

შიგანვის ძრავების თეორია

საქართველოს სსრ უმაღლესი და საშუალო სპეციალური
განათლების სამინისტროს მიერ დამტკიცებულია
სახელმძღვანელოდ პოლიტექნიკური ინსტიტუტის
სტუდენტებისათვის

ავტორისაგან

წიგნში განხილულია შიგაწვის ძრავების თეორიის საკითხები. სტაციონარულ, საზღვაო და სხვა ტიპის შიგაწვის ძრავებთან ერთად განხილულია საავტოტრაქტორო ძრავები, რომლებსაც, სხვებთან შედარებით, მეტი ყურადღება აქვს დათმობილი.

საკითხების განხილვის დროს საზომ ერთეულთა მკვდრ (მეტრი, კილოგრამძალი, წამი) სისტემასთან ერთად გამოყენებულია საზომ ერთეულთა ახალი, ინტერნაციონალური სისტემა — სი.

რუსულ ენაზე ამ დარგში გამოცემული სახელმძღვანელოებისაგან განსხვავებით, აქ საკითხები განხილულია სასიმალო პირობებში ძრავას მუშაობის თავისებურებათა გათვალისწინებით. საანგარიშო ფორმულები გამოყვანილია იმ ვარაუდით, რომ ისინი გამოსადეგი იქნეს გარემოს ნებისმიერი პირობებისათვის, რომლებშიც პრაქტიკულად მუშაობს შიგაწვის ძრავები.

ყურადღება უნდა მიექცეს იმ გარემოებას, რომ ჩვენს წიგნში ატმოსფერული ჰაერის წვევა და ტემპერატურა ზოგად შემთხვევაში აღნიშნულია როგორც p_H და T_H , ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში კი როგორც p_0 და T_0 . გარდა ამისა, გამოყენებულია აღ-

ნიშები $\mu = \frac{p_H}{p_0}$ და $\beta = \frac{T_H}{T_0}$.

წიგნი განკუთვნილია შიგაწვის ძრავების სპეციალისტების (სპეციალობა 0523—საავტოტრაქტორო ძრავები) ფაკულტეტებისათვის. იგი გამოადგება აგრეთვე ამ დარგში მომუშავე სპეციალისტებსა და მეცნიერ მუშაკებს.

ზენაპალი

ძრავა წარმოადგენს მანქანას, რომელიც აწარმოებს რაიმე სახის ენერჯის გარდაქმნას მექანიკურ მუშაობად. პრაქტიკაში გვხვდება ქარის, ჰიდრავლიკური, თბური, ელექტრული, ატომური და სხვა სახის ძრავები. მათ შორის მეტად მნიშვნელოვანი ადგილი უკავია თბურ ძრავებს, რომლებიც აერთიანებენ ორთქლისა და შიგაწვის ძრავებს.

თბური ძრავები შედგება შემდეგი ძირითადი ჯგუფებისაგან: 1. ორთქლის მანქანები; 2. ორთქლის ტურბინები; 3. დგუშიანი შიგაწვის ძრავები; 4. აირის ტურბინები და 5. რეაქტიული ძრავები.

სახელმძღვანელოში განხილულია მხოლოდ დგუშიანი შიგაწვის ძრავების თეორიის საკითხები, რომლებიც სათანადო სპეციალობის უმაღლეს სასწავლებლებში ცალკე კურსად შეისწავლება.

შიგაწვის ძრავა შეიქმნა ორთქლის მანქანის შემდეგ, თუმცა მსგავსი სამუშაოები ადრეც მიმდინარეობდა.

ახლანდელი დგუშიანი შიგაწვის ძრავას პროტოტიპი შეიქმნა გასული საუკუნის სამოციან წლებში; რასაც წინ უსწრებდა მრავალი გამოგონება და ცდა. მათგან პირველ რიგში უნდა დავასახელოთ ლენუარის მიერ შექმნილი სანათი აირით მომუშავე ძრავა, რომელიც წინასწარი კუმშვის გარეშე მუშაობდა.

საინტერესოა აღინიშნოს, რომ ამ ძრავას ძირითადი (პრინციპული) სქემა თითქმის არაფრით განსხვავდება თანამედროვე შიგაწვის ძრავას ძირითადი სქემისაგან. მასაც, ისევე როგორც ჩვეულებრივ ძრავას, ჰქონდა ცილინდრი, რომელშიაც უკუმოქცევე-გადატანით მოძრაობას ასრულებდა მრუდმხარასთან დაკავშირებული დგუში.

1860 წელს პარიზში დამზადებულ ლენუარის ძრავაში საწვავი ნარევის შეშვება ცილინდრში დგუშის მთლიანი სვლის დაახლოებით ერთი მესამედის განმავლობაში ხდებოდა, რაც დგუშის შემდგომი გადაადგილების პერიოდში წვასა და გაფართოებაში გადადიოდა. დგუშის უკუსვლა გამოიყენებოდა ცილინდრიდან ნამუშევარი აირის გამოსადევნად. ამრიგად, დასახელებულ ძრავაში მუშა პროცესი

(ციკლი) დგუშის ორი სვლის ანუ ორი ტაქტის განმავლობაში სრულდებოდა.

იმის გამო, რომ ლენუარის ძრავაში საწვავი ნარევი (ე. ი. სანათი აირისა და ჰაერის ნარევი) წინასწარ არ იკუმშებოდა, იგი ავითარებდა მცირე სიმძლავრეს და იძლეოდა მეტად დაბალ მარგი ქმედების კოეფიციენტს. ამის შედეგად წინასწარი კუმშვის გარეშე მომუშავე შიგაწვის ძრავები პრაქტიკაში არ გავრცელდა.

რამდენიმე ათეულმა წელმა განვლო, ვიდრე გამომგონებლები და ინჟინრები მიხვდებოდნენ, რომ შიგაწვის ძრავას მაღალი მაჩვენებლების მისაღწევად აუცილებელია აალებამდე საწვავი ნარევის წინასწარი შეკუმშვა. თითქმის ერთდროულად ეს პირობა თეორიულადაც დამტკიცდა და შეიქმნა შიგაწვის ძრავების სწრაფი განვითარებისა და მრეწველობაში მათი ფართო გამოყენების შესაძლებლობა, რაც პრაქტიკულად ძალიან სწრაფად იქნა რეალიზებული.

