწვავის რაოდენობას შორის თანაფარდობის დარღვევას მივყავართ მოცულობითი

ნახევარმოქმნის წილის შემცირებასა და აფსკური ნარევეწარმოქმნის წილის ზრდასთან, რაც საბოლოოდ მუშა პროცესის მაჩვენებლებზე აისახება.

სასიმაღლო პირობებში მუშა პროცესის თავისებურებათა შესწავლა-ანალიზისათვის დამუშავდა სითბოგამოყოფის დინამიკის საანგარიშო დაზუსტებული მეთოდიკა, რომელიც ითვალისწინებს შეფრქვეული საწვავის რაოდენობას და სითბოსშემცველობის ცვლადობას თვითაალების დაყოვნების პერიოდის განმავლობაში. აღნიშნული მეთოდიკა, რომელიც დაფუძნებულია თერთომდინამიკის პირველ კანონზე, მოყვანილია მე-2-ე თავში.

ძრავას ცილინდრში გაზების წნევის ინდიკატორულ დიაგრამების დამუშავებამ გვიჩვენა, რომ წვის კამერაში სითბოს გამოყოფის პროცესს ახასიათებს წვის ორი საფეხური.

საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდის განმავლობაში ორთქლდება და ჰაერს ერევა შეფრქვეული საწვავის ნაწილი, რის გამოც წარმოიქმნება ცვალეზადი კონცენტრაციის საწვავის ნარევი. ასეთ არაერთგვაროვან საწვავ ნარევიში წარმოიქმნება წვის პროცესის განვითარებისათვის ხელშემწყობი პირობები.

არენიუსის კანონის თანახმად მაღალ ტემპერატურაზე ჟანგვის ქიმიური რეაქციების სიჩქარე ძალზე მაღალია, რის გამოც წარმოქმნილი ალი მყისიერად მოიცავს მთელ საწვავ ნარევს, რომელიც τ_i პერიოდის მანძილზე წარმოიშვა.

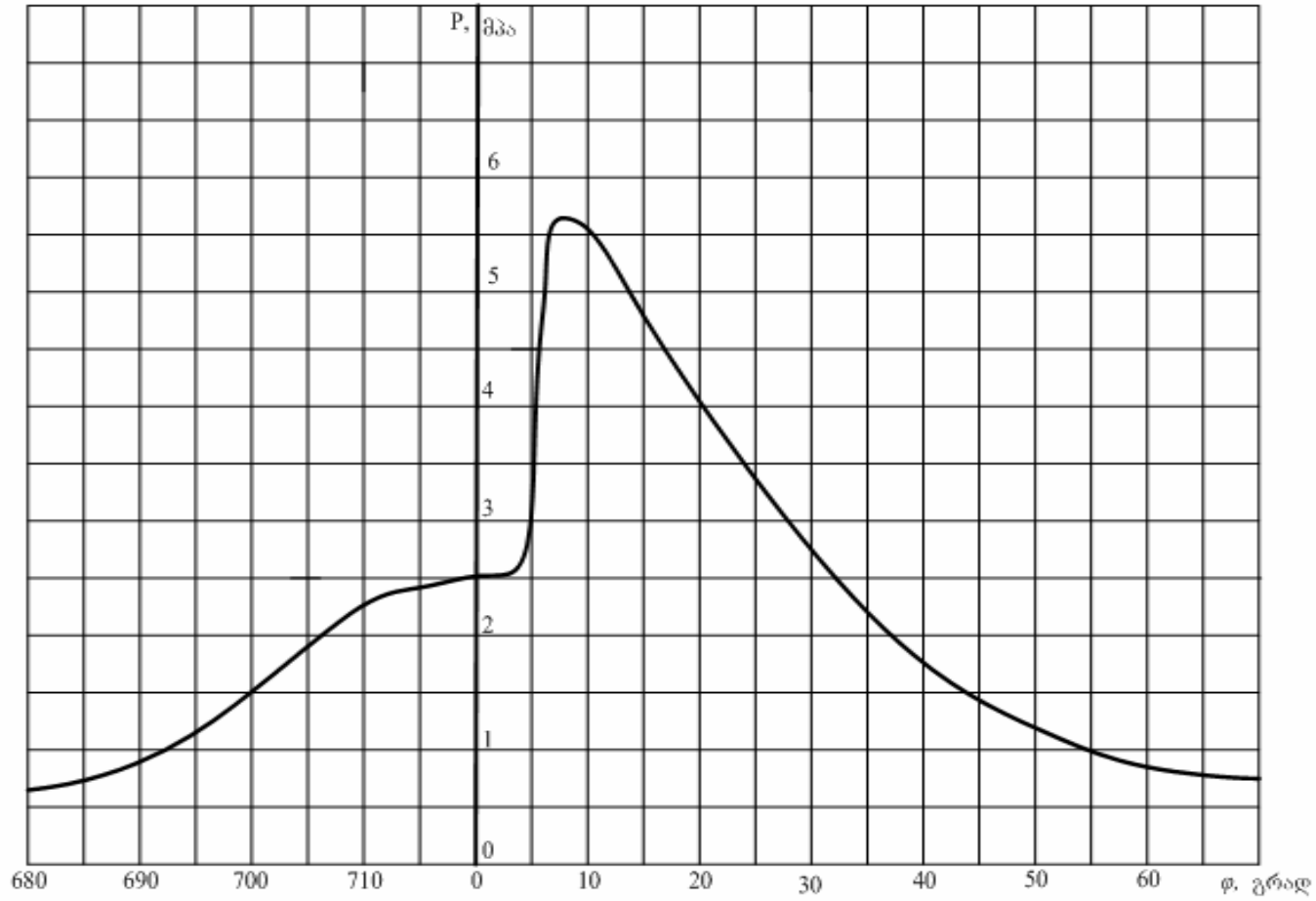
შემდგომში წვა იმის მიხედვით მიმდინარეობს, თუ რა რაოდენობის საწვავის ორთქლი მიეწოდება, ხოლო წვის სიჩქარე განისაზღვრება არა იმდენად ქიმიური რეაქციის სიჩქარით, რამდენადაც წვის კამერის კედლებიდან აორთქლებულ საწვავის რაოდენობითა და წვის ზონაში ჰაერთან მისი შერევით. საწვავის შეფრქვევის პროცესის დამთავრების შემდეგ დიფუზიური წვის სიჩქარე აღწევს რა თავის მაქსიმუმს, თანდათანობით მცირდება და მიმდინარეობს საწვავის საბოლოო წვა.

მეორე ფაზა-დიფუზიური წვის ფაზა ხასიათდება მეორე (უფრო მცირე) წვის სიჩქარის მაქსიმუმით. ეს მაქსიმუმი სხვადასხვაგვარადაა გამოხატული სხვადასხვა ტიპის დიზელებში (მაგ. ჩაბერვის მქონე და უჩაბერვო). წვის პირველი მაქსიმუმი მთლიანად განისაზღვრება ანთების მომენტისათვის მომზადებულ საწვავი ნარევის რაოდენობით და ძრავას ცილინდრში მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხის მიხედვით ცილინდრში წნევის ამალეების სიჩქარით ($\frac{dP}{d\phi}$), მაგალითად, ზღვის დონიდან სიმაღლის 3500 მ-მდე ზრდისას პირველ ფაზაში წვის სიჩქარე ($(\frac{dx}{d\phi})_{max}^I$) მნიშვნელოვნად იზრდება, რაც იწვევს საწვავის ინტენსიურ წვას, ცილინდრში გაზების წნევის ამალეების სიჩქარის ზრდას და დიზელის ხისტ მუშაობას, ამავე დროს წვის სიჩქარე მეორე ფაზაში ($(\frac{dx}{d\phi})_{max}^{II}$) მცირდება, რაც მიანიშნებს აქტიური წვის დამთავრებას.

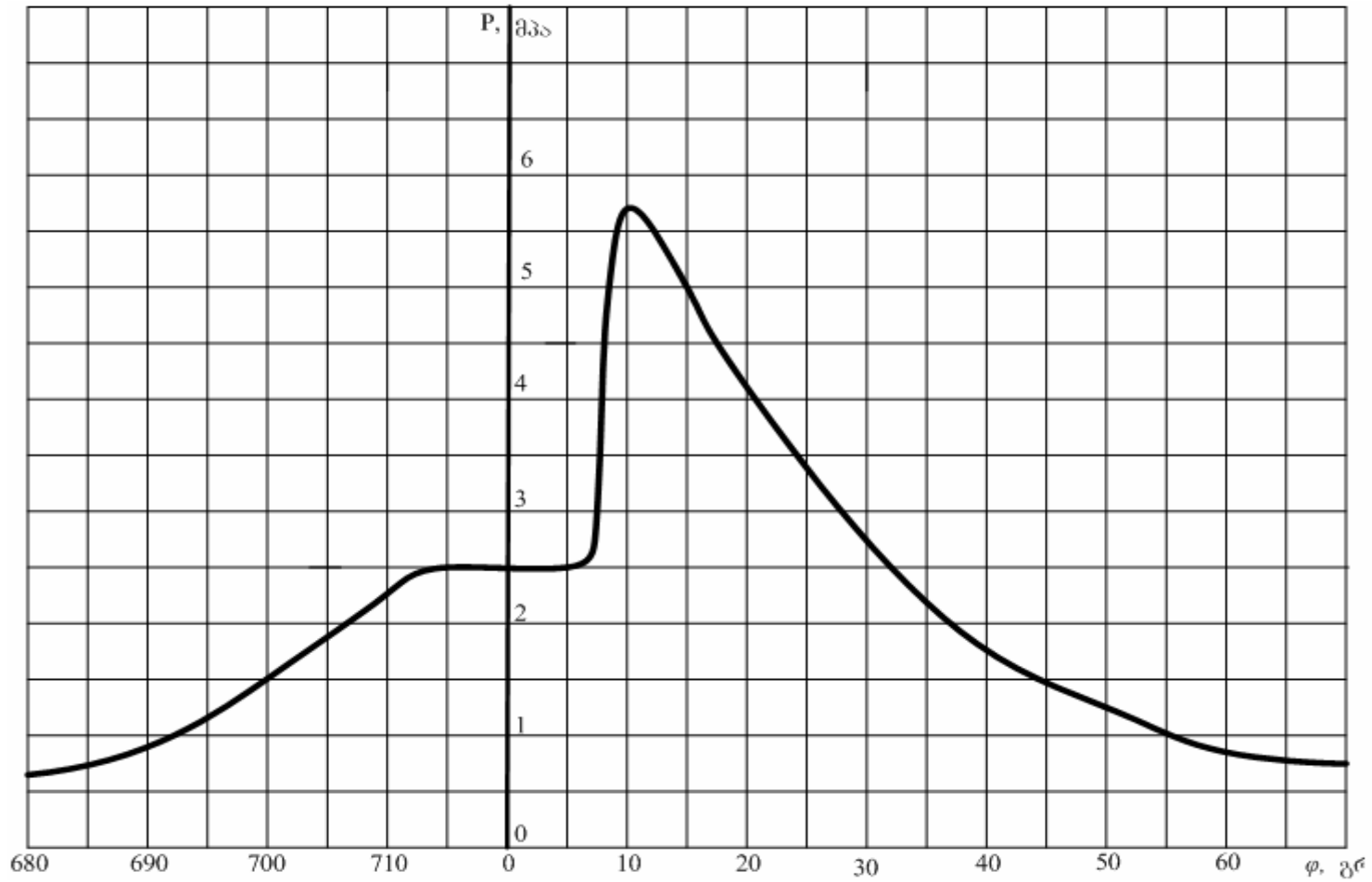
მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხის მიხედვით წვის პროცესის ასეთი განვითარება იმ გარემოებითაა გამოწვეული, რომ სიმაღლის მატების გამო თვითაალების დაყოვნების პერიოდის ზრდის გამო პირველ ფაზაში იწვის საწვავის ძირითადი ნაწილი (როდესაც ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი ჯერ კიდევ მაღალია), ხოლო წვის მეორე ფაზაში ჟანგბადის უკმარისობის გამო დუნედ მიმდინარეობს წვის პროცესი.

ძრავას ცილინდრში სითბოს გამოყოფის დინამიკის მახასიათებლები სხვადასხვა რეჟიმებზე და სხვადასხვა სიმაღლეებზე მოყვანილია ნახ. 4.4...4.7-ზე.

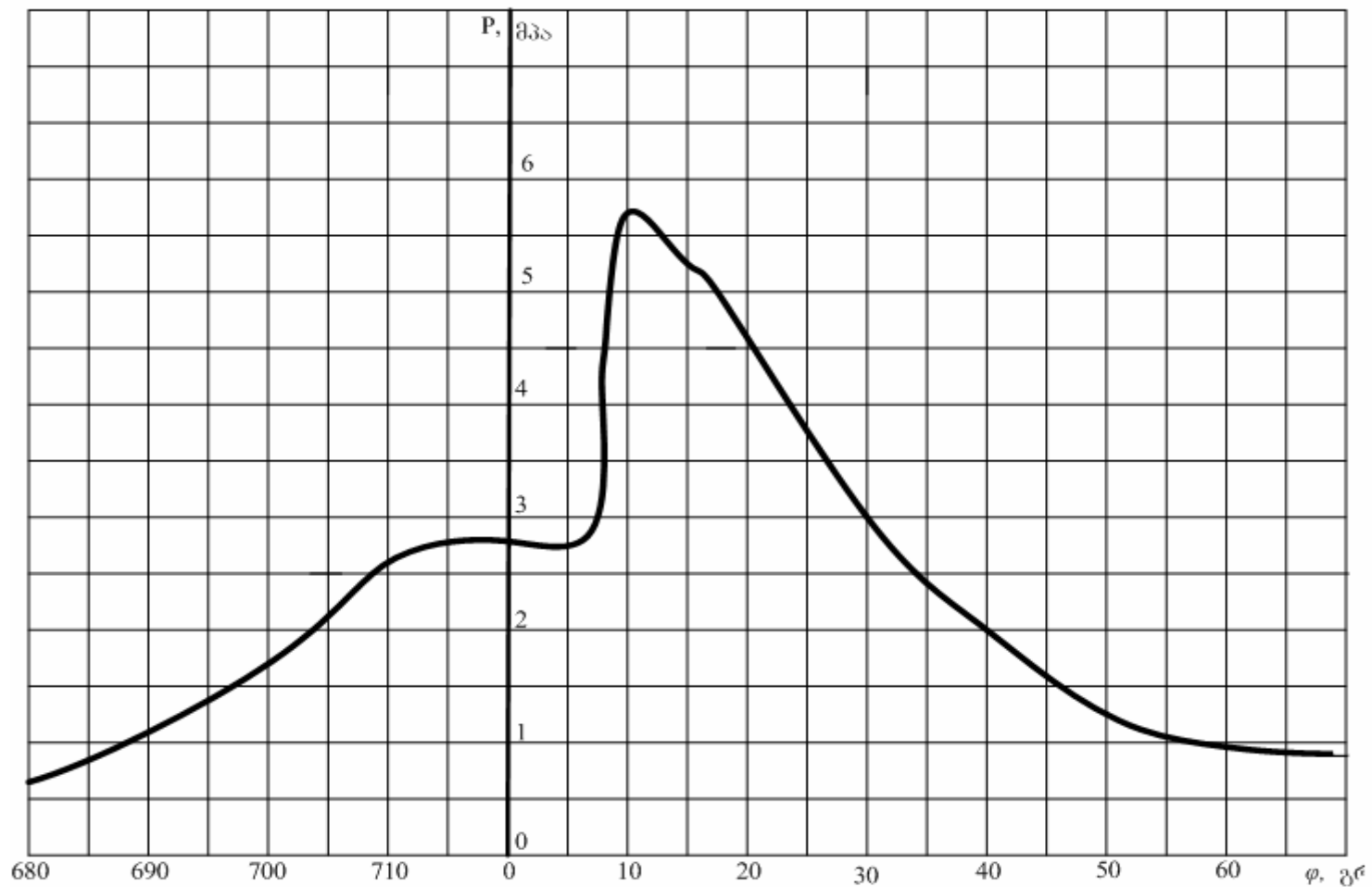
სითბოს გამოყოფის მრუდების განვითარების ხასიათი ერთმნიშვნელოვნად განსაზღვრავს ცილინდრში აირების წნევის ზრდის მაღალ სიჩქარეებს, რის გამოც ძრავა ხისტად მუშაობს (ნახ. 4.8). იზრდება ძრავას მუშაობის დამახასიათებელი ხმაურის დონე. სითბოს გამოყოფის დინამიკის პირველი მაქსიმუმის ზრდას, როგორც ცნობილია თან სდევს წვის დროს წარმოშობილი აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის ზრდა.



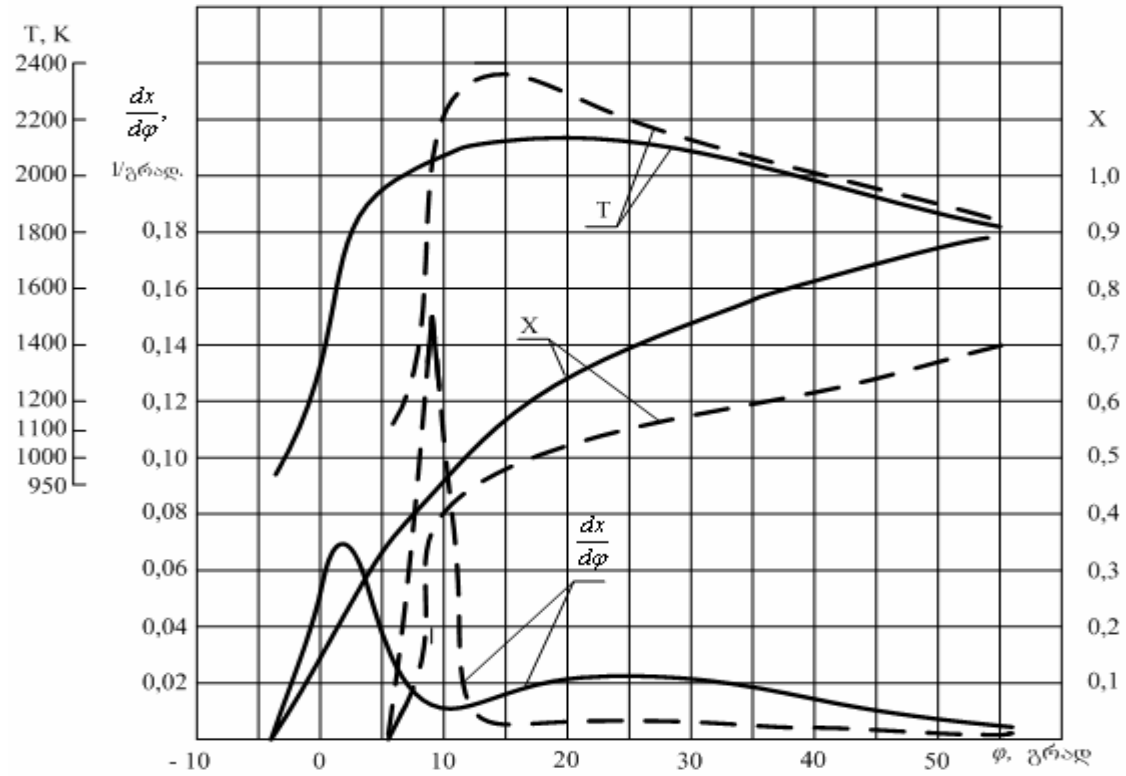
ნახ. 4.1. ქსქ-4540-ის დიზელის ინდიკატორული დიაგრამა:
 $n = 1200$ ბრ/წთ, $P_i = 0,612$ მპა, $P_Z = 5,66$ მპა, $\varphi_{on} = 14^\circ$, $\varphi_Z = 7^\circ$.



ნახ. 4.2. ქსე-4540-ის დიზელის ინდიკატორული დიაგრამა:
 $n = 1500$ ბრ/წთ, $P_i = 0,633$ მკვა, $P_z = 5,64$ მკვა, $\varphi_{on} = 14^\circ$, $\varphi_z = 11^\circ$



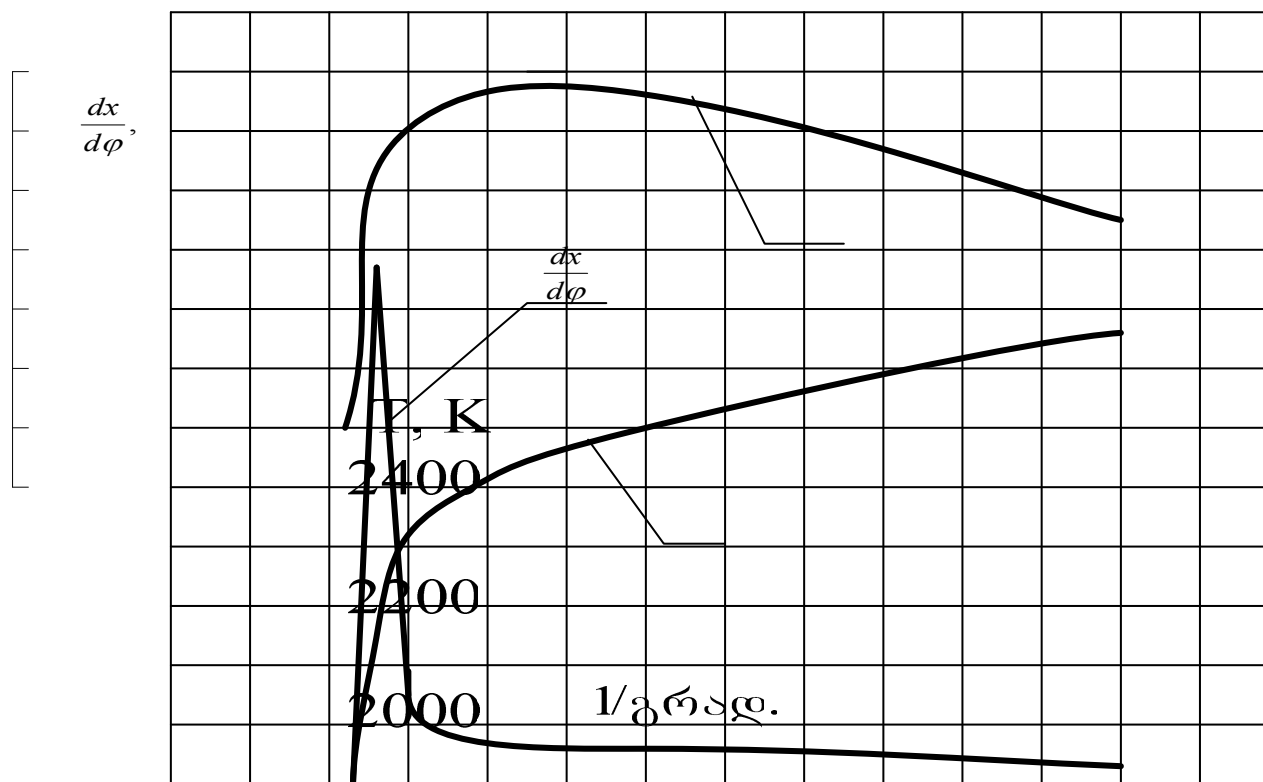
ნახ. 4.3. ქსქ-4540-ის დიზელის ინდიკატორული დიაგრამა:
 $n = 2200$ ბრ/წთ, $P_i = 0,701$ მპა, $P_Z = 5,75$ მპა, $\varphi_{on} = 14^\circ$, $\varphi_Z = 11^\circ$



ნახ.4.4. ქსე-4540-ის დიზელის ცილინდრში სითბოგამოყოფის პროცესის მახასიათებლები.

$$n=2200\text{ბრ/წთ}, \quad \varphi_{\text{on}} = 14^\circ.$$

———— $H=7000$, - - - - - $H=35000$.

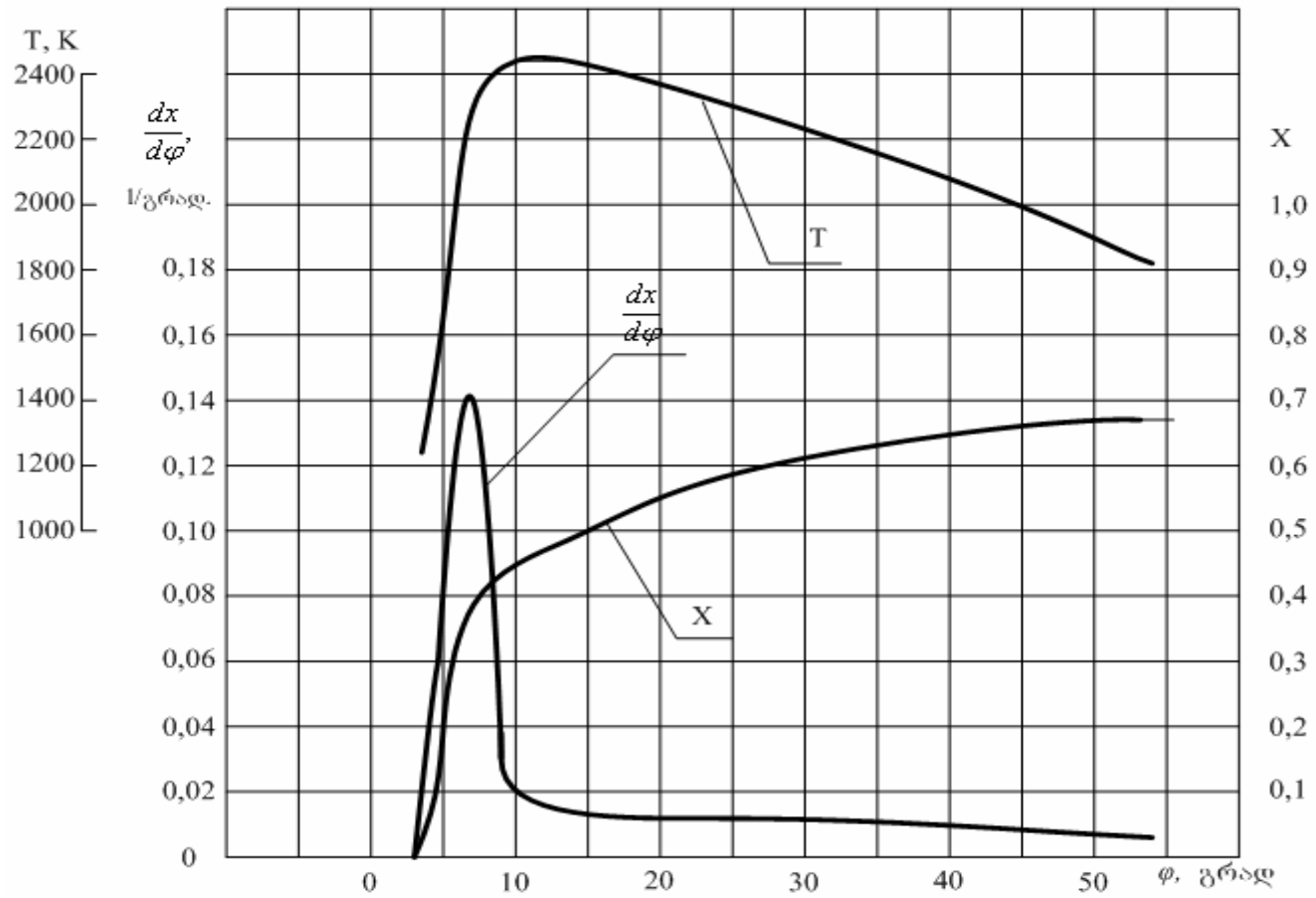


ნახ.4.5. ქსე-4540-ის დიზელის ცილინდრში სითბოგამოყოფის პროცესის მახასიათებლები.

1600-3500მ, $n=1200$ რ/წმ, $\varphi_{opt} = 16^\circ$.

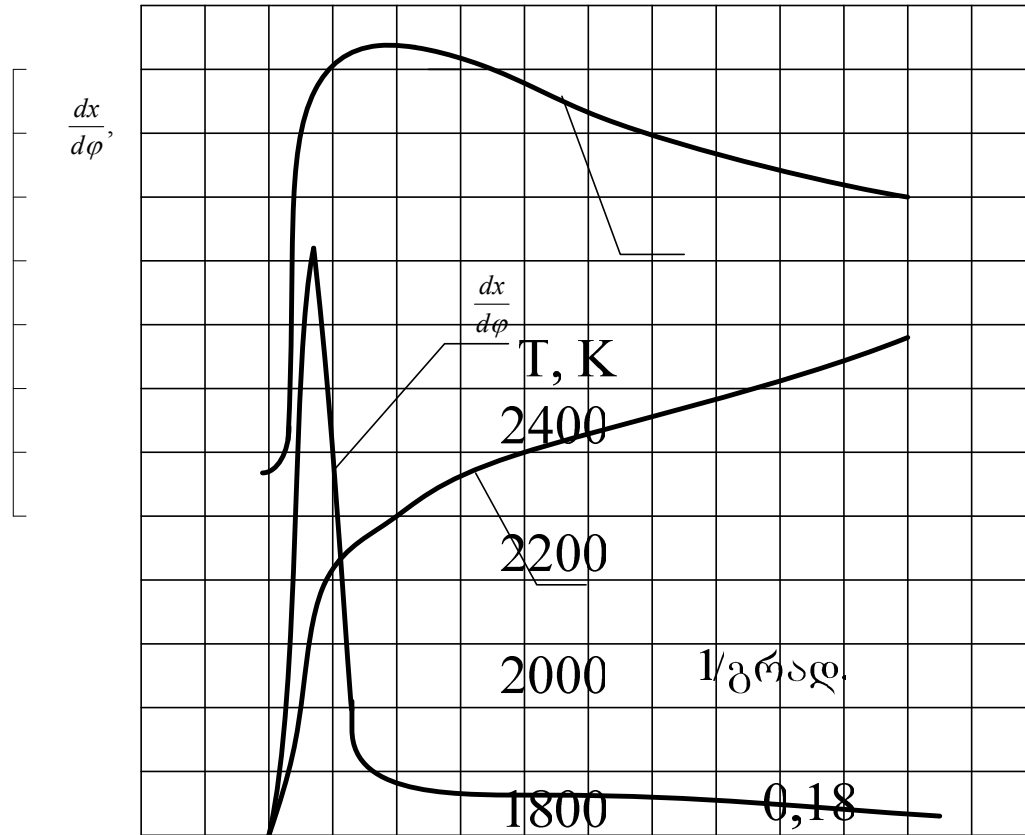
1400 0,14

1200 0,12



ნახ. 4.6. ქსქ-4540-ის დიზელის ცილინდრში სითბოგამოყოფის პროცესის მახასიათებლები.

$H=3500\text{მ}$, $n=1800\text{ბრ/წთ}$, $\varphi_{\text{on}} = 16^\circ$.



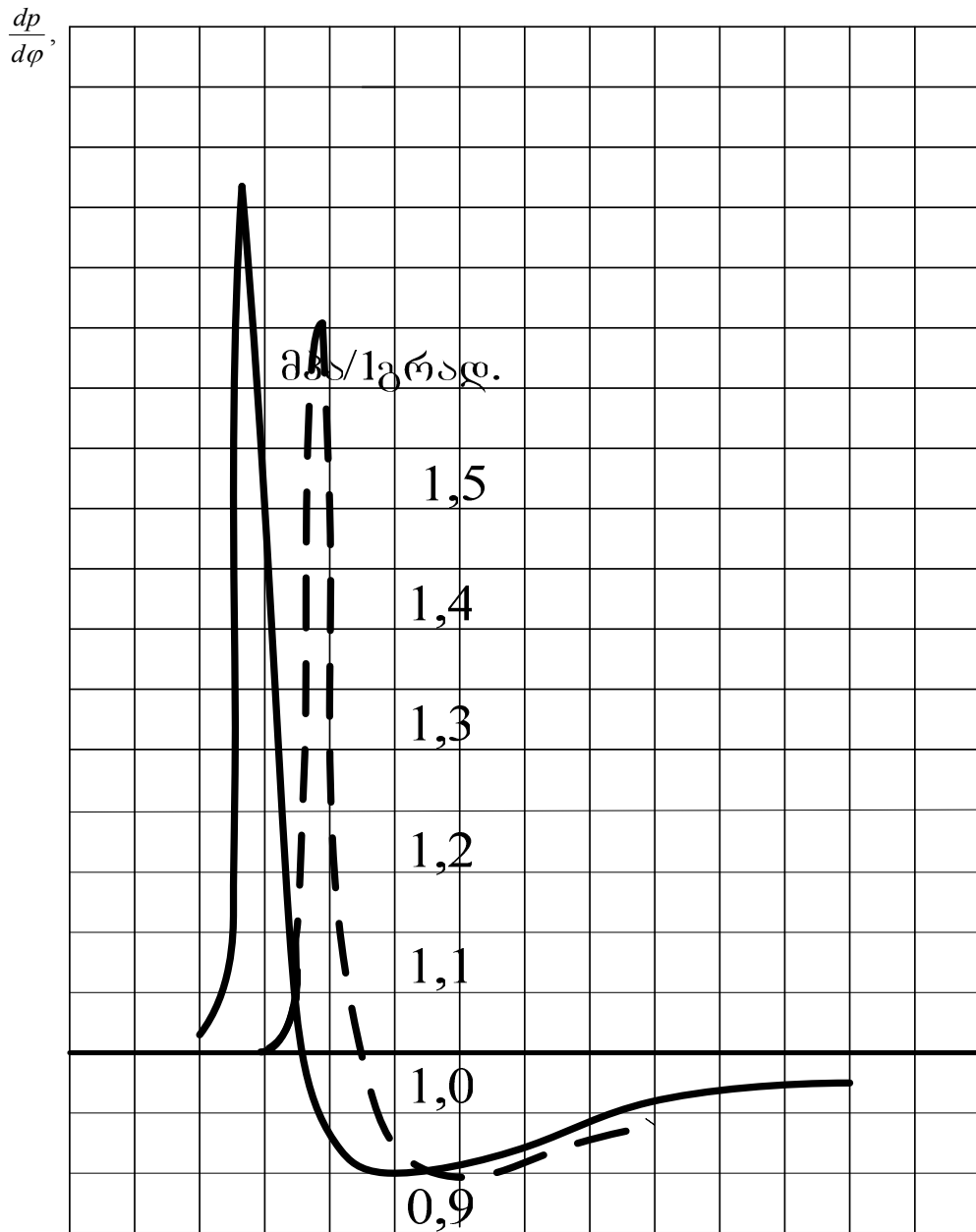
ნახ.4.7. ქსე-4540-ის დიზელის ცილინდრში საბოლოო მოცულობის ცვლილების მახასიათებლები.

$H=3500\text{მ}$, $n=2200\text{ბრ/წთ}$, $\varphi_{\text{მთ}} = 18^\circ$.

1400 0,14

1200 0,12

1000 0,10



ნახ. 4.8. ქსქ-4540-ის დიზელის ცილინდრში წნევის ზრდის დინამიკა

————— $\theta = 7200$ ბრ/წთ; $\varphi_{on} = 16^\circ$.
 ----- $n = 2200$ ბრ/წთ; $\varphi_{on} = 14^\circ$.

დგუმ-ცილინდრის ჯგუფის დეტალების ტემპერატურის ზრდასთან და ნამუშევარი აირების ტემპერატურის მატებასთან.

მოყვანილი დიაგრამებიდან ჩანს, რომ შეფრქვეული საწვავის დაუწვავი წილი სასიმალო პირობებში იზრდება, რის გამოც გაიზრდება ძრავას ბოლვიანობა, რაც სპეციალურმა გაზომვებმა დაადასტურა.