განსაკუთრებით მნიშვნელოვანი იყო 1877 წელს აირით მომუშავე ოთხტაქტიანი ძრავას შექმნა, რომლის ზოგადი პრინციპები დაამუშავა ფრანგმა ინჟინერმა ბო-დე-როშამ, ხოლო პრაქტიკულად გერმანიის ქალაქ დეიტცში ლანგენტან ერთად ოტტომ განახორციელა. 1879 წელს რუსმა მეზღვაურმა ი. კოსტოვიჩმა შექმნა ბენზინით მომუშავე ძრავა.

ამავე პერიოდში განხორციელდა აგრეთვე წინასწარი კუმშვის მქონე ორტაქტიანი ძრავები.

ძრავების გავრცელებასთან ერთად, გარდა სანათი აირისა, დაიწყო მათი კვებისათვის ბრძმედის აირის ფართო გამოყენება. შეიქმნა აგრეთვე აირგენერატორული დანადგარები, რომლებიც ძრავას კვებისათვის საჭირო აირის გამოსამუშაველად სხვადასხვა ხარისხის მყარ საწვავს იყენებდნენ.

სულ რამდენიმე წლის განმავლობაში ძრავას აგრეთვე ცილი სიმძლავრე 15—20-დან 5000 ცხ. ძ-მდე გაიზარდა.

1884—90 წლები აღინიშნა შიგაწვის ძრავებისათვის ნავთისა და ნედლი ნავთობის გამოყენების მნიშვნელოვანი გაფართოებით. ამას ხელი შეუწყო საწვავი ნარევის კალორიზატორული აალების მეთოდის შექმნამ, მეთოდი იმაში გამოიხატება, რომ თუჯისაგან დამზადებულ ბირთვი, რომელშიაც წარმოებს საწვავის შეფრქვევა, ხერეტილის საშუალებით სამუშაო ცილინდრს უერთდება; ძრავას მუშაობის პროცესში ბირთვი მნიშვნელოვნად გახურებულ მდგომარეობაში იმყოფება, რის გამო მასში შეფრქვეული თხევადი საწვავი ადვილად აღდება. ცივი ძრავას ამუშავების წინ წარმოებს ბირთვის წინასწარი გახურება.

საწვავის კალორიზატორული აალება ფართოდ გავრცელდა და დღემდე არ დაუქარგავს მნიშვნელობა. რუსეთში ასეთი ძრავა დამკვიდრდა „ნეფტიანკის“ სახელწოდებით.

გარდატეხის პერიოდად უნდა ჩაითვალოს 1897 წელი, როდესაც რ. დიზელმა შექმნა ძრავა, რომლის ცილინდრში შეიწოვებოდა სუფთა ჰაერი. საწვავი, ცილინდრში მძლავრად შეკუმშულ და გაცხელებულ ჰაერში შეფრქვევის გამო, თვითაალებით იწყებდა წვას.

ძრავას შექმნას წინ უსწრებდა თეორიული გაანგარიშებები, რომლებიც დიზელმა შეაჯამა 1893 წელს გამოცემულ თავის ბროშურაში: „ორთქლის მანქანისა და სხვა ცნობილი თბური ძრავების შესაცვლელად დანიშნული რაციონალური თბური ძრავას თეორია და კონსტრუქცია“. ამ ბროშურაში თეორიული გამოკვლევების საფუძველზე დიზელი იძლეოდა წინადადებას, რათა ცილინდრში შეწოვილი ჰაერის ტემპერატურა გადიდებულიყო ძლიერი კუმშვის შედეგად, რის შემდეგ გახურებულ ჰაერში შეყვანილი ყოფილიყო წმინდად გაფრქვეული საწვავი, რომელიც დგუშის გადაადგილების გამო უნდა დამწვარიყო მუდმივი ტემპერატურის პირობებში. იზოთერმულ წვას ძრავასათვის უნდა მიეცა საშუალება ემუშავა გაგრილების გარეშე და ამიტომ სითბური პროცესი მიახლოებოდა კარნოს ციკლს.

იზოთერმული წვა და ძრავას მუშაობა გაგრილების გარეშე, სამწუხაროდ, განუხორციელებელი აღმოჩნდა, ხოლო ამ პრინციპებზე 1895 წელს აგებული პირველი ძრავა მოკლებული იყო მუშაობისუნარიანობას.

მხოლოდ ამის შემდეგ, აუგსტურგის ქარხნის ინჟინრების ფართო მონაწილეობით, 1897 წელს მოხერხდა მუშაობისუნარიანი ძრავას გამოშვება, რომელსაც, რა თქმა უნდა, ჰქონდა გაგრილების სისტემა და წვაც ტემპერატურის მატებით მიმდინარეობდა. ეს ძრავა დადგმულ იქნა მუდმივი ექსპლოატაციისათვის ასანთის ქარხანაში.

დიზელის თვითაალებით მომუშავე ძრავას დიდი უპირატესობა იყო ის, რომ ცილინდრში სუფთა ჰაერის შეშვებით იქმნებოდა მისი ძლიერი კუმშვის შესაძლებლობა, რაც მანამდე არსებულ ძრავებში, რომელთა ცილინდრებში შეიწოვებოდა და იკუმშებოდა საწვავი აირი, თვითაალებისა და დეტონაციის წარმოქმნის გამო ვერ ხერხდებოდა. ძლიერი კუმშვა კი (ე. ი. მაღალი კუმშვის ხარისხი) ძრავას მაჩვენებლების გაუმჯობესების საუკეთესო საშუალებაა და მისი განვითარების დიდ პერსპექტივებს ქმნის.

სხვა ქარხნებთან ერთად 1892 წლიდან ნავთით მომუშავე ძრავებს წარმატებით ამზადებდა ნობელის პეტერბურგის მექანიკური

ქარხანა (ამჟამად ქარხანა „რუსკი დიზელი“). ჯერ ათვისებული იყო ოთხტაქტიანი, შემდეგ კი ორტაქტიანი ძრავების წარმოება.

1898 წელს ნობელის ქარხანამ შეიძინა დიზელის პატენტი, საფუძვლიანად გადაამუშავა ის და დაიწყო ორიგინალური კონსტრუქციის თვითაღებადი ძრავების გამოშვება. ამ ძრავების ძირითადი თავისებურება ის იყო, რომ ისინი მუშაობდნენ არა, ნავთით, როგორც მსოფლიოს ყველა სხვა ქარხნების მიერ გამოშვებული ძრავები, არამედ ნედლი ნავთობით. 1899 წელს პროფ. გ. დეპის მიერ ჩატარებულმა გამოცდებმა აჩვენა, რომ ნობელის ქარხანაში შექმნილი ძრავა ავითარებდა 25 ცხ. ძს (≈ 18 კვტ), ამასთანავე, წვის მაქსიმალური წნევა შეადგენდა 30 კგ/სმ² (≈ 3 მნ/მ²), ხოლო საწვავის კუთრი ხარჯი იყო 220 გრამი ყოველ ეფექტურ ცხენის ძალაზე საათში. აღსანიშნავია, რომ სხვა ქარხნების მიერ გამოშვებული ნავთით მომუშავე დიზელებისათვის საწვავის კუთრი ხარჯი შეადგენდა 300—400 გ/ე. ცხ. ძს. სთ (220÷290 გ/კვტსთ).