მუშა პროცესის მნიშვნელოვან ცვლილებებს სასიმალო პირობებში მიყვავართ გაგრილების სისტემაში სითბოს დანაკარგებთან, ინდიკატორული დიაგრამების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ ციკლის მაქსიმალური წნევა სასიმალო პირობებში P_{ZH} ნაკლებია ჩვეულებრივ პირობების მნიშვნელობაზე P_{Zo} დახლოებით იმ რიგით, როგორც განსხვავდება კუმშვის ტაქტის ბოლო წნევის P_{CH} და P_{Co} . ამავე დროს ტემპერატურა T_{CH} მეტია T_{Co} -ზე, ხოლო წვის მაქსიმალური ტემპერატურა სასიმალო პირობებში T_{ZH} მნიშვნელოვნად აღემატება T_{Zo} -ს.

იგივე შეიძლება ითქვას ნამუშევარი აირების ტემპერატურაზე, რომელიც იზრდება ზღვის დონიდან სიმალოს მატებასთან ერთად რაც სხვა ფაქტორებთან ერთად განპირობებულია სამუშაო ნარევის ერთეულზე გაზრდილი ენერჯის მიწოდებით.

ძრავას ცილინდრში გაზების ტემპერატურის მნიშვნელობა 2400-2500 K აღწევს. ასეთ პირობებში იცვლება ქიმიური რეაქციების კინეტიკა. კერძოდ მცირდება წონასწორობის კონსტანტების მნიშვნელობები მრავალკომპონენტური ნარევისათვის, რაც იგივეა რომ ეცემა ქიმიური სისტემის წონასწორობის დონე, მისი მიდრეკილება რეაქციისადმი, რასაც მიყვავართ წვის სიჩქარის მკვეთრ შემცირებასთან, დაბალი სიჩქარეებით წვის გაფართოების ტაქტის გაგრძელებასთან და საბოლოოდ არასრულ წვასთან. $H = 3500$ მ სიმაღლეზე გამოყოფილი სითბოს წილი მხოლოდ $0,65 \pm 0,75$ -ს შეადგენს.

სამუშაო პროცესის განვითარების ასეთი ხასიათი განსაზღვრავს სასიმალო პირობებში ინდიკატორული მქკ-ის η_i მნიშვნელოვან შემცირებას. მცირდება განვითარებული ინდიკატორული სიმძლავრე N_i და იზრდება საწვავის ინდიკატორული კუთრი ხარჯი g_i . ნამუშევარი აირების ტემპერატურა და ძრავას ძირითადი დეტალების ტემპერატურები სწრაფად

აღწევნ ზღვრულ მნიშვნელობებს, რომელთა მიღმაც იზრდება ცვეთის დონე და ძრავას წყობიდან გამოსვლის ალბათობა.

4.2. სასიმალო პირობების გავლენა ძრავას ეფექტურ მაჩვენებლებზე

ქვემოთ მოყვანილია ქსქ-4540-ის დიზელის სასიმალო პირობებში ექსპერიმენტული კვლევების შედეგები, განხილულია ეფექტური სიმძლავრის, ეკონომიურობისა და ეკოლოგიური (ბოლვადობის) მაჩვენებლების ცვალეზადობათა კანონზომიერებები.

როგორც ჩატარებული ექსპერიმენტები გვიჩვენებს და მოსალოდნელიც იყო ზღვის დონიდან სიმალოს მატება არსებით გავლენას ახდენს დიზელის ენერგო-ეკონომიურ მაჩვენებლებზე: ზღვის დონიდან სიმალოს ზრდასთან ერთად სამუშაო პროცესის დარღვევის გამო აღინიშნება ეფექტური სიმძლავრის N_e -ს ვარდნა და საწვავის კუთრი ეფექტური ხარჯის g_e -ს ზრდა, იზრდება ნამუშევარი აირების ტემპერატურა და ძრავას ბოლვიანობა (ნახ. 4.9-4.11).

საწვავმიწოდებელი ტუმბოს უცვლელი რეგულირებისას გარემომცველი ჰაერის სიმკვრივის შემცირება უპირველესად ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე აისახება, რომელიც $H=3500$ მ სიმალოსათვის 0,8-0,9-მდე ეცემა. წვის პროცესისათვის აუცილებელი ჰაერის და ჟანგბადის ნაკლებობა, როგორც ზემოთ აღინიშნა, მკვეთრად აუარესებს სამუშაო პროცესს და დიზელი მუშაობს ბოლვის ზღვარს მიღმა. ბოლვიანობის დონე ხარტრიჯის შკალით $\approx 90-100$ %-მდე იზრდება. შეიძლება ვთქვათ, რომ სამუშაო პროცესის სრულყოფის ძირითადი კრიტერიუმი ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტია და სავსებით შეგვიძლია დავეთანხმოთ აღნიშნული პრობლემის მკვლევარებს სასიმალო პირობებში საწვავმიწოდებელი აპარატურის აუცილებელი კორექტირების შესახებ, თუ რა თქმა უნდა

სპეციალური ზომები არ არის მიღებული ძრავას მუშაობის პირობების გაუმჯობესებისათვის.

თუ განვიხილავთ სიჩქარით რეჟიმს, თვალნათლივია, რომ სიმძლავრის ვარდნა და საწვავის კუთრი ხარჯის ზრდა უფრო ინტენსიურად მიმდინარეობს მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის დაბალი მნიშვნელობების დროს, რის გამოც ხდება მაბრუნე მომენტის მრუდის დეფორმაცია სასიმალო პირობებში მუშაობის დროს. მაბრუნე მომენტის მრუდის მაქსიმუმი $n=1600\div 1800$ ბრ/წთ (700 მ სიმაღლეზე) გადაინაცვლებს მარჯვნივ, ჯერ $n=1800\div 2000$ ბრ/წთ დიაპაზონისაკენ (2500 მ სიმაღლეზე), ხოლო შემდეგ მომენტი თავის მაქსიმუმს ნომინალურ რეჟიმის შესაბამის ბრუნვის სიხშირეზე $n=2500$ ბრ/წთ დროს აღწევს, რაც ძირითადად დაბალ სიჩქარით რეჟიმებზე ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის დაბალი მნიშვნელობებითაა განპირობებული. შესაბამისად სხვადასხვა ინტენსიობით იზრდება საწვავის კუთრი ხარჯი: $n=1000\div 1200$ ბრ/წთ დროს 700-3500 მ სასიმალო დიაპაზონში g_e იზრდება საშუალოდ 50%-ით მაშინ, როცა სიმაღლის იმავე დიაპაზონში ცვალებადობა ნომინალურ სიჩქარის მახლობლად იწვევს დაახლოებით 30%-ით საწვავის კუთრი ხარჯის ზრდას. დაახლოებით მსგავსი კანონზომიერება აღინიშნება ბოლვადობის მრუდის განხილვისას.

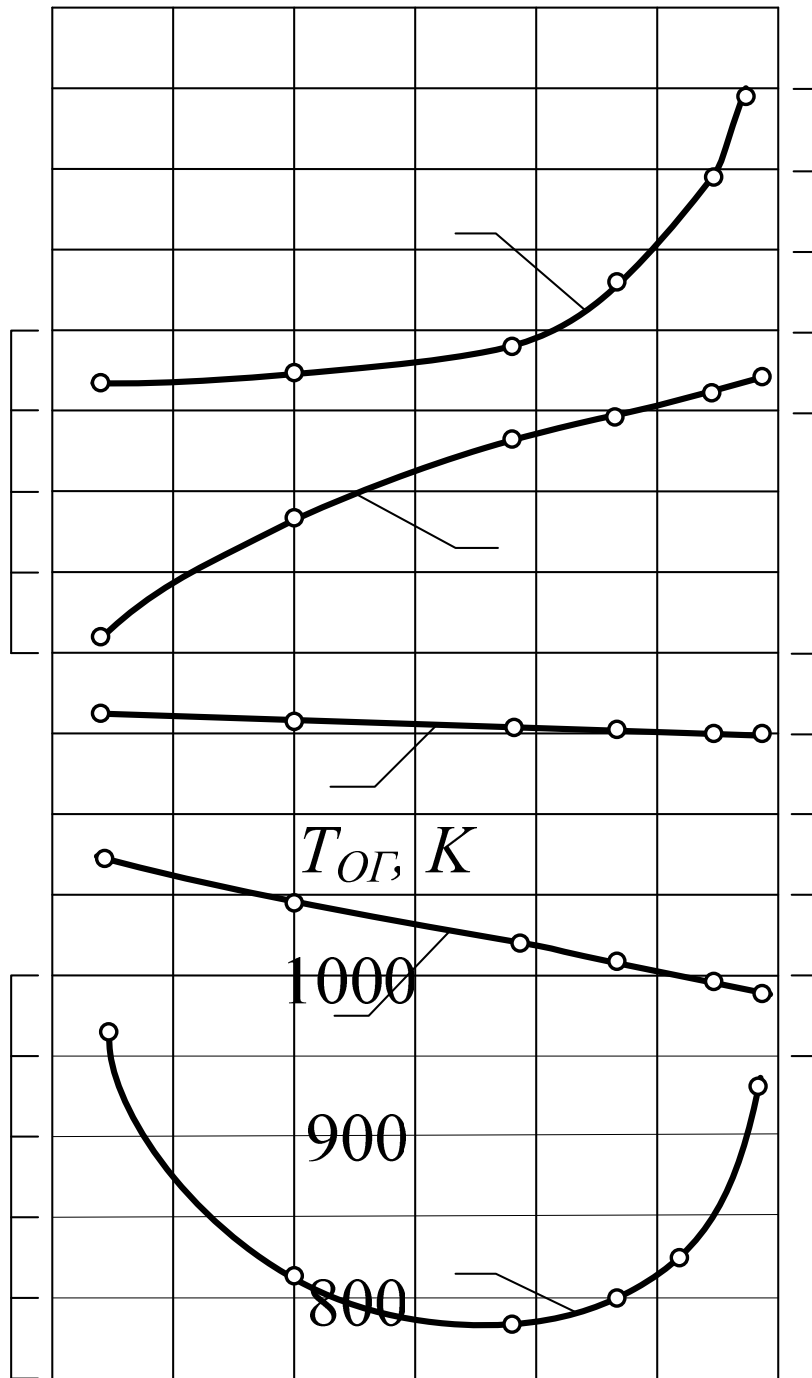
აღსანიშნავია, რომ ნამუშევარი გაზების ტემპერატურა სასიმალო პირობებში ციკლის საშუალო ტემპერატურების ზრდის კვალდაკვალ იზრდება, მაგრამ მაქსიმალური მომენტის შესაბამის რეჟიმებზე $H = 3500$ მ სიმაღლეზე ტემპერატურა აღარ იზრდება, რაც გამოწვეულია ჟანგბადის დიდი დანაკლისის გამო დაუწვავი საწვავის წვის ზრდით.

როგორც ადრე აღვნიშნეთ, სასიმალო პირობებში მუშაობის დროს მცირდება მექანიკური დატვირთვები, მაგრამ იზრდება მისი თბური დამაბულობა, რაც ზემოთქმულიდან გამომდინარე გამოწვეულია ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის შემცირებითა და წვის პროცესის გაფართოების ხაზისაკენ გადაწევით. ლაბორატორიული საგან განსხვავებით, რეალურ

სასიმაღლო პირობებში მდგომარეობას კიდევ უფრო ამძიმებს გაგრილების სისტემის არაფეფექტურობა, ვინაიდან გარემომცველი ჰაერის სიმკვრივის შემცირება იწვევს ძრავას გაგრილების სისტემის რადიატორის ზედაპირისაგან სითბოს გადაცემის კოეფიციენტის ვარდნას. ამავე დროს მნიშვნელოვნად მცირდება ვენტილიატორის მიერ შეწოვილი და რადიატორში გამავალი ჰაერის მასური ხარჯი. ყველაფერი ეს ხელს უწყობს დგუმ-ცილინდრის ჯგუფის დეტალების ტემპერატურების ზრდას.

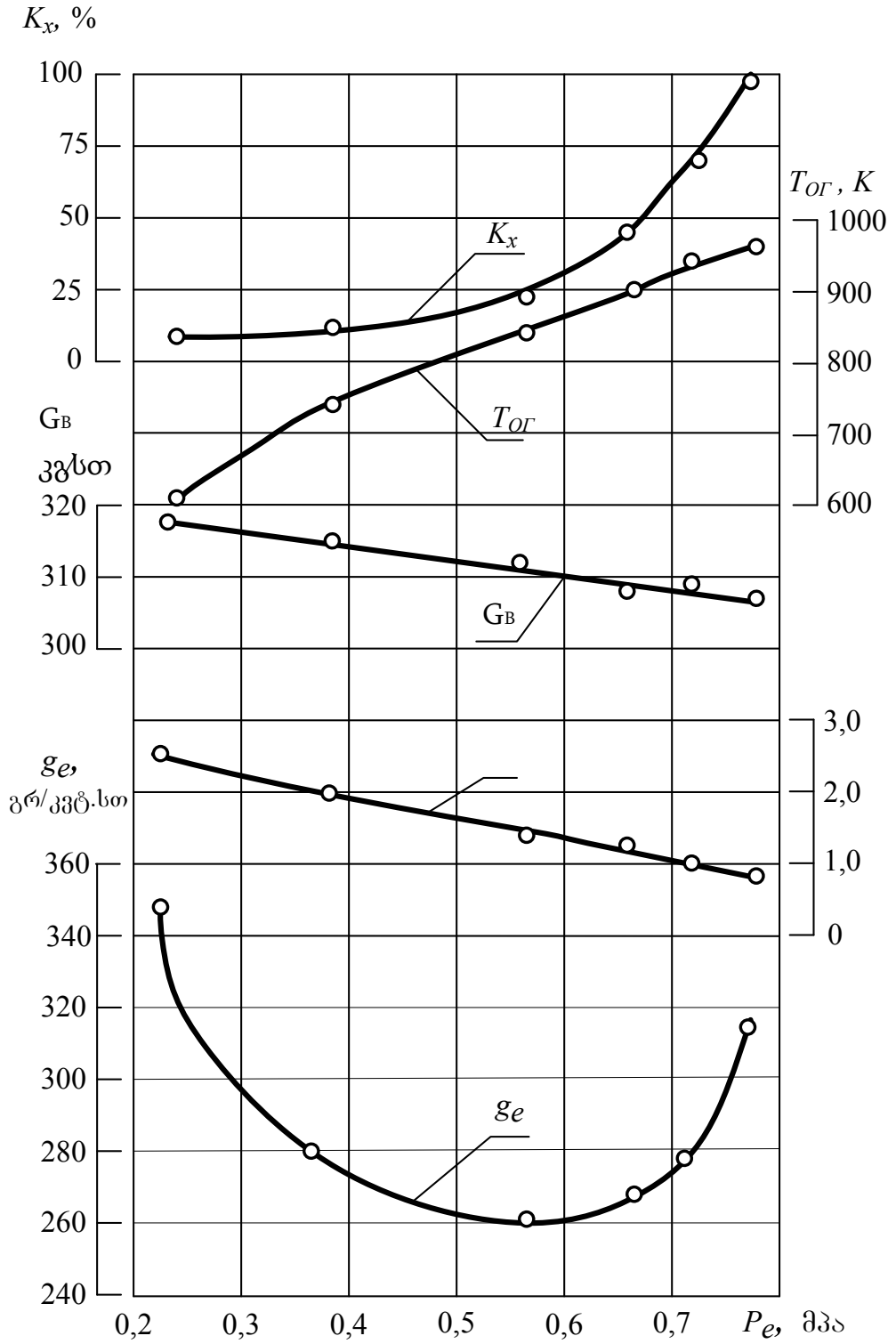
გაანგარიშებები პროფ. კოსტინის მეთოდის [58] მიხედვით გვიჩვენებს, რომ დგუმის თავის ტემპერატურამ ზღვრულ სიმაღლეზე 580-610 K შეიძლება მიაღწიოს. ცხადია, მექანიკურად დამაბული დეტალების ტემპერატურების ზრდას დაუყოვნებლივ მოყვება მათი მუშაობის რესურსის მკვეთრი შემცირება.