გარდა ნობელის ქარხნისა, რუსეთში დიზელების გამოშვება დაიწყო კოლომნის, ნოვგოროდის, ნიკოლაევის, სორმოვოსა და ხარკოვის ქარხნებმა.

ამჟამად სახალხო მეურნეობაში ძირითადად გვხვდება დიზელები, რომლებიც გამოიყენება სტაციონარულ სამუშაოებზე, გემებზე, საოკინიგზო თბომავლებზე, ტრაქტორებზე, ავტომობილებსა და აგრეთვე საგზაო და სამელიორაციო მანქანებზე.

ბენზინით მომუშავე კარბურატორიანი ძრავები გვხვდება მსუბუქ ავტომობილებზე, ზოგიერთ სატვირთო ავტომობილსა და ავტობუსზე. გვხვდება აგრეთვე (განსაკუთრებით სოფლად) მცირე სიმძლავრის სტაციონარულად მომუშავე კალორიზატორიანი ძრავები, რომლებიც მაშუთს იყენებენ.

დღუშინმა შიგაწვის ძრავებმა განვითარების დიდი გზა განვლო და მათი შექანიზმების უმრავლესობამ უდიდეს სრულყოფას მიაღწია. თუ, მაგალითად, ექსპლოატაციისათვის გამოსადეგი პირველი შიგაწვის ძრავას სიმძლავრე იყო დაახლოებით 3 ცხ. ძ., ახლა ჩვენ გვხვდება დიზელები, რომელთა აგრეგატული სიმძლავრე შეადგენს რამდენიმე ათას ცხენის ძალას. აღსანიშნავია, რომ 1968 წელს ამუშავდა ბელგიის ქალაქ გენტის ელექტროსადგური, სადაც გამოყენებულია 12-ცილინდრიანი ძრავა MANK 12 z 93/180, რომელიც წუთში 118 ბრუნის დროს ავითარებს 30000 ცხ. ძს.

ამჟამად იტალიური ფირმა Fiat-ი გამოსაშვებად ამზადებს 12-

ცილინდრიან დიზელს, რომლის სიმძლავრე იქნება 40 000 ცხ. ძ. ძრავას თითოეული ცილინდრის დიამეტრი შეადგენს 1040 მმ.

საწვავი აირით მომუშავე პირველი ძრავებისათვის სითბოს კუთარი ხარჯი შეადგენდა საშუალოდ 4900 კკალ/ცხ. ძ. სთ. თანამედროვე ძრავებში კი ის არ აღემატება 1490 კკალ/ცხ. ძ. სთ.

საწვავის ხარჯის მხრივ დიდი მიღწევა იყო დიზელის ძრავას შექმნა. პირველი დიზელის ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი შეადგენდა 26,2%; ამჟამად არსებობს ჩაბერვის მქონე დიზელი MAN, რომლის ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი 45,2%.

შეიძლება აღენიშნოთ აგრეთვე სამამულო წარმოების სწრაფ-სვლიანი დიზელი B-2, რომელსაც საწვავის საჩეკორდო კუთარი ხარჯი აქვს 160 გ/ცხ. ძ. სთ (≈ 120 გ/კეტსთ).

რაც შეეხება შიგაწვის ძრავას ბრუნთა რიცხვს, ის იცვლება დიდ ფარგლებში ძრავას დანიშნულებისა და ექსპლოატაციის პირობების მიხედვით. ამჟამად პრაქტიკაში ფართოდ გვხვდება როგორც დაბალი, ისე საშუალო და მაღალი ბრუნთა რიცხვის მქონე ძრავები. მაგალითად, მსოფლიოში ყველაზე მძლავრი ძრავების MAN-სა და Fiat-ის ბრუნთა რიცხვებია, შესაბამისად, 118 და 111 ბრ/წთ.

სამამულო წარმოების ახალი დიზელები (სტაციონარული და საზღვაო) საშუალო ბრუნთა რიცხვის ძრავებია. მაგალითად, დიზელი M — 401, რომელსაც იყენებენ წყალქვეშაფრთებიანი გემებისათვის, ავითარებს 1000 ბრ/წთ და იძლევა 1200 ცხ. ძ. ქარხანა „რუსკი დიზელი“ უშვებს გემებისათვის დიზელს 16 ДН 23/2, რომლის ბრუნთა რიცხვია 850 ბრ/წთ და იძლევა 6000 ცხ. ძ.

მობილური მანქანებისათვის განკუთვნილ ძრავებს, მუშაობის სპეციფიკური პირობების გამო, წაყენებათ განსაკუთრებული მოთხოვნები, რომლებიც შეიძლება დაკმაყოფილებულ იქნეს მხოლოდ მაღალი ბრუნთა რიცხვის განვითარებით. ამჟამად ხშირად შეიძლება შეგვხვდეს, საავტომობილო ძრავა, რომლის ბრუნთა რიცხვი შეადგენს 4500 — 5 000 ბრ/წთ.

დიზელის ბრუნთა რიცხვის გადიდებასთან დაკავშირებით და სავსებით ამ ტიპის ძრავას განვითარების თვალსაზრისით დიდი მნიშვნელობა ჰქონდა უკომპრესორო ძრავების შექმნას.

საქმე ის არის, რომ პირველ დიზელებში საწვავის შეფრქვევა ცილინდრში ხდებოდა მაღალ წნევამდე შეკუმშული ჰაერის გამოყენებით. მაგრამ მაღალი წნევის მქონე ჰაერის მისაღებად ძრავას უნდა ჰქონოდა კომპრესორი (ხშირად ორ ან სამსაფეხურიანი) და ბალონე-

ბი ჰაერის შესაგროვებლად. ამის შესაბამისად ასეთმა ძრავებმა კომპრესორიანი დიზელის სახელწოდება მიიღეს.

მიუხედავად იმისა, რომ შეკუმშული ჰაერით საწვავის შეფრქვევა საკმარისად მაღალხარისხოვნად ხდებოდა, მაინც საჭირო გახდა ზრუნვა მის შეცვლაზე და საწვავმიწოდების ისეთი სისტემის შექმნაზე, სადაც შეფრქვევა მექანიკურად განხორციელდებოდა შეკუმშული ჰაერის გამოყენების გარეშე. ცხადია, ასეთ ძრავას კომპრესორი არ ექნება, ამის გამო მათ უკომპრესორო დიზელებს უწოდებენ.

უკომპრესორო დიზელების შექმნა განსაკუთრებით აუცილებელი იყო სატრანსპორტო მანქანებისათვის, რადგანაც კომპრესორი და ბალონები ძალიან ზრდის ძრავას გაბარიტებსა და საერთო მასას. ამას ისიც ემატება, რომ კომპრესორი თავისი აძვრისათვის ხარჯავს ძრავას სასარგებლო მუშაობის მნიშვნელოვან ნაწილს.

ამჟამად წარმოებული დიზელების დიდი უმრავლესობა უკომპრესორია.

დიზელების განვითარებისათვის დიდი მნიშვნელობა ჰქონდა ჩაბერვის და განსაკუთრებით კი ტურბოჩაბერვის შემოღებას. ჩაბერვა ანუ, სხვაგვარად რომ ვთქვათ, ძრავას ცილინდრებში ჰაერის (ან საწვავი აირის) იძულებითი დაჭირხვნა იწვევს სიმძლავრის მნიშვნელოვან გადიდებას და, მაშასადამე, ძრავას სიმძლავრის ერთეულზე მასის შემცირებას. გარდა ამისა, თუ ჩაბერვა აირტურბინულია და ტურბოკომპრესორის აძვრისათვის გამოიყენება ძრავას ცილინდრებიდან გამომავალი ნამუშევარი აირი, მაშინ სიმძლავრის ზრდასთან ერთად მოიკლებს საწვავის კუთრი ხარჯი.

მიუხედავად იმისა, რომ შიგაწვის ძრავებმა განვითარების დიდი გზა განვლო, ჯერ კიდევ არსებობს მათი გაუმჯობესების რეზერვები. ამ თვალსაზრისით შეიძლება დავასახელოთ: ჩაბერვის ფართო გამოყენება და ჩაბერვის წნევის გადიდება; საწვავი ნარევის შექმნის პროცესის გაუმჯობესება; ცილინდრებში აირის შემშვები და გამომშვები სისტემების სრულყოფა; ახალი მასალების (მათ შორის კერამიკული მასალების) გამოყენებით ძრავას მუშაობის ხანგრძლივობისა და საიმედოობის გადიდება; მართვისა და რეგულირების ავტომატიზაცია და სხვა. განსაკუთრებული ყურადღება უნდა მიექცეს დგუშის რგოლების მუშაობის ხანგრძლივობის გადიდებას.

პირველ ნახ-ზე ნაჩვენებია გრაფიკი, სადაც ასახულია დიზელის ძრავას ძირითადი პარამეტრების განვითარების დინამიკა წლების მიხედვით.

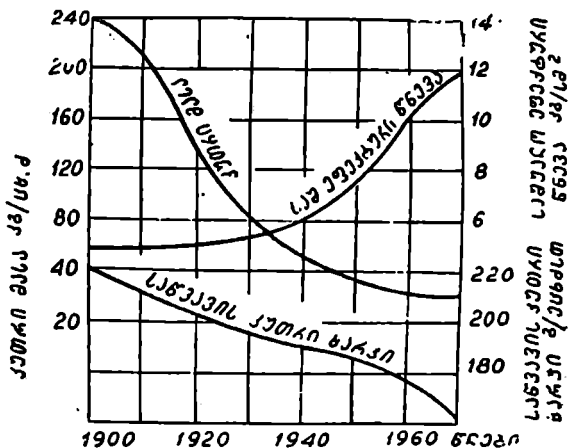
უნდა ვივარაუდოთ, რომ მომავალში შიგაწვის ძრავების მაჩვენებ-

ბლები კიდევ უფრო მეტად გაუმჯობესდება, რადგანაც მათი მოხმარება დღითიდღე მატულობს.

საინტერესოა აღინიშნოს, რომ ამერიკის შეერთებულ შტატებში დიზელების წლიური გამოშვება შეადგენს 80—90 ცხ. ძ-ს მოსახლეობის ყოველ 1000 კაცზე.

საბჭოთა კავშირში დიზელების გამოშვება 1970 წელს აღემატებოდა 1965 წელს გამოშვებული ძრავების რაოდენობას 37%-ით.

უახლოეს წლებში საზღვაო ფლოტში დიზელების გამოყენება



ნახ. 1. დიზელის ძირითადი პარამეტრების ცვლადობა წლების მიხედვით.

აყვანილი უნდა იქნეს 70—80%-მდე, ნაცვლად 50%-ისა, რომელიც ამჟამად არსებობს. დიდად გაფართოვდება დიზელების გამოყენება საბურღი სამუშაოებზე, და ღია სამთამაღრო დამუშავებაზე. დიზელებთან ერთად დიდად განვითარდება აირის მძლავრი ტურბინები, რომელთა რაოდენობა თანდათან მატულობს.

ბენზინით მომუშავე კარბურატორიანი ძრავა ჯერ კიდევ დიდხანს დარჩება, როგორც ენერგეტიკული დანადგარი მსუბუქი ავტომობილისათვის, აქ მოსალოდნელია დგუშიან ძრავებთან ერთად როტორული ძრავების გავრცელება.

საბჭოთა კავშირში ახალი სრულყოფილი დიზელების შექმნისა-

თვის გადამწყვეტი როლი შეასრულა ცენტრალურმა სამეცნიერო-კვლევითმა საღიზელო ინსტიტუტმა (ЦНИДИ), რომელიც 1924 წელს ლენინგრადის თბური ძრავების ლაბორატორიის ბაზაზე ჩამოყალიბდა. ამ ინსტიტუტს გამოჩენილი სპეციალისტები ლ. მარტენსი და ვ. გიტისი ხელმძღვანელობდნენ.

ახალი დიზელების შექმნა ემყარებოდა შიგაწვის ძრავების თეორიისა და გაანგარიშების მეთოდებს, რაშიც დიდი წვლილი შეიტანა მოსკოვის თბოტექნიკოსთა სკოლის შემქმნელის ვ. გრინევეცკისა და მისი მოწაფეებისა და მიმდევრების შრომებმა.