ზღვის დონიდან მაღალ სიმაღლეებზე დიზელის ექსპულატაციისას აღსანიშნავია შემდეგი გარემოება: ზღვის დონიდან სიმაღლის მატებასთან ერთად წნევის შემცირების გამო შევსებისა და განდევნის ტაქტებისას მცირდება ტუმბოსებური დანაკარგები. ამავე დროს წვის მაქსიმალური წნევისა და საერთოდ ციკლის საშუალო წნევის შემცირების გამო მცირდება დატვირთვები და შესაბამისად ხახუნი, დგუმის რგოლების და სარდენი საკისრების. ჰაერის სიმკვრივის შემცირების გამო მნიშვნელოვნად იკლებს ვენტილატორის აძვრაზე დახარჯული ენერგია. ყველაფერ ამას მივყავართ მექანიკური დანაკარგების შემცირებასთან. ცხადია, რომ არა ეს მოვლენა, დიზელის ეფექტური მაჩვენებლების გაუარსება უფრო მასშტაბური იქნებოდა. ამიტომ სასიმაღლო პირობებში დიზელის მუშაობის თავისებურებების ანალიზისა და მისი მუშაობის მოდელირების საკითხების დამუშავებისას აუცილებელია გავითვალისწინოთ მექანიკური დანაკარგების ცვლილება. ნახ. 4.12-ზე მოყვანილია ქსქ-4540-ის დიზელის მექანიკური დანაკარგების გადასალახად საჭირო სიმძლავრე მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირისაგან დამოკიდებულებით ორ სხვადასხვა სიმაღლეზე. მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის შემცირებისა და ზღვის



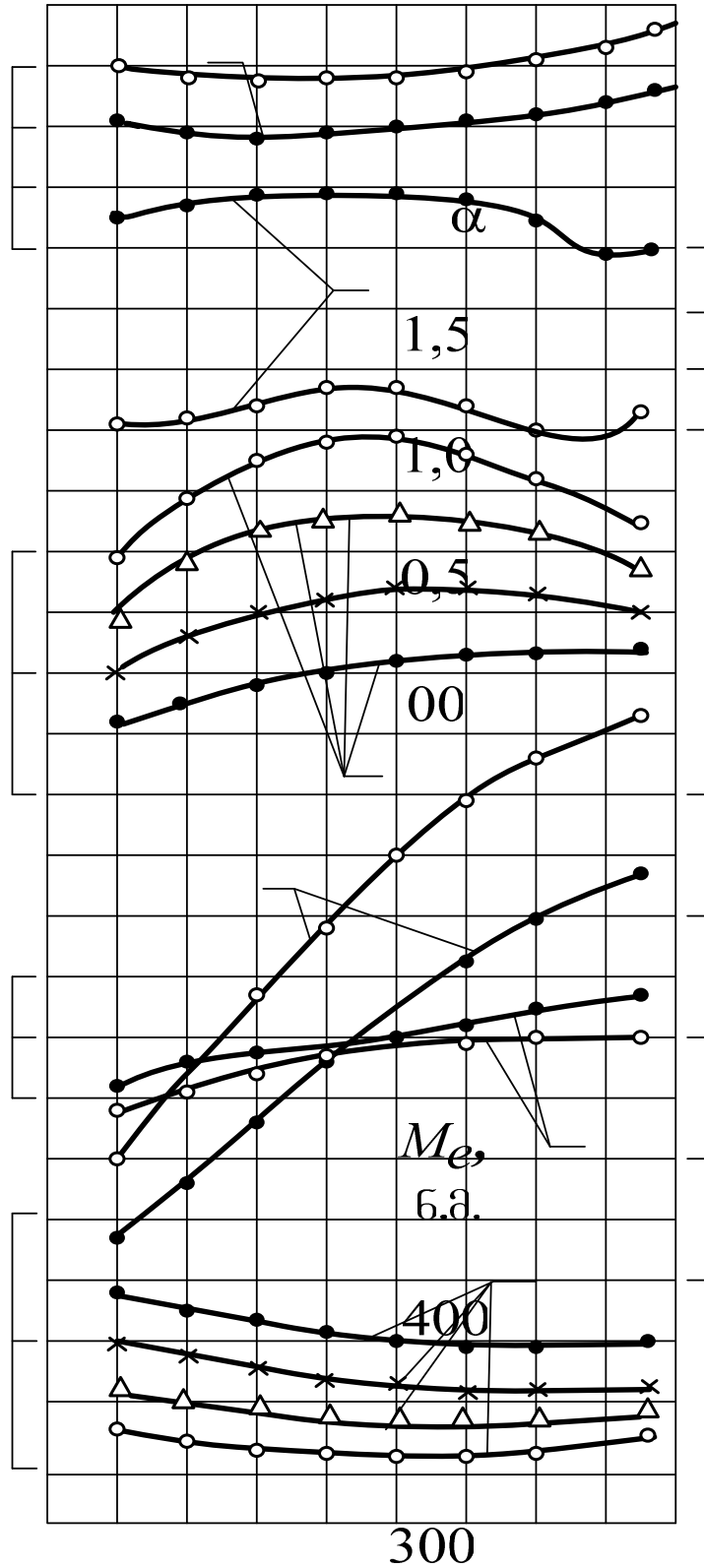
ნახ. 4.9. ქსე-4540-ის დიზელის სადატვირთო მახასიათებელი
 $H = 3500$ მ, $n = 2200$ ბრ/წთ;

600



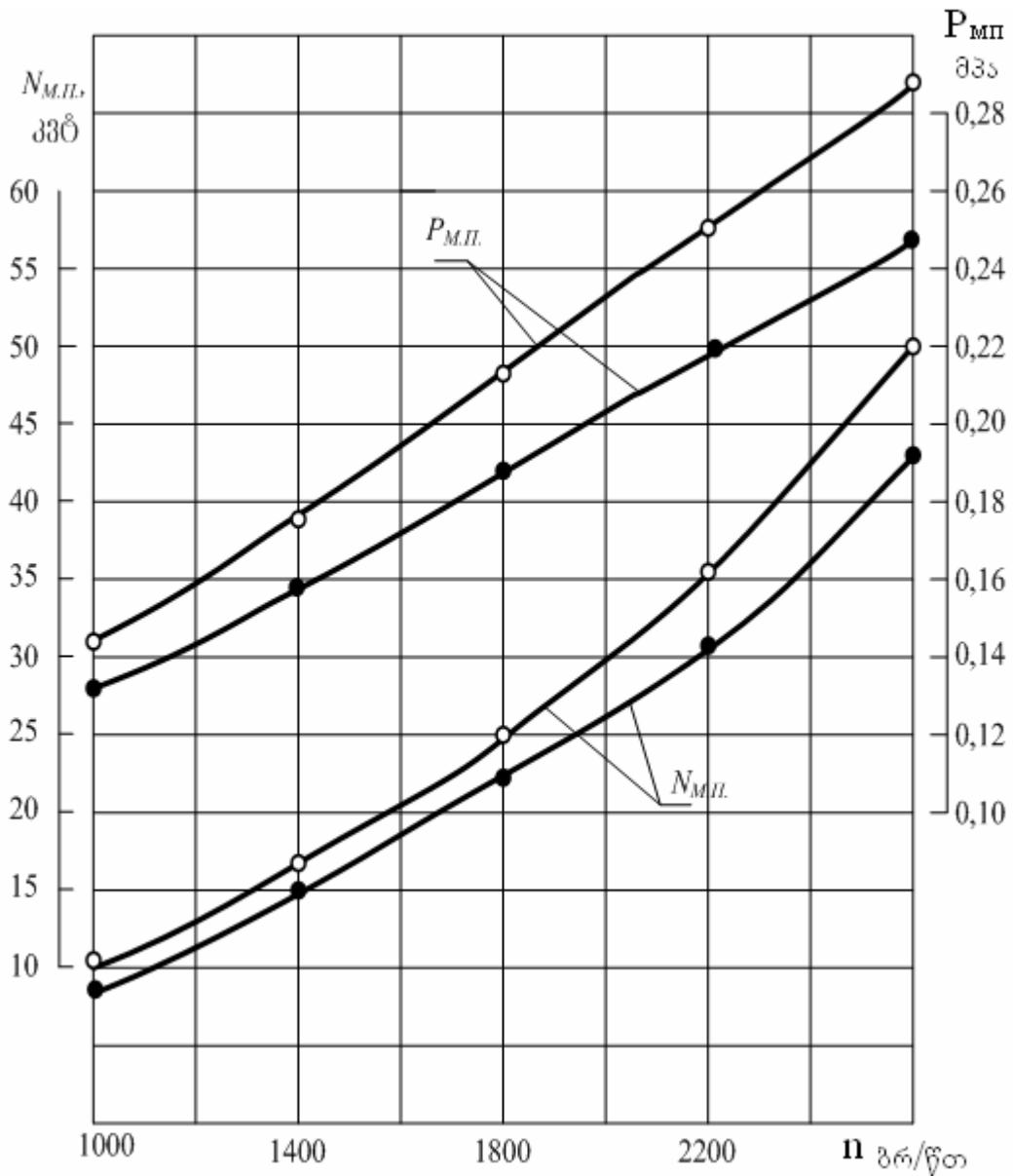
ნახ. 4.10. ქსე-4540-ის დიზელის სადატვირთო მახასიათებელი

$H = 3500$ მ, $n = 2200$ ბრ/წთ;



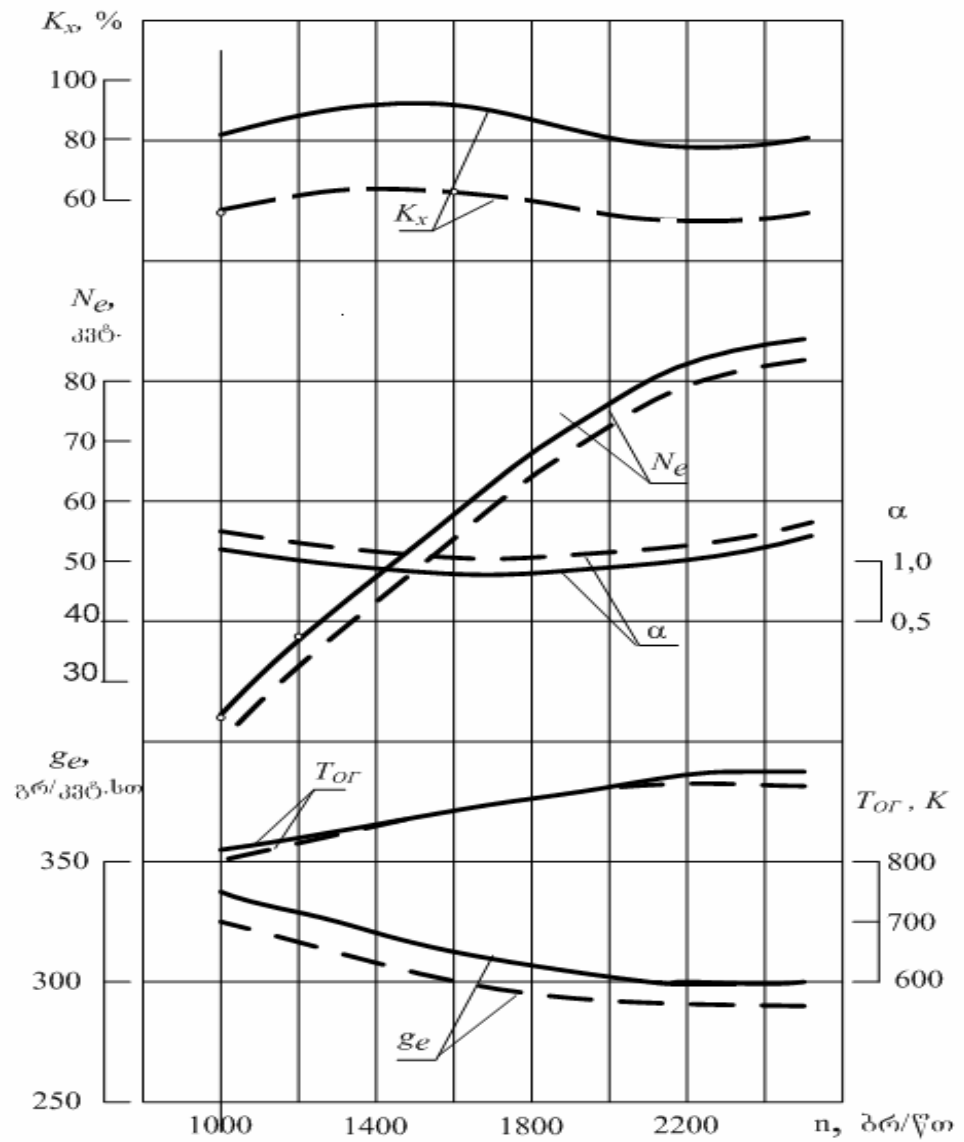
ნახ. 4.11. ქსე-4540-ის დიზელის გარე სიჩქარითი მახასიათებლები სხვადასხვა

სიმაღლეზე მუშაობის დროს
 —○— $H=0$ მ, —×— $H=1500$ მ,
 —●— $H=2500$ მ, —△— $H=3500$ მ.



ნახ. 4.12. ქსკ-4540-ის დიზელის მექანიკური დანაკარგებისა და მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის დამოკიდებულება
 —○— $H=700$ მ, —●— $H=3500$ მ

დონიდან სიმაღლის ზრდისას მექანიკური დანაკარგების სიმძლავრე მცირდება მაგ. $n=2600$ ბრ/წთ დროს $H=3500$ მ სიმაღლეზე N_{MII} არის 43,2 კვტ, მაშინ, როდესაც მისი საწყისი მნიშვნელობა ($H=700$ მ) 50 კვტ-ს შეადგენდა, სიმძლავრის ვარდნა $n=2600$ ბრ/წთ დროს შეადგენს 17,6 %-ს.



ნახ. 4.13. ქსკ-4540-ის დიზელის სიჩქარითი მახასიათებლები ზღვის დონიდან
 3500 მ სიმაღლეზე მუშაობის დროს საწვავის ტუმბოს უცვლელი რეგულირების დროს
 ————— $G_T=const$.----- $\alpha=\alpha_{const}$.

მკვლევარების ნაწილი თვლის, რომ მექანიკური დანაკარგების საშუალო წნევა და სიმძლავრე ნაკლებადაა დამოკიდებული დატვირთვაზე

და ძირითადად მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის მნიშვნელობით განისაზღვრება.

ჩვენს მიერ მოყვანილი მონაცემები კიდევ ერთხელ დამაჯერებლად ადასტურებს გარემომცველი ჰაერის პარამეტრების ცვალებადობის მექანიკურ დატვირთვებზე გავლენის გათვალისწინების აუცილებლობას $n=const$ დროსაც.

4.3. სასიმაღლო პირობებში ქსქ-4540 დიზელის მახასიათებლების გაუმჯობესების გზები

ჩატარებული ექსპერიმენტული კვლევები საშუალებას გვაძლევს ჩამოვაყალიბოთ ქვემოთ ჩამოთვლილი ღონისძიებები საავტომობილო, თავისუფალი შევსების მქონე დიზელის სასიმაღლო პირობებში საექსპლუატაციო მახასიათებლების გაუმჯობესების შესახებ.

4.3.1. სასიმაღლო პირობებში საწვავის ციკლური ხარჯის რეგულირება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის გარკვეულ ზღვრებში შენარჩუნების მიზნით

$1.\alpha=const$. ამ შემთხვევაში ზღვის დონიდან სიმაღლის მატებისას, საწვავის ციკლური ხარჯის სათანადო შემცირებით დაცულია ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მუდმივობის პირობა. ამ მეთოდის გამოყენებისას სასიმაღლო პირობებში მკვეთრად მცირდება თბური და მექანიკური დატვირთვები ძრავას ძირითად დეტალებზე, უმჯობესდება საწვავის კუთრი ხარჯი, მაგრამ ამავე დროს აღინიშნება ეფექტური სიმძლავრის N_e მნიშვნელოვანი ვარდნა, რის გამოც ეს მეთოდი რიგ შემთხვევებში მიუღებლად უნდა ჩაითვალოს.

2. $\alpha = \alpha_{opt}$. ზემოთაღწერილი შემთხვევის მსგავსად ზღვის დონიდან სიმაღლის მატებისას საწვავის ციკლური ხარჯის კორექტირებით მიიღწევა ძრავას მუშაობა ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ოპტიმალური სიდიდის შენარჩუნებით.

ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ოპტიმალური სიდიდე შეესაბამება დიზელის ბოლვიანობის ზღვარს და აღსანიშნავია ის გარემოება, რომ სასიმაღლო პირობებში მისი სიდიდე რამდენადმე ნაკლებია დაბალ სიმაღლეებზე მუშაობისას მიღებულ α_{opt} -ის მნიშვნელობებზე. შესაბამისად ზღვის დონიდან სიმაღლის მატებასთან ერთად სიმძლავრის ვარდნა უფრო ნაკლები ინტენსივობით მიმინარეობს, ვიდრე $\alpha = const$ შემთხვევაში. შესაბამისად, მიუხედავად სიმძლავრის ვარდნისა, საწვავმიწოდებელი ტუმბოს რეგულირება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ოპტიმალური მნიშვნელობის შენარჩუნებით შეიძლება უფრო მისაღები აღმოჩნდეს სხვა რეჟიმებთან შედარებით, ვინაიდან საწვავის კუთრი ხარჯი მნიშვნელოვნად უკეთესია ვიდრე $G_T = const$ რეჟიმზე მუშაობის დროს (ნახ. 4.12). რაც შეეხება ნამუშევარი აირების ტემპერატურას, ის რამდენადმე ნაკლებია $\alpha = \alpha_{opt}$ რეჟიმზე მუშაობის დროს, მაგრამ საგრძნობი სხვაობა არ მიიღწევა, ხოლო გარკვეულ სიჩქარით დიაპაზონში ($n = 1400 \div 1900$ ბრ/წთ) , თითქმის არ განსხვავდება, რაც გამოწვეულია $\alpha = \alpha_{opt}$ რეჟიმზე ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის გაზრდითა და წვის პროცესის გაუმჯობესებით. შევნიშნოთ რომ $G_T = const$ რეჟიმის დროს ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ძალზე დაბალი მნიშვნელობებისას მაქსიმალური მომენტის შესაბამის ბრუნთა რიცხვებზე საწვავის საკმაოდ დიდი ნაწილი დაუწვავი რჩებოდა, რაც ციკლისა და შესაბამისად ნამუშევარი გაზების ტემპერატურის ზრდას აფერხებდა.

4.3.2. საწვავის შეფრქვევის კუთხის რეგულირება

დიზელის სიმძლავრისა და ეკონომიურობის მაჩვენებლებზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს საწვავის შეფრქვევის კუთხის ოპტიმალური მნიშვნელობა, რომელიც თავის მხრივ საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდთანაა დაკავშირებული. როგორც ადრე აღვნიშნავდით სხვა თანაბარი პირობებისას თვითაალების დაყოვნების პერიოდის მნიშვნელობა დამოკიდებულია კუმშვის ტაქტის ბოლოს წნევასა და ტემპერატურაზე, ანუ იმ ფაქტორებზე, რომლებიც იცვლებიან ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობასთან ერთად.

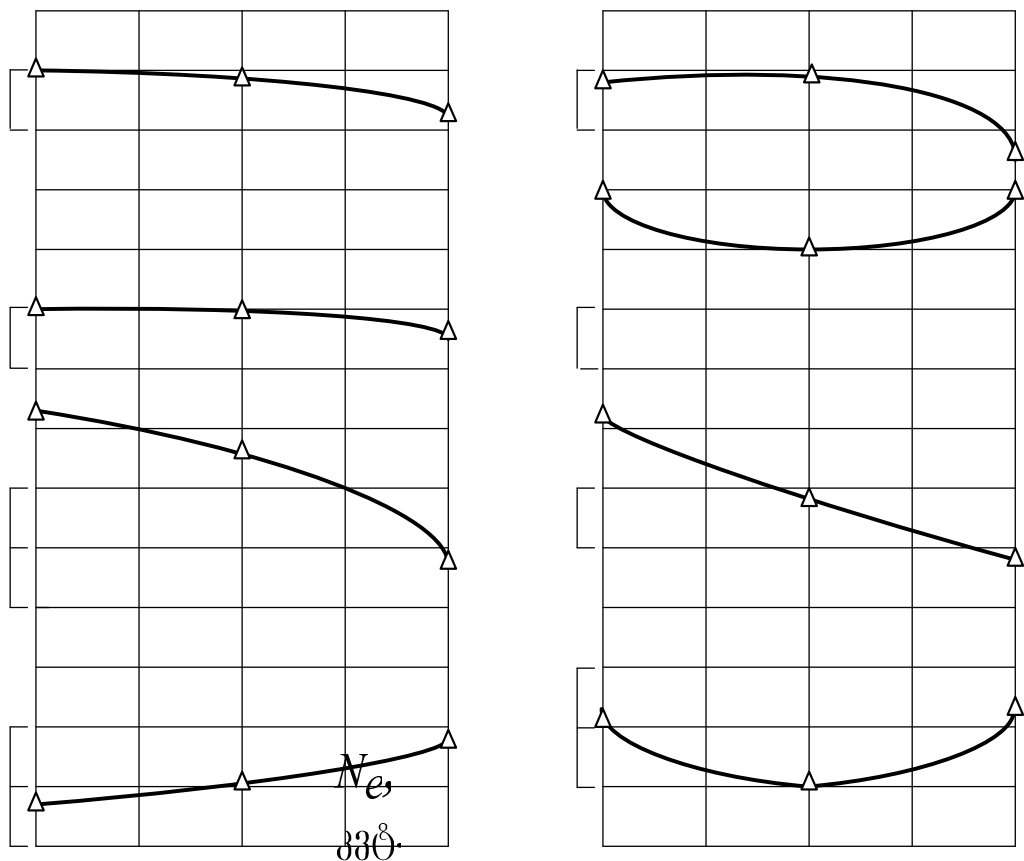
ძრავას ცილინდრში საწვავის შეფრქვევის წინასწრების კუთხე ახდენს დიდ გავლენას ისეთ პროცესებზე, როგორებიცაა ცილინდრში წნევის ზრდის სიჩქარე, წვის ხანგრძლივობა და სისრულე, ციკლის მაქსიმალური წნევა, ნამუშევარი გაზების ტემპერატურა და ძრავას ძირითადი დეტალების ტემპერატურები, ძრავას ხანგამძლეობის მაჩვენებლები. მაგალითად, ინდიკატორული დიაგრამების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ საწვავის შეფრქვევის კუთხის 18-დან 22⁰-მდე ზრდას მიყვავართ საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდის 6⁰-ით შემცირებასთან მუხლა ლილვის ბრუნვის მიხედვით, ციკლის მაქსიმალური წნევა იზრდება 0,85 მპა-თი და ეს იწვევს საშუალო ინდიკატორული წნევისა P_i და ინდიკატორული სიმძლავრის N_i ზრდას.

მიუხედავად ამისა, ეფექტური სიმძლავრის N_e მნიშვნელოვანი ზრდა არ შეინიშნება. ეს აიხსნება იმ გარემოებით, რომ გაზების წნევის ზრდას თან სდევს მექანიკურ დანაკარგებზე სიმძლავრის N_m ზრდა, რაც $n=const$ დროს ინდიკატორული სიმძლავრის ზრდის პროპორციულია. შესაბამისად სხვაობა

$$N_e = N_i - N_m$$

ან მცირედ ან საერთოდ არ იცვლება.

დაახლოებით იგივე სურათია სასიმალო პირობებში მუშაობის დროს (ნახ. 4.14.) $H = 3500$ მ სიმაღლეზე მოხსნილი სარეგულაციო მახასიათებლების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ ოპტიმალური შეფრქვევის წინსწრების კუთხის მნიშვნელობა, რომლის დროსაც ძრავა ავითარებს მაქსიმალურ სიმძლავრეს და აქვს მინიმალური საწვავის ხარჯი, ახლოს არის საბაზო მნიშვნელობასთან $\phi_{\text{ობტ}}=18^\circ$, რომელსაც ქარხანა დამამზადებელი უყენებს ქსქ-4540 დიზელს. ასე მაგალითად ზღვის დონიდან 3500 მ სიმაღლეზე და $n=2500$ ბრ/წთ სიხშირისას საწვავის



50

ნახ.4.14 ქსქ-4540-ის დიზელის სარეგულაციო მახასიათებელი $H=3500$ მ
48 სიმაღლეზე:

- ა) $n=1500$ ბრ/წთ, $G_T=10,4$ კგ/სთ=const
- ბ) $n=2500$ ბრ/წთ, $G_T=25,4$ კგ/სთ=const

შეფრქვევის ოპტიმალური კუთხეა $\varphi_{\text{ოპტ}}=20^{\circ}$, ანუ მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხის 2° -ით განსხვავდება საწყისი მნიშვნელობისაგან.

როგორც პირველ თავში იყო აღნიშნული, ჩვენს მიერ ჩატარებულმა ცდებმა ტურბოჩაბერვით აღჭურვილი ძრავასათვის აჩვენა, ამ ტიპის დიზელების საწვავის წინსწრების შეფრქვევის კუთხის მნიშვნელობა არ არის დამოკიდებული ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობაზე. ამავე დროს მრავალი ადრე შესრულებულ სამუშაოთა ავტორი მიუთითებს ამ კუთხის გაზრდის აუცილებლობაზე ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად თავისუფალი შევსების მქონე დიზელებისათვის, ანუ ისეთისათვის, როგორცაა ჩვენს მიერ განხილული ქსქ-4540.

როგორც წარმოდგენილი ექსპერიმენტული მასალა გვიჩვენებს ეს მოსაზრება მხოლოდ ნამუშევარი აირების ტემპერატურის მიმართ შეიძლება ჩავთვალოთ მართლზომიერად, რომლის სასიმაღლო პირობებში გაზრდილი მნიშვნელობა მცირდება საწვავის შეფრქვევის კუთხის ზრდით.

4.3.3. ჩაბერვის გამოყენება

როგორც პირველი ნაწილის დასკვნებში იყო კონსტანტირებული, ყველაზე ეფექტურ მეთოდად სასიმაღლო პირობებში დაკარგული სიმძლავრის კომპენსაციისათვის თავისუფალი შევსების ძრავების შემთხვევაში არის ჩაბერვა, ანუ ძრავას ცილინდრების იძულებით, ატმოსფერულ წნევაზე მაღალი წნევის მქონე ჰაერით შევსება. ჩაბერვის გამოყენება პირველ რიგში ცვლის ძრავას შევსების პროცესის წინ საწყის პირობებს, რომელთა გაუარესების გამო სასიმაღლო პირობებში ეცემა ძრავას სიმძლავრე და იზრდება საწვავის ხარჯი.

შევსების პროცესის დროს წნევის ამაღლება ზრდის ჰაერის სიმკვრივეს როგორც შევსების, ასევე კუმშვის ტაქტის ბოლოს, ამცირებს საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდს და აღადგენს საწვავის

ნარევის მომზადებისა და წვისათვის საჭირო ოპტიმალურ პირობებს, ამცირებს სასიმალო პირობების უარყოფით გავლენას.

ჩაბერვის დღემდე ცნობილი მეთოდების მოკლე მიმოხილვასაც კი მივყავართ იმ დასკვნამდე, რომ სხვადასხვა სიმაღლეზე მომუშავე საავტომობილო დიზელებისათვის ყველაზე მიზანშეწონილია აირტურბინული ჩაბერვა, რომელიც დღეს ფართოდ გამოიყენება, ოღონდ თავისუფალი შევსების მქონე დიზელების ლიტრული სიმძლავრის გაზრდისათვის. აირტურბინული ჩაბერვის დროს გამოიყენებული მცირე ზომის ტურბინა ნამუშევარი აირების თბურ ენერგიასთან ერთად იყენებს გარემო ატმოსფერულ წნევასა და გაფართოების ტაქტის ბოლოს წნევათა სხვაობას, რომელიც ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად იზრდება. წინა პარაგრაფებში მიღებულია დასკვნა იმის შესახებ, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის მატებასთან ერთად იზრდება ნამუშევარი აირების ტემპერატურა T_{or} , რაც ხელს შეუწყობს ტურბინის სიმძლავრის ზრდას.

აღსანიშნავია, რომ აირტურბინული ჩაბერვისათვის განკუთვნილი აგრეგატი-ტურბოკომპრესორი კონსტრუქციულად საკმაოდ მარტივია, მსუბუქია და საიმედო.

ამავე დროს უნდა აღინიშნოს, რომ როგორც ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში, ასევე ზღვის დონიდან მაღალ სიმაღლეებზე მუშაობისას ძრავას მახასიათებლები მნიშვნელოვნად განისაზღვრება ტურბოკომპრესორის შემადგენელი მანქანების: ტურბინისა და კომპრესორის მახასიათებლებით, ანუ ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობის შედეგად ძრავას მიერ დაკარგული სიმძლავრის კომპენსაციის დონე და ძრავას მახასიათებლები ძირითადად ამ ორი აგრეგატის სწორ შერჩევაზეა დამოკიდებული.

ჩაბერვის აგრეგატის შერჩევა შეიძლება შესრულდეს მისი გაანგარიშების საფუძველზე, თუ გვაქვს ძრავას მახასიათებლები. კომპრესორის, ტურბინისა და ძრავას მახასიათებლების არსებობის შემთხვევაში ტურბოკომპრესორის შერჩევა მიზანშეწონილია მოვახდინოთ

უმუშალოდ ძრავაზე, მისი სიჩქარითი და სადატვირთო მახასიათებლების განსაზღვრის გზით. ამ დროს შეიძლება გამოყენებულ იქნას საბაზო ტურბოკომპრესორის სხვადასხვა მოდიფიკაციები, რომლებიც ერთმანეთისაგან კომპრესორისა და ტურბინის მახასიათებლებით განსხვავდება, რაც უპირველესად მათი გასავალი კვეთებითაა განპირობებული.

წინამდებარე ნაშრომში სამთო პირობებში მომუშავე ქუთაისის საავტომობილო დიზელისათვის ტურბოკომპრესორის შერჩევა განხორციელდა საანგარიშო კვლევებით შემდეგი თანმიმდევრობით: ძრავას თერმოდინამიკური მოდელისა [75] და ჩაბერვის სისტემის გაანგარიშების მეთოდის შეთანწყობა[92]. აღნიშნულ მათემატიკურ მოდელში გათვალისწინებულია ჩვენს მიერ მიღებული თეორიულად განზოგადებული შედეგები, რომლებიც ითვალისწინებს ზღვის დონიდან სიმაღლის გავლენას საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდსა და წვის პროცესზე, ძრავასა და ტურბოკომპრესორის შეთანხმებული მუშაობის მოდელირებისათვის გამოყენებული იქნა პროგრამა, რომელიც ანგარიშობს მცირე ზომის ტურბინისა და კომპრესორის სიმძლავრეებს. ამრიგად ამოიხსნება ამ აგრეგატების ერთობლივი მუშაობის ამსახველი განტოლებათა სისტემა:

$$N_T - N_K = 0$$

$$n_T = n_K = n_{TK}$$

$$G_T = G_K$$

$$T_f = T_K$$

$$T_T = T_e$$

სადაც N_T და N_K - შესაბამისად ტურბინისა და კომპრესორის სიმძლავრეებია,

G_T და G_K - გაზებისა და ჰაერის ხარჯებია ტურბინისა და კომპრესორში,

n_T , n_K და n_{TK} - ტურბინის, კომპრესორისა და ტურბოკომპრესორის თვლებისა და ლილვის ბრუნვის სიხშირეებია,

T_i და T_k -ჰაერის ტემპერატურები ძრავაში შესვლისას და კომპრესორიდან გამოსვლისას,

T_T და T_e -გაზების ტემპერატურები ტურბინის წინ და ძრავადან გამოსვლისას.

ფართო გაგებით კომპრესორისა და ძრავას შეთანწყობა გულისხმობს მნიშვნელოვანი მოცულობის სამუშაოთა ჩატარებას ძრავას კონსტრუქციისა და მისი კვანძების მოდიფიცირებისათვის. წესით გათვალისწინებული უნდა იქნეს საწვავმიწოდებელი სისტემის პარამეტრების შერჩევა, ცილინდრში ჰაერის გრიგალური მოძრაობა, აირგანაწილების ფაზები, წვის კამერის გეომეტრია, ძრავას გასავალი კვეთების მახასიათებლები და ა.შ.

წინამდებარე ნაშრომში ძრავასა და ტურბოკომპრესორის შეთანწყობა განიხილება შედარებით ვიწრო მასშტაბით, როგორც შეთანწყობა უკვე არსებული კონსტრუქციის დიზელის თერმოდინამიკურ მახასიათებლებსა და ტურბოკომპრესორის პარამეტრებს შორის სასიმალო პირობებში ძრავას საექსპლუატაციო მახასიათებლების გაუმჯობესების მიზნით.

ტურბოკომპრესორის შერჩევა შეიძლება ჩავთვალოთ დამთავრებულად, თუ ჩაბერვის პარამეტრები და ძრავას ხარჯვითი მახასიათებელი ძრავას მუშაობის მთელ დიაპაზონში შეესაბამება ტურბოკომპრესორის ოპტიმალურ მახასიათებლებს, რაც გარდა ანგარიშისა ექსპერიმენტალურადაც უნდა დამკვიდრდეს.

გამოკვლეულ იქნა შემდეგი კონსტრუქციის ტურბოკომპრესორები:

1. KKK-ს ფირმის ჩეხური წარმოების ტურბოკომპრესორი K-27(3070G).
2. ტურბოკომპრესორი TKP-11, წარმოებული ჩუგუევოს ქარხანაში.
3. ტურბოკომპრესორი TKP-7, სამეცნიერო-საწარმოო გაერთიანება

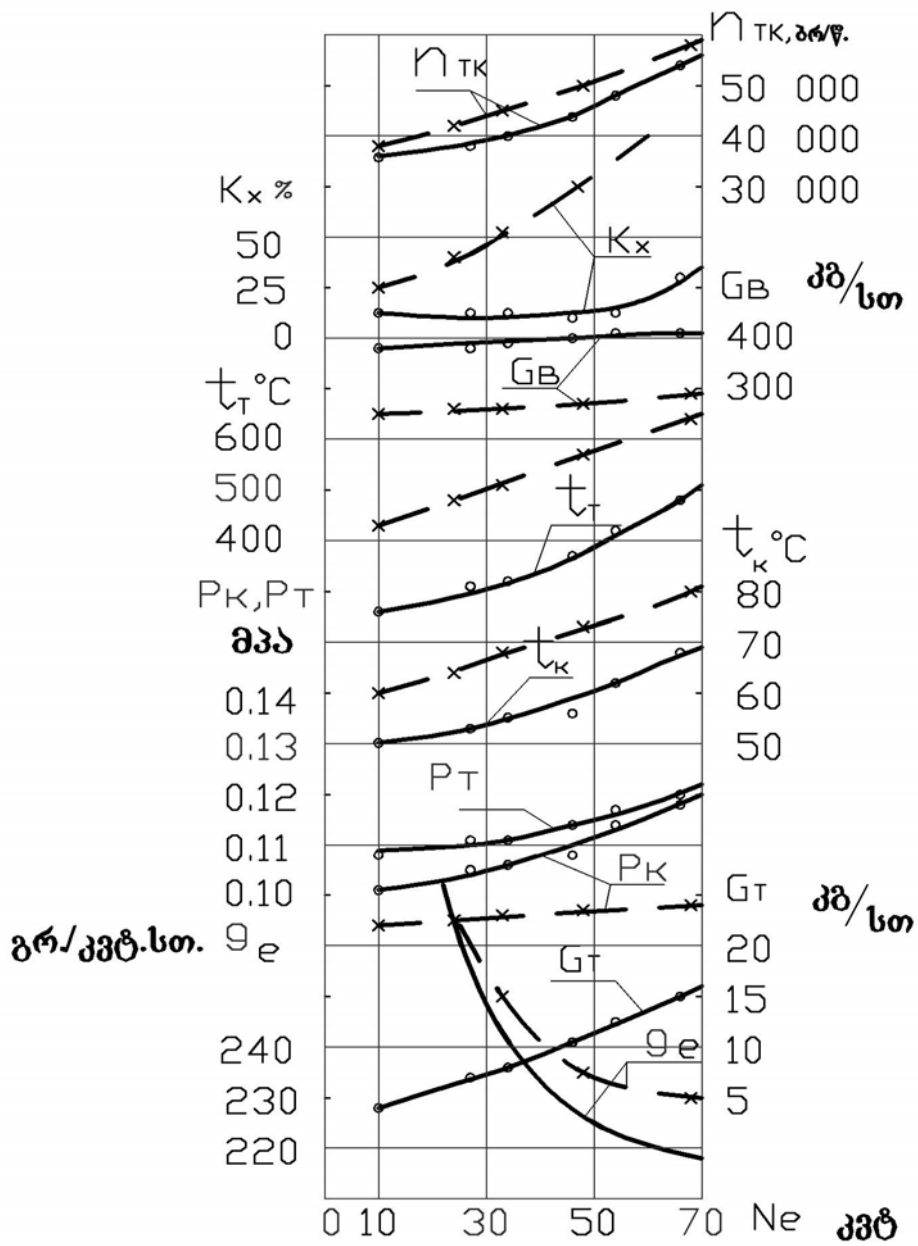
„ტურბოტექნიკის“ მიერ წარმოებული. ამავე დროს საშუალება გვქონდა შეგვემოწმებინა ამ უკანასკნელის სხვადასხვა ვარიანტები. კერძოდ განიხილებოდა TKP-7 ტურბოკომპრესორის ვარიანტები კომპრესორის თვლის შესასვლელზე სხვადასხვა დიამეტრითა და ორი ტიპის ტურბინები: იზობარული და იმპულსური სხვადასხვა გამავალი კვეთებით. როგორც

განგარიშებებმა გვიჩვენა და წინასწარი ექსპერიმენტული მონაცემებით დადასტურდა, ტურბოკომპრესორები, რომლებიც კარგია ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში ძრავას ფორსირებისათვის (ლიტრული სიმძლავრის გაზრდისათვის), ნაკლებადეფექტურები არიან აღნიშნული მარკის დიზელის სასიმალო პირობებში მუშაობის დროს. მაგ. KKK ფორმის ტურბოკომპრესორისა და TKP-7 $d_{BX}=51$ მმ კომპრესორის გასავალკვეთიანი იმპულსური ტურბინის მქონე TKP-7-ის გამოყენების შემთხვევაში დიზელის მაჩვენებლები უკეთესი იყო ვიდრე ტურბოკომპრესორის გარეშე, მაგრამ მნიშვნელოვნად ჩამორჩებოდა სასურველს. აღნიშნებოდა ძრავას ჰიდრავლიკური მახასიათებლის გადანაცვლება კომპრესორის დაბალი მქც-ების ზონაში კომპრესორის მრავალპარამეტრებიან მახასიათებელზე.