ვ. გრინევეცკიმ 1906 წელს მოსკოვის უმაღლესი, ტექნიკური სასწავლებლის მექანიკურ ლაბორატორიაში შექმნა დანადგარები შიგაწვის ძრავების გამოსაცდელად და დაიწყო მათი ექსპერიმენტული გამოკვლევა. მან ამ სამუშაოებში ჩააბა ახალგაზრდა სპეციალისტები ე. მაზინგი (დიდი სიმძლავრის ძრავების დარგში) და ნ. ბრილინგი (მცირე სიმძლავრის ძრავების დარგში).

1907 წელს გ. გიულდნერის წიგნის „შიგაწვის ძრავები“ დამატებად დაიბეჭდა ვ. გრინევეცკის მიერ დამუშავებული ძრავას თბური გაანგარიშების მეთოდი, რითაც საფუძველი ჩაეყარა მეცნიერების ამ დარგს.

1923 წელს გამოვიდა ნ. ბრილინგის სახელმძღვანელო „შიგაწვის ძრავები“. ამავე წელს ე. მაზინგმა დაამუშავა თხევადი საწვავის არასრული წვის შეფასების მეთოდიკა, რომელსაც დიდი მნიშვნელობა ჰქონდა წვის პროცესის სრულყოფის შეფასებისათვის.

1927 წელს ბ. სტეჩინმა გამოაქვეყნა ძრავას თბური გაანგარიშების ორიგინალური მეთოდი, სადაც ძრავას სიმძლავრე და ეკონომიურობა დაკავშირებული იყო სითბოს ბალანსთან.

დიდი მნიშვნელობა ჰქონდა ე. მაზინგის მიერ გამოცემულ წიგნს „შიგაწვის ძრავების თბური პროცესი“, სადაც შეჯამდა ამ დარგში ადრე ჩატარებული სამუშაოები და ჩამოყალიბდა შიგაწვის ძრავას თბური გაანგარიშების დაზუსტებული მეთოდი. ამ მეთოდმა შემდგომში აღიარება ჰპოვა მთელს მსოფლიოში.

შიგაწვის ძრავების თეორია გაამდიდრა ნ. ბრილინგის შრომამ „ძრავებში სამუშაო პროცესისა და თბოგადაცემის გამოკვლევა“.

1929 წელს ა. ორლინმა დაიწყო საფუძვლიანი გამოკვლევები ორტაქტიან ძრავებში აირცვლის საკითხების შესასწავლად და მნიშვნელოვან შედეგებსაც მიაღწია. ეს შედეგები გაშუქებული იყო მის მონოგრაფიებში, რომელთა შორის განსაკუთრებული აღნიშვნის ღირსია 1968 წელს გამოცემული ა. ორლინისა და მ. კრუგლოვის წიგნი „კომბინირებული ორტაქტიანი ძრავები“.

1930 წლიდან დ. ვირუბოვი და მისი თანამშრომლები წარმატებით იკვლევდნენ საწვავის თვისებების გავლენას ძრავას სამუშაო პროცესის მიმდინარეობაზე.

აღსანიშნავია აგრეთვე მ. სოროკო-ნოვიცკის, ბ. ლიბროვიჩის, ვ. პეტროვის, ნ. დიაჩენკოს, ვ. ბოლტინსკის, ი. ლენინის და სხვ. შრომები, რომლებმაც გაამდიდრეს შიგაწვის ძრავების თეორია.

ახლო მომავალში უნდა მოველოდეთ როტორული და ცვლადი კუმშვის ხარისხის მქონე ძრავებისა და მათი თეორიის განვითარებას.

როტორული ძრავებიდან უკვე დაიწყო გავრცელება ვანკელის ძრავამ, რომელიც სხვადასხვა ქვეყანაში მზადდება და გამოიყენება ავტომობილებზე, ნავეებზე და მცირე სიმძლავრის კატარღებზე, ის ზოგჯერ გამოიყენება აგრეთვე როგორც დიზელის გამშვები ძრავა. არაა გამორიცხული, რომ ახლო მომავალში ვანკელის როტორულ ძრავებთან ერთად გამოჩნდება როტორულ-ფრთიანი ძრავებიც, რომლებზედაც ამჟამად მიმდინარეობს საცდელი სამუშაოები.

სადღეისოდ უკვე შექმნილია და გამოქვეყნებულია პერიოდულ ლიტერატურაში როტორული ძრავების თეორიის საფუძვლები.

პერსპექტიულია აგრეთვე ცვლადი კუმშვის ხარისხის მქონე შიგაწვის ძრავები, რომელთა შექმნაზე დიდი ხანია მიმდინარეობს მუშაობა.

წინათ გამომგონებლები და ინჟინრები ცდილობდნენ შეექმნათ ცვლადი კუმშვის ხარისხის მქონე საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავა, სადაც კუმშვის ხარისხი შეიცვლებოდა ავტომობილის მოძრაობის რეჟიმის შესაბამისად. ბოლო ხანებში კი გამოირკვა, რომ ცვლადი კუმშვის ხარისხს სხვა უფრო დიდი პერსპექტივები აქვს და რომ ის განსაკუთრებით ხელსაყრელია დიზელებისათვის.

საქმე ისაა, რომ შიგაწვის ძრავების (განსაკუთრებით კი დიზელების) მომავალი განვითარება დაკავშირებულია ძალიან ძლიერი ჩანერვის გამოყენებასთან და ამის გარეშე შეუძლებელია პერსპექტიული შიგაწვის ძრავას შექმნა, რომელსაც უნარი ექნება მომავალში კონკურენცია გაუწიოს სხვა ტიპის ძრავებს.

ამასთანავე მაღალი ჩაბერვის გამოყენება შეზღუდულია წვის მაქსიმალური წნევით და ამის გამო ძრავას ძირითადი ნაწილების სიმტკიცით. ამ გარემოებიდან საუკეთესო გამოსავალია ცვლადი კუმშვის ხარისხის გამოყენება.

ასეთ ძრავაში, ჩაბერვის წნევის ზრდასთან ერთად, შესაძლებელია კუმშვის ხარისხის შემცირება, რაც თავიდან აგვაცილებს წვის მაქსიმალური წნევის ზრდას და, მაშასადამე, მოხერხდება ძლიერი ჩა-

ბერვის გამოყენება ძრავას ძირითადი ნაწილების გადატვირთვის გამოყენება.

ყველაზე უფრო პერსპექტიულად ითვლება ტელესკოპური დგუშისა და ცვლადი მოცულობის მქონე დამატებითი კამერის გამოყენება. პირველ შემთხვევაში ჰიდრაულიკური სისტემის დახმარებით იცვლება მანძილი დგუშის ძირსა და თითის ცენტრს შორის, ხოლო მეორე შემთხვევაში ცვლებადობას განიცდის კამერის მოცულობა, მასში მოწყობილი დამატებითი დგუშის სათანადო გადაადგილებით.

საქართველოში შიგაწვის ძრავების კვლევა დაიწყო 1936 წელს. ეს გამოკვლევები ძირითადად ეხებოდა საავტოტრაქტორო ძრავების მუშაობას მაღალმთიან პირობებში და იმ ღონისძიებების დამუშავებას, რომლებიც აუმჯობესებენ ძრავას მაჩვენებლებს ასეთ პირობებში მუშაობის დროს.

დამუშავდა აგრეთვე სასიმალო პირობებში მომუშავე ძრავას თბური გაანგარიშების მეთოდი და კარბურატორიანი ძრავასათვის საწვავი ნარევის დადროსელების თეორია. შეიქმნა ძრავა კუმშვის ნარისხის ავტომატური ცვლებადობით.

საზღვარგარეთელი მეცნიერებიდან, რომელთაც დიდი წვლილი შეიტანეს შიგაწვის ძრავების თეორიის განვითარებაში, საკუროა დავასახელოთ: გ. გიულდნერი, გ. რიკარდო, დ. პაი, ა. ჯოჯი, ფ. ზასი, ე. ხელდტი, პ. ლისტი, დ. ხელი, ვ. დუენი, დ. მაკლოუ და სხვ.

სახელმძღვანელოში განხილულია დგუშიანი შიგაწვის ძრავების თეორიის საკითხები იმ მოცულობით, რაც საკმარისია ამ სპეციალობის ფაკულტეტზე საგნის შესასწავლად.

შიგაწვის ძრავების თეორიას ჩვენ მივაკუთვნეთ მხოლოდ თბური პროცესები და ციკლები, პროცესების ეკონომიკა, დინამიკა და ძრავას თბური გაანგარიშება.

დგუშიანი შიგაწვის ძრავას ძირითადი სქემა და ტიპები

შიგაწვის ძრავებს მიეკუთვნება დგუშიანი შიგაწვის ძრავები. აიჩის ტურბინები /და თანამედროვე რეაქტიული ძრავები. ყველა ამ ძრავაში, განსხვავებით ორთქლის ძრავასაგან, საწვავის წვა ძრავას შიგნით წარმოებს, ამის მიხედვითაა წარმომდგარი მათი სახელწოდება.

ქვემოთ განვიხილავთ მხოლოდ დგუშიან შიგაწვის ძრავებს, მათ შორის ტურბოჩაბერვის მქონე ძრავებსაც, რომლებსაც ხშირად ტურბოდგუშიან ძრავებს უწოდებენ.

დგუშიან ძრავაში საწვავის წვა მის ცილინდრში წარმოებს, რის განსახორციელებლადაც საწვავთან ერთად ცილინდრში ჟანგბადიც უნდა მიწაწოდოთ. მაგრამ ცილინდრში სუფთა ჟანგბადის მიწოდება გამოიწვევდა საწვავის გადამეტებულად სწრაფ წვას, წნევის მეტად მკვეთრ ზრდას და ძრავას ნაწილების დაზიანებასა და ნგრევას. ამ გარემოების თავიდან ასაცილებლად ცილინდრში სუფთა ჟანგბადის მაგიერ ატმოსფერული ჰაერი შეჰყავთ, რომელიც ჟანგბადთან ერთად ინერტულ აზოტსაც შეიცავს და ამის გამო წვის დასაშვებ სიჩქარეს იძლევა.

სუფთა ჟანგბადის მაგიერ ატმოსფერული ჰაერის გამოყენება იმითაცაა ხელსაყრელი, რომ ასეთ შემთხვევაში ძლიერ მარტივდება ძრავას კვების სისტემა.

საქირაო შენიშნოთ, რომ წვისათვის ატმოსფერული ჰაერის გამოყენების შემთხვევაში წვის სასურველ სიჩქარეს მივალწვეთ მხოლოდ მაშინ, თუ საწვავი კარგად იქნება გაფრქვეული და შერეული ჰაერთან ან, როგორც ამბობენ, კარგად იქნება შემზადებული საწვავი ნარევი. წინააღმდეგ შემთხვევაში წვის სიჩქარე იმდენად მცირე იქნება, რომ ძრავა ვერ იმუშაებს ან იმუშაებს ცუდი მაჩვენებლებით.

ამასთან დაკავშირებით ძრავას შექმნის დროს აუცილებელია განსაკუთრებული ყურადღება მიექცეს ნარევის შექმნისა და წვის პროცესების სწორ ორგანიზაციას.

საქმე იმით რთულდება, რომ ნარევის შექმნისა და წვისათვის განკუთვნილი დრო მეტად მცირეა და წამის მესამედი და მეათასედი ნაწილებით გაიზომება. ეს დრო ნელსვლიან ძრავებშიც კი ძალიან მცირე გამოდის. მაგალითად, სტაციონარულ დიზელში, რომლის ბრუნთა რი-

ცხვი შეადგენს 120 ბრ/წთ, ის არ აღემატება 0,03 წამს. სწრაფსვლიან ღიზელში, მაგალითად, მაშინ როცა მისი მუხლა ლილვი ბრუნავს 2000 ბრ/წთ სიჩქარით, ნარევის შექმნისა და წვის პროცესისათვის დრო დაახლოებით 0,002 წამს შეადგენს. მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდასთან ერთად ეს დრო კიდევ უფრო მცირდება.

აღსანიშნავია, რომ ამ თვალსაზრისით ღიზელთან შედარებით კარბურატორიანი ძრავა უკეთეს პირობებშია, რადგანაც იქ ეს დროს 5—6-ჯერ უფრო მეტია.

შიგაწვის ძრავაში საწვავი ნარევის შექმნა და წვის პროცესი სხვადასხვანაირად შეიძლება განხორციელდეს. ამის გამო პრაქტიკაში გვხვდება სხვადასხვა ტიპის ძრავები. ამასთანავე, დღეშიანი ძრავას ძირითადი სქემა ყველა შემთხვევაში უცვლელი რჩება და ხასიათდება მუდმივი თვისებებით.

§ 1. დღეშიანი ძრავას ძირითადი სპეცია

შიგაწვის ძრავას ძირითადი სქემა (ნახ. 2) შეიცავს: მუშა ცილინდრს, დღეშს შემამქიძრობელი რგოლებითა და თითოთ, ბარბაცას, მუხლა ლილვსა და ცილინდრის ქვედა და ზედა სახურავებს.