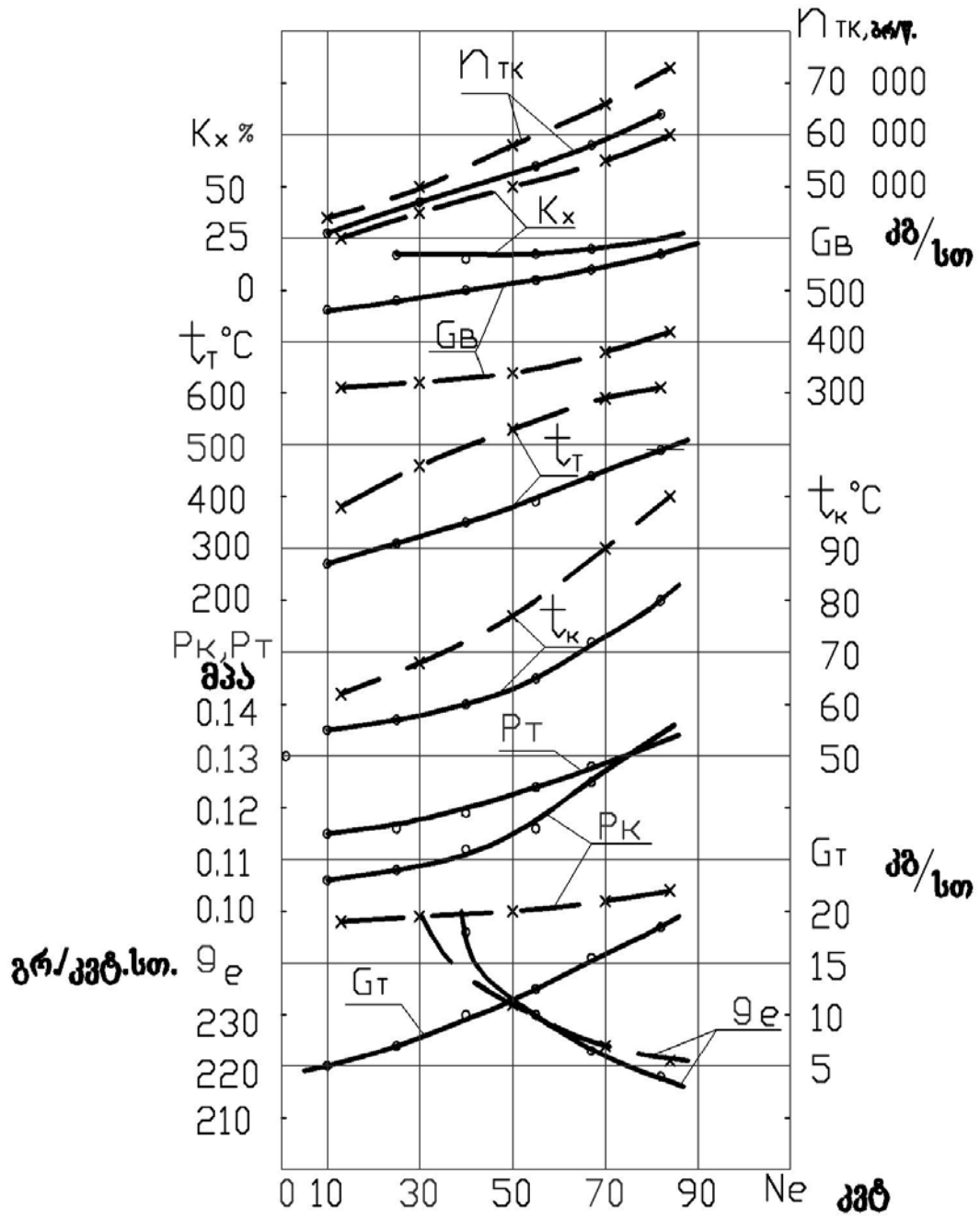
როგორც ანგარიშებმა გვიჩვენა და ექსპერიმენტებმაც დაადასტურეს საანგარიშო სიმაღლისათვის ($H=2000-2500$ მ) საუკეთესო შედეგები მიიღწევა TKP-7 ტურბოკომპრესორით, რომლის კომპლექტაციაში შედის კომპრესორი შესავალზე დიამეტრით 49მმ და იმპულსური ტურბინა საქმენი აპარატის გასავალი კვეთით 13სმ^2 .

ნახ. 4.15.-4.17. წარმოდგენილია სასიმალო პირობებში მუშაობისათვის ჩვენს მიერ შერჩეული ტურბოკომპრესორით აღჭურვილი ექ-4540 დიზელის სარეგულაციო მახასიათებელი ორ სიმაღლეზე: $H=700$ მ და $H=3500$ მ მუშაობის დროს, როგორც წარმოდგენილი მასალიდან ჩანს, წნევის ამაღლება კომპრესორში საშუალებას იძლევა გაიზარდოს ჰაერის ხარჯი დაბალ სიმაღლეებზეც, რასაც თანა სდევს წნევის ზრდა ციკლის დამახასიათებელ წერტილებში: შევსებისას, შეკუმშვისას და წვისას. შესაბამისად იზრდება დაბალ სიმაღლეებზე მექანიკური დატვირთვები. ცხადია აღნიშნული მეთოდი შეიძლება გამოვიყენოთ იმ დიზელებისათვის, რომელთაც გააჩნიათ დეტალების სიმტკიცის საკმაო მარაგი.

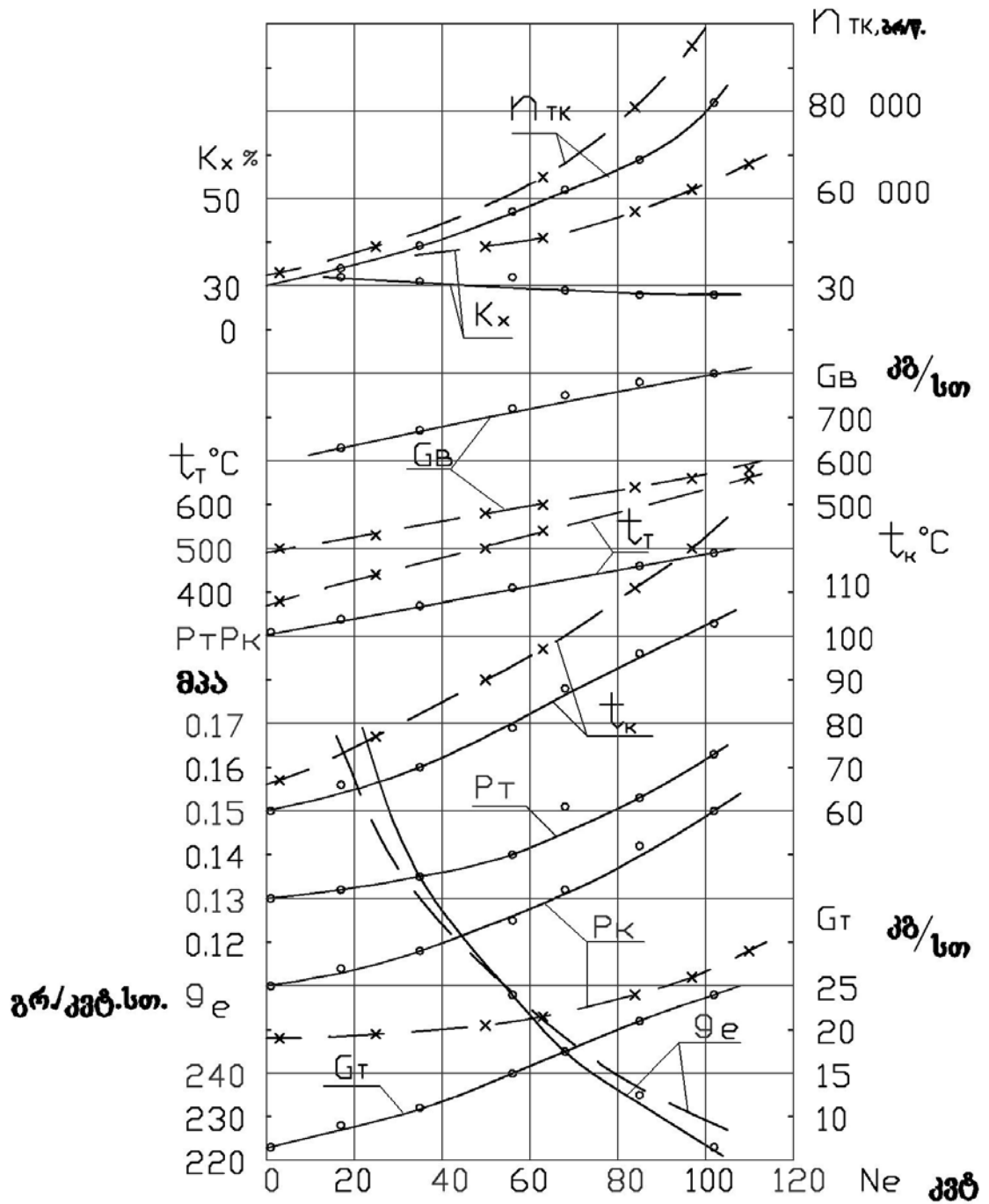
ზღვის დონიდან სიმაღლის მატებისას მცირდება ჩაბერვის წნევა, მაგრამ უფრო ნაკლები ინტენსივობით, ვიდრე გარემო ატმოსფერული წნევის სიდიდე, რაც გამოწვეულია ზღვის დონიდან სიმაღლის მატებასთან



.ნახ.4.15. ქსე-4540-ის დიზელის სადატვირთო მახასიათებლები ტურბოჩაბერვით მუშაობის დროს: $n=1400$ ბრ/წთ
 —○— $H=700$ მ, —×— $H=3500$ მ,



ნახ.4.16. ქსე-4540-ის დიზელის სადატვიროთო მახასიათებლები ტურბოჩაბერვით მუშაობის დროს: $n=1700$ ბრ/წთ
 \bigcirc — $H=700$ მ, \times — $H=3500$ მ



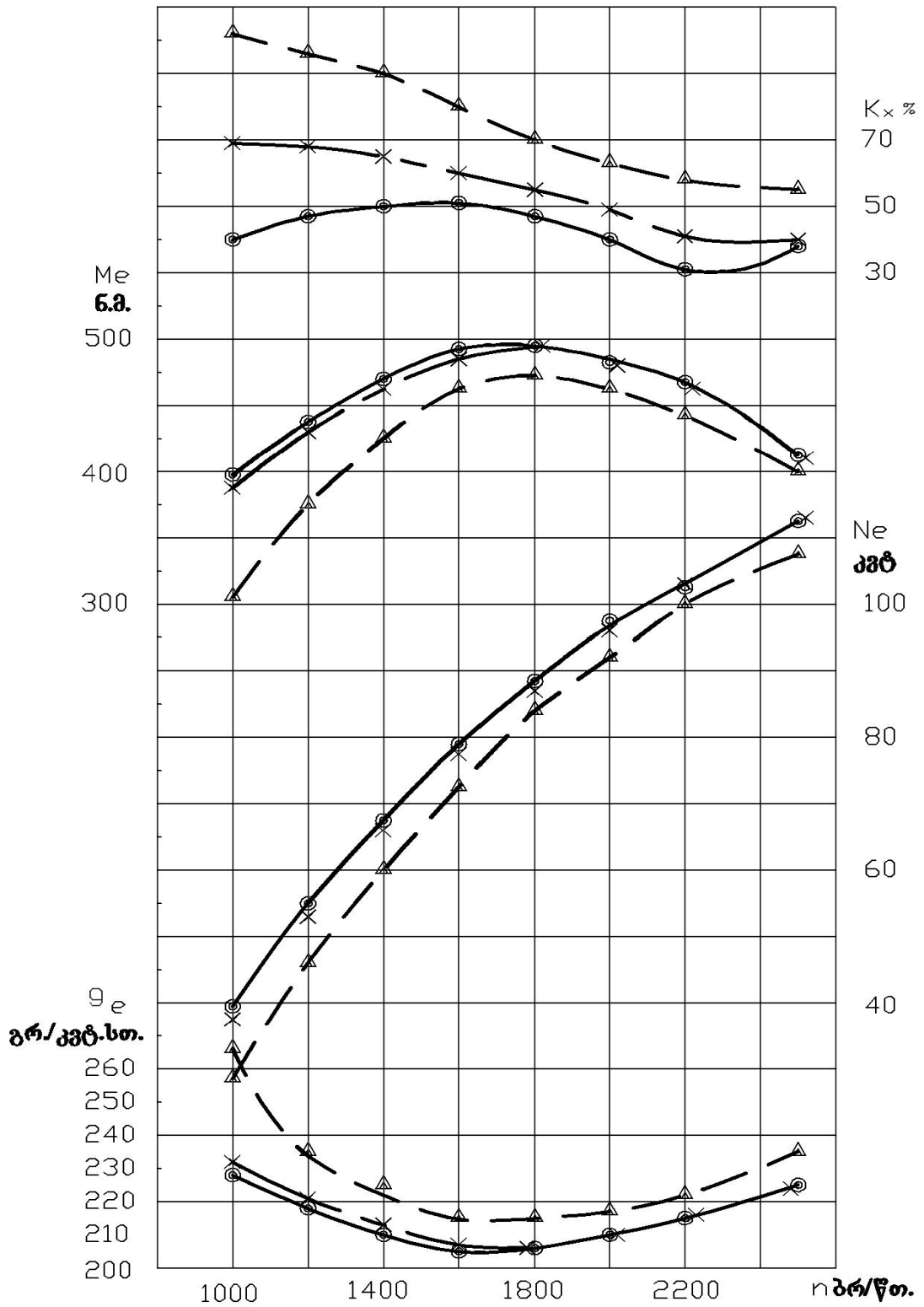
ნახ.4.17. ქსე-4540-ის დიზელის სადატვირთო მახასიათებლები
 ტურბოჩაბერვით მუშაობის დროს: $n=2300$ ბრ/წთ
 —○— $H=700$ მ, —×— $H=3500$ მ,

ერთად ნამუშევარი გაზების ტემპერატურის ზრდითა და ტურბინაში გაზების წნევითა სხვაობის ზრდით, რაც ზრდის ტურბინის ენერგიას და შესაბამისად იზრდება ტურბოკომპრესორის როტორის ბრუნვის სიხშირე

რთ. აღსანიშნავია, რომ ატმოსფერული ჰაერის გაიშვიათების ზრდისას ჩაბერვის წნევის ვარდნის ინტენსიობა იცვლება ძრავას მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის მიხედვით: რაც უფრო მაღალია ბრუნვის სიხშირე, მით ნაკლებად ეცემა P_k (ნახ.4.18). მაგ. გარემო ატმოსფერული წნევის 30%-ით შემცირება ჩაბერვის წნევას $n=2500$ ბრ/წთ სიხშირის დროს ამცირებს მხოლოდ 24%-ით, მაშინ როცა $n=1300$ ბრ/წთ-ის დროს P_k ეცემა 32%-ით. შესაბამისად მიმდინარეობს ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ცვალებადობაც, რაც სხვა ფაქტორებთან ერთად ძირითადად განსაზღვრავს ეფექტური მაჩვენებლების ცვლილებას ტურბოკომპრესორით აღჭურვილი ძრავასათვის.

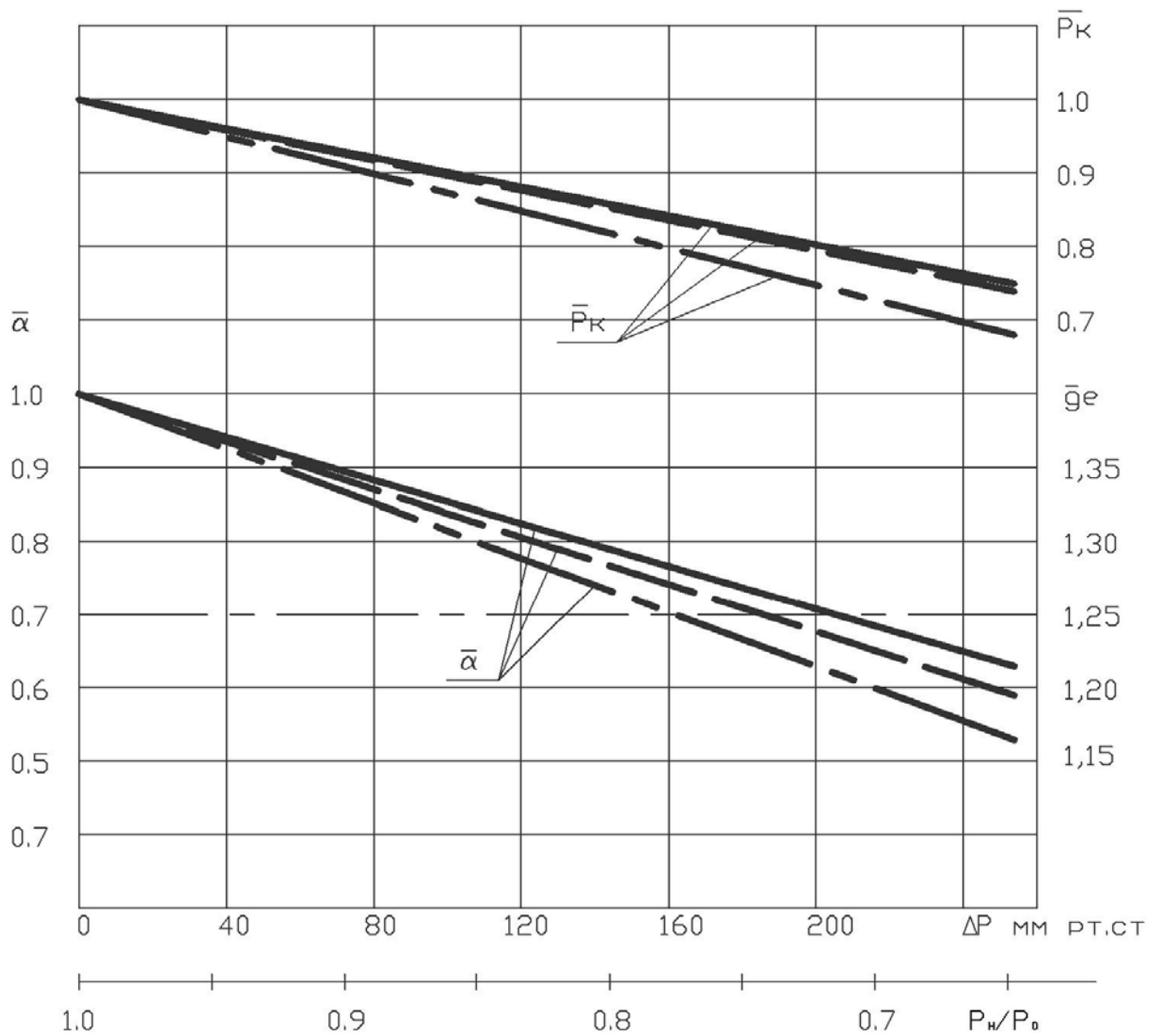
ნახ. 4.19.-ზე წარმოდგენილია სიჩქარითი მახასიათებლები ქარხნული კომპლექტაციით (ტურბოკომპრესორის გარეშე) მომუშავე ძრავის საბაზო, ნულოვან სიმაღლეზე და ტურბოკომპრესორით 2500მ და 3500მ სიმაღლეზე.

როგორც წარმოდგენილი გრაფიკები გვიჩვენებს ოპტიმალურად შერჩეული ჩაბერვის აგრეგატით მომუშავე დიზელის მახასიათებლები $H=2500$ მ სიმაღლეზე მცირედ განსხვავდება საბაზო მაჩვენებლებისაგან, ხოლო $H=3500$ მ სიმაღლეზე სიმძლავრე მით უფრო მცირეა საწყის მნიშვნელობებთან შედარებით, რაც უფრო დაბალია სიჩქარითი რეჟიმი. მაგ. თუ მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის მაღალი მნიშვნელობებისას სიმძლავრის ვარდნა $5\div 6\%$ -ს არ აღემატება, $n=1000\div 1300$ ბრ/წთ დიაპაზონში $18\div 20\%$ -ს აღწევს, რაც P_k -სა და G_B -ს ცვალებადობათა ზემოთაღწერილ კანონზომიერებასთან ერთად ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის დაბალი საწყისი მნიშვნელობებით უნდა აიხსნას. მთლიანობაში უნდა აღვნიშნოთ, რომ სასიმალო პირობებში მუშაობისათვის შერჩეული, სპეციალურად ტურბოკომპრესორით აღჭურვილ ძრავას სიმძლავრის, საწვავის ხარჯისა თუ ბოლვიანობის მახასიათებლები მნიშვნელოვნად აღემატება თავისუფალი შევსების მქონე დიზელის ანალოგიურ მაჩვენებლებს.



ნახ. 4.18. ტურბოკომპრესორით მომუშავე ქსე-4540-ის დიზელის სიჩქარითი მახასიათებლები

- ქარხნული კომპლექტაცია, ტურბოჩაბერვის გარეშე $H=0$ მ,
- ×— ტურბოჩაბერვით $H=2500$ მ,
- △— ტურბოჩაბერვით $H=3500$ მ.



ნახ.4.19. ტურბოკომპრესორით მომუშავე ქსკ-4540-ის დიზელის ჩაბერვის წნევისა და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ფარდობითი სიდიდეების ცვლილება ატმოსფერული ჰაერის გაიშვიათებისაგან დამოკიდებულებით სხვადასხვა სიჩქარით რეჟიმზე:

————— 2200 ბრ/წთ. - - - - - n=1700მ. - · - · - · n=1300 ბრ/წთ.

დასკვნები

1. ჩატარებულია ყოველმხრივი გამოკვლევები და მიღებულია ახალი შედეგები თავისუფალი შევსების მქონე თანამედროვე სატრანსპორტო დიზელის სასიმალო პირობებში, კერძოდ, ატმოსფერული ჰაერის წნევის დიდ დიაპაზონში ცვალილებისას მუშაობის დროს. დადგენილია სამუშაო პროცესის დამახასიათებელი პარამეტრების ცვალებადობათა კანონზომიერებანი ძრავის მუხლა ლილვის ბრუნვის სხვადასხვა სიხშირეებზე სადატვირთო რეჟიმების ფართო დიაპაზონში, ცვალებადობისას, რის შედეგადაც შეგვიძლია დავასკვნათ:

– ზღვის დონიდან სიმალოს 3500 მ-მდე ზრდას ჰაერის მასური ხარჯის შემცირების გამო თან სდევს დიზელის სამუშაო პროცესის მნიშვნელოვანი გაუარესება, რაც გამოიხატება საწვავის კუთრი ხარჯის 25-30%-ით გაზრდით, ძრავის ხისტი მუშაობის მაჩვენებლის 2-2,5-ჯერ ($dP/d\varphi=1,5\text{მპა}/1^\circ$) ზრდით, ბოლვიანობის ორჯერ გაზრდითა და ეფექტური სიმძლავრის 20-25% შემცირებით.

– მაღალმთიან რეგიონებისათვის დამახასიათებელი ზღვის დონიდან სიმალოს ზრდის გავლენის სიდიდე დიზელის სამუშაო პროცესის მაჩვენებლებზე მნიშვნელოვნადაა განპირობებული მისი მუშაობის რეჟიმით, კერძოდ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მნიშვნელობით საწყის სიმაღლეზე.

– დიზელის მექანიკური დანაკარგები ზღვის დონიდან სიმალოს ზრდასთან ერთად მცირდება ($\approx 16\%$ -ით 3500 მ სიმაღლეზე), რაც ინდიკატორული სიმძლავრის გაუარესების ნაწილობრივ კომპენსაციას ახდენს.

2. ძრავის ცილინდრში მიმდინარე წვის პროცესის მახასიათებელი პარამეტრების განსაზღვრის ჩვენს მიერ დამუშავებული საანგარიშო-ექსპერიმენტული მეთოდის საშუალებით დადგენილია ამ პარამეტრების ცვალებადობის კანონზომიერება სასიმალო პირობებში მუშაობის დროს,

რაც წარმოადგენს აუცილებელ საწყის მასალას დიზელის სამუშაო პროცესის მათემატიკური მოდელირების მეთოდების გამოყენებისათვის.

სასიმალო პირობებში მომუშავე თავისუფალი შევსების მქონე დიზელის ცილინდრში მიმდინარე პროცესების შესწავლით დადგენილია, რომ ზღვის დონიდან სიმალოს ზრდით გამოწვეული საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდის ზრდა და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის შემცირება განაპირობებს პირველ ფაზაში წვის სიჩქარის $(dX/d\varphi)_{MAX}^I$ მნიშვნელოვან ზრდასა და გამოყოფილი სითბოს წილის მკვეთრ შემცირებას ($X=0,6-0,65$ -მდე $H=3500$ მ სიმალოზე).

3. შედგენილია და სრულყოფილია დიზელში აირცვლის პროცესის, ცვალებადობის, ცილინდრში თვითაალების პროცესისა და წვის პროცესის მათემატიკური მოდელები, რომელთა საშუალებითაც გაანგარიშებულია და გაანალიზებულია ძრავის მუშაობის მახასიათებელი თერმოდინამიკური პარამეტრების ცვალებადობა ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმალოზე მუშაობის დროს. განზოგადებულია ექსპერიმენტული მონაცემები და მოცემული ტიპის დიზელებისათვის დაზუსტებულია მაღალმთიანი პირობების გავლენა საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდზე, მოცემულია დაზუსტებული ფორმულა აღნიშნული პერიოდის საანგარიშოდ.

4. თეორიულად გაანალიზებულია და ექსპერიმენტულად დამოწმებულია თავისუფალი შევსების მქონე დიზელის მიერ სასიმალო პირობებში დაკარგული სიმძლავრის კომპენსაციისა და ძრავის ეკოლოგიური მაჩვენებლების გაუმჯობესების მეთოდები, რის შედეგადაც დადგენილია:

-დიზელის მუშაობა სასიმალო პირობებში საწვავის მიწოდების კორექტირებითა და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ოპტიმალური სიდიდებით ხასიათდება ბოლვიანობისა და საწვავის კუთრი ხარჯის მისაღები მნიშვნელობებით, მაგრამ სიმძლავრის ვარდნა გაცილებით მეტია

ვიდრე საწვავმიწოდებელი ტუმბოს უცვლელი რეგულირების დროს, შესაბამისად აღნიშნული მეთოდი რიგ შემთხვევებში მიუღებელია.

-დღემდე არსებული წარმოდგენა თავისუფალი შევსების მქონე დიზელებისათვის ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის კვალდაკვალ საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის ზრდის მიზანშეწონილობის შესახებ თანამედროვე მოცულობით-აფსკური ნარევეწარმოქმნის დიზელებისათვის ნაკლებადმართებულია: აღნიშნული მარკის დიზელის საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის ცვლილებამ სხვადასხვა სიმაღლეზე მუშაობის დროს ძრავის მახასიათებლების მხოლოდ უმნიშვნელოდ გაუმჯობესება გამოიწვია და ისიც მხოლოდ მუშაობის ცალკეულ რეჟიმზე.

5.გაცილებით ეფექტურია სასიმაღლო პირობებში ცილინდრების იძულებით შევსების, კერძოდ ტურბოჩაბერვის გამოყენებით სასიმაღლო პირობებში სიმძლავრის კომპენსაციის მეთოდი. გამოსაცდელი დიზელისათვის შერჩეულ იქნა ტურბოჩაბერვის აგრეგატი. მაღალმთიან რეგიონებში მუშაობისათვის შერჩეული ჩაბერვის TKP-7 ტიპის ჩაბერვის აგრეგატით მომუშავე დიზელის სასტენდო-ექსპერიმენტულმა გამოცდებმა აჩვენა სასიმაღლო პირობებში ძრავის საექსპლუატაციო მაჩვენებლების მნიშვნელოვანი გაუმჯობესება. კერძოდ ზღვის დონიდან 1500-2500 მ სიმაღლეზე პრაქტიკულად შენარჩუნებულია ძრავის სიმძლავრის, ეკონომიურობისა და ეკოლოგიურობის მაჩვენებლები. ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში მუშაობის მაჩვენებლებთან შედარებით აღნიშნული პარამეტრები რამდენადმე გაუარესებულია მაქსიმალური მბრუნის მომენტის შესაბამის და უფრო დაბალ სიჩქარით რეჟიმებზე, მაგრამ მთლიანობაში სასიმაღლო ტურბოკომპრესორით აღჭურვილ ძრავს გააჩნია გაცილებით მაღალი საექსპლუატაციო მაჩვენებლები მაღალმთიან რეგიონებში მუშაობის დროს, ვიდრე მის გარეშე მომუშავე ქარხნული კომპლექტაციის დიზელს.

გამოყენებული ლიტერატურა

1. ადამია რ., მანჯგალაძე ა., ნატრიაშვილი თ. დიზელის, გაზისა და საჰაერო ტრაქტის განშტოებული უბნების ანგარიში და სრულყოფა. საქართველოს მეცნიერებათა აკადემიის ქუთაისის სამეცნიერო ცენტრის შრომები. თბილისი, 2003, გვ. 5-12.
2. ბიკაშვილი ა., ნატრიაშვილი თ., მშვილდაძე ფრ. შიგაწვის ძრავას ცილინდრებში მიმდინარე პროცესთა მათემატიკური ასახვა. საქართველოს მეცნიერებათა აკადემიის ქუთაისის სამეცნიერო ცენტრის შრომები. - თბილისი, 2006, გვ. 19-25
3. კორძაძე ბ. სამუხრუჭო რეჟიმებზე სატრანსპორტო ძრავას ცილინდრის მიერ შეკუმშული ჰაერის პარამეტრების საანგარიშო კვლევა. საქართველოს მეცნიერებათა აკადემიის ქუთაისის სამეცნიერო ცენტრის შრომები. - თბილისი, 2003, გვ. 13-18
4. კორძაძე ბ. ჩაბერვის ჰაერის გაგრილების ხვედრითი ეფექტურობის გარეშე წნევაზე დამოკიდებულების განსაზღვრის მეთოდი ტურბოჩაბერვითი დიზელის ძრავას სიმძლავრის შენარჩუნებით. საქართველოს მეცნიერებათა აკადემიის ქუთაისის სამეცნიერო ცენტრის შრომები. - თბილისი, 2003, გვ. 19-24
5. კორძაძე ბ. შუალედური გაგრილებით ტურბოჩაბერვითი დიზელის ძრავას სიმძლავრის ფორსირების განსაზღვრის ახალი მეთოდი. საქართველოს მეცნიერებათა აკადემიის ქუთაისის სამეცნიერო ცენტრის შრომები. თბილისი, 2003, გვ. 25-32
6. კორძაძე ბ. სატრანსპორტო შიგაწვის ძრავას მაღალი წნევის კომპრესორად კონვერტირების თეორია. საქართველოს მეცნიერებათა აკადემიის ქუთაისის სამეცნიერო ცენტრის შრომები. - თბილისი, 2003, გვ. 33-40

7. მახალდიანი ვ. ექსპერიმენტული მასალების დამუშავება. საქართველოს მეცნიერებათა აკადემია. მეცნიერება. - თბილისი
8. მშვილდაძე ფრ. ტურბოჩაბერვის მქონე საავტოტრაქტორო დიზელების მუშაობის კვლევა შემცირებული წნევისა და სხვადასხვა ტემპრატურის მქონე ატმოსფერული ჰაერის პირობებში. საქართველოს საავტომობილო-საგზაო ინსტიტუტი, შრომები. - თბილისი, 2001, გვ. 155-160, გვ. 39
9. ნატრიაშვილი თ. მაღალმთიან პირობებში მომუშავე ფორსირებული საავტოტრაქტორო დიზელების საექსპლუატაციო მახასიათებლების სრულყოფის მეთოდებისა და საშუალებების დამუშავება. საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი, ტექნიკის მეცნიერებათა დოქტორის სამეცნიერო ხარისხის მოსაპოვებლად წარმოდგენილი დისერტაციის ავტორეფერატი. თბილისი, 2003.
10. ნატრიაშვილი თ., მშვილდაძე ფრ. საწვავის შეფრქვევის ოპტიმალური კუთხე ფორსირებული დიზელისათვის სასიმალო პირობებში მუშაობის დროს. აგრარული მეცნიერების პრობლემები. სამეცნიერო შრომათა კრებული XIV. - თბილისი, 2001, გვ. 174-177
11. ნატრიაშვილი თ., მშვილდაძე ფრ. სიმაღლის გავლენა დიზელში საწვავის თვითაალების დაყოვნების პერიოდზე. აგრარული მეცნიერების პრობლემები. სამეცნიერო შრომათა კრებული XIV. - თბილისი, 2001, გვ. 169-173
12. ნატრიაშვილი თ., მშვილდაძე ფრ. ფორსირებული დიზელის სამუშაო პროცესის კვლევა სასიმალო პირობებში მუშაობის დროს. სამეცნიერო-ტექნიკური პროგრესი აგროსამრეწველო სექტორის საინჟინრო სფეროში. - თბილისი, 1999, გვ. 39-42

13. Адамия Р.Ш., Манджгаладзе А.А. Основы рационального проектирования газовойдушного тракта дизельных двигателей. – Тбилиси, изд-во «Мецниереба», с. 168
14. Атлас сельского хозяйства ГУГК, 1960
15. Алин Ж. К. Особенности протекания рабочего процесса и пути улучшения характеристик двигателей КамАЗ в условиях высокогорья. Автореферат на соискание ученой степени кандидата технических наук. Алма – Ата, 1991, 21 с.
16. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов В.В. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. - Москва: Машиностроение, 1970, с. 504
17. Белов И.П. Улучшение эксплуатационных показателей тракторного дизеля при работе в условиях высокогорья: Автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук. – Алма-Ата, 1973, с. 30
18. Блюдов В.П. Общая теплотехника. – М-Л, 1952
19. Бельских В.И. Исследование влияния теплового режима тракторного двигателя на износ цилиндров при использовании сернистого топлива: Автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук. – Москва: Плющево, 1960, с. 16
20. Бордуков В.Т., Гигаури К.Ш. Регулируемый турбокомпрессор ТКР-8,5 для наддува карбюраторных двигателей средней мощности в высотных условиях. – Тр. Института механики машин АН ГССР. – Тбилиси: 1970, с. 54
21. Брилинг Н.Р., Вихтер М.М., Гутерман И.И. Быстроохладные дизели. – М.: Машгиз, 1951
22. Бровкин В.И. Повышение эффективности и долговечности тракторного дизеля 4 ЧН 11/12,5 (Д-240) в горных условиях эксплуатации путем коррекции режимов работы и регулировок топливоподачи. Автореферат на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Ленинград-Пушкин, 1985, с. 16