შიგაწვის დღეშიანი ძრავას ზედა სახურავში ან ცილინდრის კედელში აქვს ხვრეტილები, საიდანაც წარმოებს ცილინდრში ახალი მუხტის შეშვება და ცილინდრიდან ნამუშევარი აირების გამოშვება.

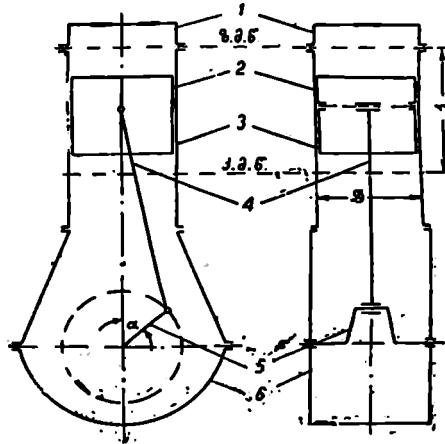
დღეშიანი შიგაწვის ძრავას სქემის ძირითადი თვისება ისაა, რომ მუხლა ლილვის ბრუნვის დროს დღეში ასრულებს უკუმოქცევ-გადატანით მოძრაობას ზედა მკვდარ წერტილსა (ზ. მ. წ.) და ქვედა მკვდარ წერტილს (ქ. მ. წ.) შორის. დღეშის ასეთი მოძრაობა იწვევს ცილინდრის შიგნით (დღეშსა და ზედა სახურავს შორის) მოცულობის პერიოდულ ცვალებადობას და ამით ქმნის მუშა პროცესის განხორციელების საშუალებას.

ცხადია, რომ დღეშის უკუმოქცევითი მოძრაობა წარმოქმნის აჩქარებებს და, მაშასადამე, ინერციის ძალებს, რომლებიც ტვირთავენ ძრავას ნაწილებს. ვინაიდან ინერციის ძალები მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის კვადრატის პროპორციულია, ამიტომ ისინი დიდ სიდიდეებს აღწევენ და ჰქმნიან სერიოზულ დაბრკოლებებს სწრაფსვლიან ძრავებში.

გარდა ინერციის ძალების წარმოქმნისა, ძრავას ძირითად მექანიზმს (ე. ი. მრულმხარა-ბარბაცა მექანიზმს) ის ნაკლიც აქვს, რომ ბარბაცას სასრულო სიგრძის გამო მუდამ იქმნება გვერდითი წნევა,

რაც დგუშისა და ცილინდრის ზედაპირების დაჩქარებულ და არათანაბარ ცვეთას იწვევს.

ამ გარემოების თავიდან ასაცილებლად ძრავების განვითარების პირველ პერიოდში ბარბაცას თითის შემწვობით პირდაპირ კი არ უერთებდნენ დგუშს, არამედ ეს შეერთება ხორციელდებოდა ცილინდრის ლერძის გასწვრივ მცურავ კრეიცკოფის (ჯვართავას) საშუალებით. კრეიცკოფის მოცილება მნიშვნელოვნად ამარტივებს ძრავას კონსტრუქციას, მაგრამ ამ დროს გვერდითი წნევის არსებობის გამო



ნახ. 2. დგუშისანი შიგაწვის ძრავას ძირითადი სქემა:
 1—ზედა სახურავი; 2—დგუში; 3—ცილინდრი; 4—ბარბაცა;
 5—მუხლა ლილვი; 6—ჭედა სახურავი.

აუცილებელი ხდება დგუშის მოხახუნე ზედაპირის (ე. წ. ტრონკების) გადიდება და განვითარება.

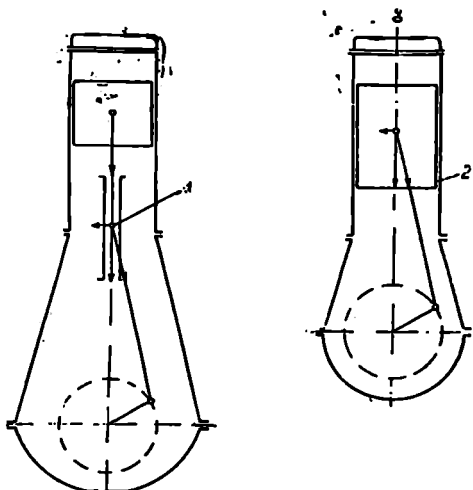
მე-3 ნახ-ზე ნაჩვენებია კრეიცკოფიანი (ა) და ტრონკული (ბ) ძრავების სქემები, საიდანაც ნათლად ჩანს, რომ პირველ შემთხვევაში დგუში სრულიად თავისუფალია გვერდითი წნევისაგან. ადვილი მისახვედრია ისიც, რომ ცილინდრის ერთი და იმავე ზომების დროს კრეიცკოფიანი ძრავა ბევრად უფრო მაღალი გამოვა ტრონკულთან შედარებით. ამის მიზეზია ის, რომ ძალიან დიდი სიმძლავრის (20000 — 30000 ცხ. ძ) ძრავები რამდენიმესართულიანი სახლის სიმძლავრის გამოდის და მათი მომსახურებისათვის ლიფტებს იყენებენ.

თავისთავად ცხადია, რომ ყველა კონსტრუქტორი ცდილობს განთავისუფლდეს კრეიცკოფისაგან.

სადღეისოდ არსებული მცირე სიმძლავრის ძრავები, როგორც

წესი, ტრონკულია. რაც შეეხება დიდი სიმძლავრის დიზელებს, მათში ჯერჯერობით ქარბობს კრეიციკოფული ძრავები, თუმცა ამ ბოლო დროს საკმაოდ გავრცელდა დიდი სიმძლავრის ტრონკული დიზელებიც.

შედარებისათვის გერმანულმა ფირმამ MAN დაამზადა და გამოსცადა ორი 15000 ცხ. ძ. სიმძლავრის ძრავა. ერთი მათგანი K 6 z 93/170 იყო კრეიციკოფული, მეორე კი—V 8 V 40/54 ტრონკული. აღმოჩნდა,



ნახ. 3. კრეიციკოფული (ა) და ტრონკული (ბ) ძრავების სქემები: 1—კრეიციკოფი; 2—დგუშის ტრონკი

რომ კრეიციკოფული ძრავა იწონიდა 625 ტონას, ტრონკული კი—284 ტონას; ამასთანავე, პირველის სიმაღლე იყო 10,33 მ, მეორესი კი 3,5 მ. ამ მონაცემებიდან ნათლად ჩანს ტრონკული ძრავას უპირატესობა.