23. Брук М.А. Особенности воздухообеспечения дизеля при изменении атмосферного давления. «Двигателестроение», № 2, 1980, с. 34-36
24. Васильев А.З. Исследование рабочего процесса и теплонапряженности дизеля с турбонаддувом при различных способах топливоподачи. – Записки ЛСХИ, 1968, т.119, вып. 2, с. 72-75
25. Васильев-Южин Р.М., Березин В.И., Косенко А.А. Влияние повышенной температуры и влажности на показатели дизеля с газотурбинным наддувом и воздухоохладителем. – Ленинград: Тр. ЦНИДИ, 1972, вып. 65, с. 52-56
26. Васильев-Южин Р.М. Корабельные двигатели внутреннего сгорания. Ч.1. Теория рабочих процессов. – Ленинград: ЛВВМИУ им. В.И.Ленина, 1975, с. 383
27. Вибе И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания, Челябинск, 1974, с. 251
28. Выгодски М.Я. Справочник по высшей математике. – Москва: Наука, с. 870
29. Гайгеров В.И. Влияние свойств рабочего тела на характеристики центробежного компрессора и газовой турбины. – Москва, 1957, с. 109
30. Гвинианидзе И.И. Исследование путей улучшения работы тракторного двигателя с турбонаддувом в высокогорных условиях: Автореф. дис. ... канд. Техн. Наук. – Тбилиси, 1975, с.27
31. Гигаури К.Ш., Мchedlishvili Дж.Ш. Автоматический регулируемый газотурбинный наддув автомобильного карбюраторного двигателя. – Тбилиси: изд. «Мецниереба», 1978, 74
32. Гильерио Лира Качо. Повышение экологических и экономических качеств автотракторных дизелей в условиях Перу путем добавки сжиженного нефтяного газа к дизельному топливу. Автор. ... к.т.н., - Москва, 1992, с. 17

33. . Гиттис В. Ю. Влияние метеорологических условий на мощность и экономичность двигателей внутреннего сгорания. Госинти. Труды ЦНИДИ №32, 1958
34. Двали Р.Р., Махалдиани В.В. механическая тяга в горной местности. – Москва: Наука, 1970, с. 235
35. Двигатель автомобильный ЯМЗ-КАЗ-642 Технические условия ТУ 37.001.1180-84. Министерство автомобильной промышленности СССР, Москва 1988г. 31 стр.
36. Дейч Р.С. Схемы автоматического регулирования турбокомпрессора транспортного дизеля. - – Ленинград: Тр. ЦНИДИ, 1962, вып. 44, с. 83
37. Джебашвили И.Я. Исследование работы тракторного дизеля 4Ч 11/12,5 с турбонаддувом в высотных условиях. - Тбилиси: Тр. Института механики машин АН ГССР, 1967, с. 54
38. Джебашвили И.Я. Работа автотракторных двигателей в горных условиях. - Тбилиси: Мецниереба, 1980, с. 238
39. Дьяченко Н.Х., Магидович Л.Е., Пугачев Б.П. об аппроксимации характеристик тепловыделения в двигателях. «Энергомашиностроение». Л., 1969 (Труды ЛПИ №310). 42-48с.
40. Ждановский Н.С., Николаенко А.В. Основы и некоторые приложения термодинамической аппроксимации в расчетах д.в.с. – Двигателестроение, 1981, № 1, с. 6-8
41. Ждановский Н.С., Николаенко А.В. Надежность и долговечность автотракторных двигателей. -2-е изд., перераб. И доп. – Ленинград: Колос, 1981, с.295
42. Ждановский Н.С., Файнлейб В.Н., Зубрицкий Б.Н. Влияние жесткости процесса сгорания на скорость изнашивания поршневого кольца. – Тракторы и сельхозмашины, 1964, № 9, с. 3-5
43. Зельдович Я.Б., Мышкис А.Д. Элементы прикладной математики. – Москва: Наука, 1972, с.592

44. Зубрицкий Б.Н., Васильев А.З. Исследование износостойкости дихеля с турбонаддувом при серийной и ступенчатой топливоподаче. – Записки ЛСХИ, 1969, т. 131, вып. 2, с. 117-120
45. Иноземцев Н.В., Кошкин В.К. Процессы сгорания в двигателях. – М.: Машгиз, 1949. – с. 209
46. Ионас Я.Б. К вопросу о влиянии скорости нарастания давления в камере сгорания на силовую нагрузку деталей поршневого двигателя. – Тр. НАТИ, 1970, вып. 204, с.46-58
47. Казачков Р.В. Исследование теплонапряженности быстроходного дизеля при изменении некоторых параметров. – Автомобильная промышленность, 1964, № 11, с. 4-6
48. Каминский В.Н. Расчет параметров безлопаточного направляющего аппарата турбины. - Тр. НАТИ, 1970, вы. 207, 12с.
49. Каминский В.Н. Петров Г.А. Термогазодинамический расчет полноразмерного многоцилиндрного ДВС с учетом волновых явлений в системах впуска и выпуска. Методика, Москва, 1992
50. Кирьянов В.М. К вопросу изменения параметров рабочего цикла тракторного однокамерного дизеля в высокогорных условиях. Тр. Киргизского СХИ, Фрунзе, 1976. – с. 61-67
51. Кирьянов В.М. Исследование эксплуатационных показателей тракторного дизеля с воздушным охлаждением в горном земледелии Киргизии: Автореф. дис.... канд. техн. наук. – Фрунзе, 1977. – с. 16
52. Кипшакбаев И.К. Корректирование регулировки тепловых насосов дизельных тракторных двигателей при работе в высокогорных условиях. – Адма-Ата: изд-во «Кайнар», 1960 с. 37-46.
53. Кипшакбаев И.К., Рыбаков И.М. Определение оптимальных режимов работы тракторов ДТ-75М «Казахстан» в условиях высокогорья. – Информ. Листок КахНИИНТИ, № 312, 1981, с.4

54. Кипшакбаев И.К., Рыбаков И.М. Улучшение технико-экономических показателей двигателей А-41 тракторов ДТ-75М «Казахстан», работающих в высокогорных условиях. /Рекомендации/. – Алма-Ата: Кайнар, 1982, с.16
55. Коваль И. А. Исследование и опытно–конструкторские работы по созданию и внедрению в производство семейства быстроходных дизелей СМД. Харьков, 1974, 148 с.
56. Костенко С.И., Скибневский К.Ю., Петросян П.Ш., Тельнова Г.Т. Рекомендации по диагностированию машин с применением спектрального анализа. – Москва, 1975, с. 44
57. Костин А.К. Сравнительная оценка теплонапряженности двигателей с наддувом – В кн. «Газотурбинный наддув двигателей внутреннего сгорания». М., 1961.
58. Костин А.К., Ларионов В. В., Михайлов Л. И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания, – Ленинград, 1979, с. 222
59. Круглов М.Г. Влияние горных условий на газодинамику ДВС и использование газодинамических явлений для улучшения их работы. Тезисы докладов Всесоюзной конференции. Ташкент, 1978г., с.138-139.
60. Лебедев С.В. Повышение эффективности работы быстроходного форсированного дизеля специального назначения в объектовых условиях. Автореф. Дис.... кан.техн. наук. – Ленинград, 1984, с. 20
61. Левит М.С. Методика и некоторые результаты исследования рабочего цикла автотракторных дизелей с газотурбинным наддувом и без него при изменении атмосферных условий. – Москва: Тр. НАМИ, 1968, вып. 102, с. 65-71
62. Литвинчук В.В. Исследование теплового состояния цилиндрической группы тепловых дизелей при работе в условиях высоких температур окружающего воздуха. Автореф. Дис.... кан.техн. наук. – Харьков, 1990, с. 24

63. Мамацашвили Г. Д. Исследование регулировочных параметров топливоподающей системы дизеля при эксплуатации в высокогорных условиях: Автореф. дис... канд. техн. наук. – Тбилиси, 1960. – 27 с.
64. Матиевский Д. А., Антонов В. А., Толстов В. Т. Критерий тепловой напряженности дизеля при работе его в условиях различных разрежений воздуха на впуске. Труды Алтайского политехнического института им. И. И. Ползунова. Вип. 22, Варнаул, 1972, с72-77.
65. Махалдиани В.В. О двигателях для горных тракторов и автомобилей . – Тбилиси: Мецниереба, 1968. – 270 с.
66. Мелкумов Т.М. Теория быстроходного двигателя с воспламенением. Оборонгиз, 1953, 408 с.
67. Морулис Ю.Б., Поветкин Г.М., азбель А.Б. и др. Исследование проточной части компрессора ТКР-8,5 «Тракторы и сельхозмашины», № 7 , 1971, с. 13-14
68. Мунштуков Д.А., Зацерклянный Н.М. Метод численного расчета нелинейного газодинамического процесса в импульсной выпускной системе турбопоршневого двигателя. В сб. Двигатели внутреннего сгорания. Вып. 23, Харьков: Изд-во ХТУ, 1976.
69. Мучаидзе А.Н., Джапаридзе Н.Л., Бадриев К.Л. Режимы работы автомобилей в горной местности. – Тбилиси, «Мецниереба», 1974, с. 105
70. Натриашвили Т.М. Влияние высотных условий на оптимальный угол опережения впрыска топлива. Тезисы V Республиканской научно-технической конференции молодых ученых и специалистов. – Тбилиси, 1976, с. 392
71. Натриашвили Т.М. Влияние высотных условий на оптимальный угол опережения впрыска топлива. Тезисы V Республиканской научно-технической конференции молодых ученых и специалистов. – Тбилиси, 1976, с. 392

72. Натриашвили Т.М., Кордзадзе Б.И., Гвинианидзе И.И. Влияние охлаждения наддувочного воздуха на работу дизеля с турбонаддувом Д-240Т в высотных условиях. Сб. трудов Института механики машин «Механика мобильных машин». – Тбилиси, 1977, с. 134-142
73. Натриашвили Т.М., Кордзадзе Б.И. Исследование влияния атмосферных условий на активное тепловыделение и показатели работы турбопоршневого дизеля. Сб. «Механика машин». Изд-во «Мецниереба», Тбилиси, 1980, с. 158-166
74. Натриашвили Т.М. Методика и результаты расчета оптимальной системы наддува для дизеля, работающего в высокогорье. Труды ГПИ № 13 (270) «Эксплуатация и проектирование узлов машин и автомобилей», Тбилиси, 1983, с. 43-48
75. Натриашвили Т.М. Разработка методов и средств совершенствования характеристик форсированных автотракторных дизелей в высокогорных условиях работы. Дисертация док. тех. наук. Тбилиси, 2003, с. 238
76. Натриашвили Т.М. Уточнение формул пересчета мощности для тракторных дизелей с турбонаддувом. Труды ИММ «Механика машин». Изд-во «Мецниереба», Тбилиси, 1983, с. 34-42
77. Натриашвили Т.М. Исследования форсированных автотракторных двигателей при различных режимах нагрузки в высокогорных условиях. Georgian engineering news, № 4, Tbilissi, 1997, с. 78-82
78. Натриашвили Т.М. Вопросы форсировки автомобильного дизеля. Труды Международной научно-технической конференции «Пути повышения эффективности автомобильного транспорта». Тбилиси, 1999, с. 31-33
79. Натриашвили Т.М., Мшвилдадзе П.К. Влияние высоты над уровнем моря на период задержки самовоспламенения топлива. Сборник научных трудов Государственного Аграрного Университета «Проблемы аграрной науки». - Тбилиси, 2001, с. 169-173
80. Натриашвили Т.М., Зайцев О.Г., Жолудов В.А. Улучшение показателей работы дизеля 4 ЧН 12/14 с турбонаддувом в высокогорных условиях.

Труды IX Международной конференции «Актуальные проблемы управления качеством производства и эксплуатации автотранспортных средств». - Владимир, 2002, с. 272-276

81. Николаенко А.В., Москалев М.Т. Исследование влияния регулировок топливной аппаратуры на износ тракторного двигателя в эксплуатации. – Записки ЛСХИ, 1972, т. 208, с. 37-40
82. Николаенко А.В., Подольный Л.Я., Хватов В.Н. и др. Количественная оценка потерь топлива из-за неоптимальности регулировок топливной аппаратуры дизелей. – Науч. Тр. ЛСХИ, 1981, т. 411, с. 3-9
83. Орлин А.С., Заренбин В.Г., Литвиненко Н.П. Опыт применения бесконтактного измерения температуры поршня быстроходного ДВС. – Изв. Вузов, 1971, № 12, с. 77-81
84. Отчет ГСКБ по двигателям. Влияние температуры и давления окружающей среды на мощность и экономичность дизеля. – Харьков, 1958, с. 85
85. Отчет о научно – исследовательской работе по этапу «Контрольные стендовые испытания дизеля ЯМЗ – КАЗ – 642. Москва 1986 г. 26 стр.
86. Перфилов В.Г. Улучшение характеристик турбопоршневого двигателя регулированием турбокомпрессора. В кн.: Турбопоршневые двигатели. – Москва, 1965, с. 178-185
87. Петриченко Р.М., Оносовский В.В. Рабочие процессы поршневых машин. – Ленинград: Машиностроение, 1972, с. 168
88. Погодин С.И., Портнов Д.А. Приведение мощности и удельного расхода топлива быстроходного дизеля к стандартным атмосферным условиям. – Тр. НИИ, 1961, № 10, с. 49-57
89. Портнов Д.А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. – М.: Машгиз, 1963. – 639 с.
90. Райков И. Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания. М. : Высшая школа, 1975. – 320с.

91. Разработка и адаптация математического аппарата расчета турбокомпрессора и определение его геометрических характеристик. Методика Научно-технический отчет (этап 6.1. договора 02/45), НПФ «Турботехника», 1991
92. Разработка математического аппарата расчетно – экспериментального согласования систем наддува малоразмерных двигателей. Научно – технический отчет, НПФ «Турботехника». 1991.
93. Рыбаков И.М. Исследование и обоснование путей повышения эффективности использования тракторов класса 30 кН, работающих в высокогорных условиях. Автореф. Дис.... канд. Техн. Наук. – Ленинград: Пушкин, 1983, с. 16
94. Свиридов Ю.Б. и др. Топливо и топливопадача автотракторных дизелей «Машиностроение». 1979. – с. 248
95. Семенов Н.С. Развитие цепных реакций и теплового воспламенения. Москва, Знание, 1969
96. Симсон А.Э., Каминский В.Н., Моргулис Ю.В. Газотурбинный наддув дизелей. – М.: Машиностроение, 1964. – с. 286
97. Славущкий В.М. Эксплуатационные методы улучшения показателей тракторных дизелей. – Науч. Тр. ЛСХИ, 1981, т. 403, с. 3-114
98. Смирнов М. С., Очеретяный И. Т. Влияние температуры охлаждающей жидкости на износ и отложения в дизеле. –Автомобильная промышленность, 1968, № 8, с 5-8
99. Стечкин Б. С. и др. индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя. Изд-во АН СССР, М., 1960, с 200
100. Толстов А. И. Индикаторный период запаздывания и динамики цикла быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия. Труды НИЛДа, 1955.

101. Толстов А. И., Портнов Д. А. Влияние давления и температуры поступающего воздуха на работу авиадизеля. М., 1941г.
102. Фефелов В.А. Исследование теплоиспользования и теплового состояния тракторного дизеля в условиях высокогорья: Автореф. Дис... канд. Техн. Наук, - Ленинград, 1978, с. 20
103. Хантадзе Г. А. Некоторые вопросы теории и теплового расчета автотракторных двигателей. – Тбилиси: Грузинский СХИ, 1964. – 214 с.
104. Хохлов И.М., Дроздов Г.Н., Казахашвили В.В. Проблемы механизации горного земледелия. Изд-во «Сабчота Сакартвело», Тбилиси, 1985, с. 206
105. Циннер К. Наддув двигателей внутреннего сгорания. – Л., 1978. – с. 264
106. Шведский А.И. Приведение мощности и расхода топлива без турбонаддува к стандартным атмосферным условиям (анализ отечественных и зарубежных стандартов). Труды НАТИ, вып. 220\ - Москва, 1972. – с. 52-68
107. Шошин Ю. С. О методике исследования тепловыделения в период горения топлива в двигателях с воспламенением от сжатия. Энергомашиностроение, № 1, 1958
108. Bruffel K., French P., Davoust J., “Etude et developpement d’un turbocompreur pour vehicule industriel”. S.I.A. avril 1982.
109. Kays Bob, “Cummins Fills Out Fuel Saving Family for 80’s”. Diesel and Gas Turbine Progress, 1980, N6, pp. 58-59
110. Osenga Mike. “The Futures’s Big for Small Diesels”. Diesel and Gas Turbine Progress, 1980, N6, p. 29-36
111. Schmidt A.F. Eine einfache Formel zur Berechnung des Betriebsverhaltens von Viertakt-Dieselmotoren mit Abgacturboaugladung bei veranderlichen atmospherischen Bedingungen. MTZ, 1969, N 5

112. Zinner K., Wunsch A. Leistungsbemessung und Prufung von aufgeladenen Viertakt- Dieselmotoren unter atmospharischen Bedingungen. Erlauterngen zur CIMAC-Empfehlungen. 1971, MTZ, N 11. – S. 393-403