დგუშისანი შიგაწვის ძრავას განხილული სქემა აგებული იყო ცილინდრის ვერტიკალური მდგომარეობისათვის; ცხადია, ძრავას ძირითადი სქემა არ შეიცვლება, თუ ცილინდრს წარმოვიდგენთ ჰორიზონტალურ მდგომარეობაში. პრაქტიკაში ჰორიზონტალურ ძრავასთან შედარებით ვერტიკალური ბევრად უფრო მეტად გამოიყენება.

როგორც აღვნიშნეთ, ყველა ტიპის დგუშისანი შიგაწვის ძრავაში ძირითადი სქემა ერთნაირი რჩება. ამასთანავე, მხედველობაში უნდა გვქონდეს, რომ ძრავას მუშაობისათვის მისი სქემა საკმარისა შევსებულ იქნეს აირგანაწილების, კვების, ანთების, შეზეთვისა და გაგრილების სისტემებით.

მუხლა ლილვის ისეთ მდგომარეობაში, როდესაც დგუში იცვლის მოძრაობის მიმართულებას, ე. ი. მისი სიჩქარე ნულის ტოლია, ვლებულობთ ეგრეთ წოდებულ მკვდარ წერტილს. ადგილი წარმოსადგენია, რომ გვექნება ორი მკვდარი წერტილი (დგუშის ორი განაპირა მდგომარეობა). ვერტიკალურ ძრავებში, შესაბამისად, გვექნება ზედა და ქვედა, ჰორიზონტალურ ძრავებში კი მარჯვენა და მარცხენა (ან შიგა და გარე) მკვდარი წერტილები.

აღსანიშნავია ის მდგომარეობა, რომ მკვდარ წერტილებში ბარბაცას გეომეტრიული ღერძი თანხედება მუხლა ლილვის მრუდმხარას სიბრტყეს და დგუშზე მოქმედ ძალას არ შეუძლია აამოძრავოს მუხლა ლილვი. აღსანიშნავია ისიც, რომ ჩვეულებრივ ძრავაში მკვდარ წერტილებს შეესაბამება ცილინდრის მინიმალური და მაქსიმალური მოცულობები.

დამოუკიდებლად ტიპისა, ძრავას ძირითად ზომებად ითვლება მისი ცილინდრული დიამეტრი D და დგუშის სვლა (მანძილი მკვდარ წერტილებს შორის) S (ნახ. 2).

გარდა ამისა, შიგაწვის ძრავების თეორიაში მიღებულია შემდეგი ცნებები და აღნიშვნები:

1. ცილინდრის მუშა მოცულობა V_h —მოცულობა, რომელსაც დგუში ერთი სვლის განმავლობაში აღწერს (მოცულობა დგუშის მკვდარ მდგომარეობებს შორის). ის განისაზღვრება ტოლობით:

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S,$$

სადაც D არის ცილინდრის დიამეტრი,

S —დგუშის სვლა.

2. კუმშვის კამერის მოცულობა V_c —მინიმალური მოცულობა, რომელიც გვექნება ცილინდრში დგუშის ზედა (განაპირა) მკვდარ წერტილში ყოფნის დროს.

3. ცილინდრის მთლიანი მოცულობა V_a —მოცულობა, რომელსაც მუშა და კუმშვის მოცულობების შეჯამებით მივღებთ:

$$V_a = V_h + V_c.$$

4. კუმშვის ხარისხი ε —შეფარდება ცილინდრის მთლიანი მოცულობისა კუმშვის კამერის მოცულობასთან, ე. ი.

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{V_h}{V_c} + 1.$$

როგორც ჩანს, ε გეომეტრიული სიდიდეა და მოცემული ძრავათვის ყველა პირობაში უცვლელი რჩება.

5. შევსების კოეფიციენტი η_5 —შეფარდება ცილინდრში ნამდვილად მოხვედრილი ჰაერის (ან საწვავი ნარევის) მასისა ჰაერის (ან საწვავი ნარევის) იმ მასასთან, რომელიც მოთავსდებოდა ცილინდრის მუშა მოცულობაში გარემოს წნევისა და ტემპერატურის პირობებში.

თუ ძრავა ჩაბერვით მუშაობს, მაშინ საჭიროა ცილინდრში ნამდვილად მოხვედრილი მუხტის მასა შეეფარდოს მუხტის იმ რაოდენობას, რომელიც მოთავსდება ცილინდრის მუშა მოცულობაში დამკირხნიდან გამომავალი ჰაერის წნევისა და ტემპერატურის პირობებში.

შევსების კოეფიციენტი ახასიათებს ჰაერით (ან საწვავი ნარევით) ცილინდრების შევსების ხარისხს!

6. ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი α —შეფარდება ცილინდრში ნამდვილად მოხვედრილი ჰაერის რაოდენობისა ჰაერის იმ რაოდენობასთან, რომელიც თეორიულად საჭიროა ცილინდრში მიწოდებული საწვავის სრული წვისათვის.

ეს პარამეტრი გამოიყენება საწვავი ნარევის ხარისხის შესაფასებლად.

7. ძრავას ლიტრაჟი $V_h z$ —ძრავას ყველა ცილინდრის მუშა მოცულობათა ჯამი, გამოსახული ლიტრებით (კუბური დეციმეტრებით).

8. ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრე N_i —ძრავას ცილინდრებში განვითარებული სიმძლავრე.

9. ძრავას ეფექტური სიმძლავრე N_e —ძრავას მუხლალივზე განვითარებული სასარგებლო სიმძლავრე. იგი მუდამ ნაკლებია ინდიკატორულ სიმძლავრეზე, რადგანაც განსაზღვრული მუშაობა იხარჯება ხახუნის დაძლევისა და დამხმარე მექანიზმების აძვარზე.

10. ძრავას ლიტრული სიმძლავრე N_L —ეფექტური სიმძლავრე, რომელიც მოდის მუშა მოცულობის ერთ ლიტრზე.

11. ძრავას მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი (მ. ქ. კ.) η_m —ეფექტური და ინდიკატორული სიმძლავრეების ფარდობა. ის გამოიყენება ძრავას მექანიკური დანაკარგების შეფასებისათვის.

12. ძრავას ეფექტური მ. ქ. კ. η_e —ძრავას მიერ განვითარებული სასარგებლო მუშაობის ფარდობა დახარჯულ სითბოსთან. იგი გამოიყენება ძრავას ეკონომიურობის შეფასებისათვის.

ღვუშიანი შიგაწვის ძრავებიდან სახალხო მეურნეობაში ამჟამად ყველაზე ფართოდ გამოიყენება დიზელები. მაგრამ მათთან ერთად საკმაო რაოდენობით გვხვდება სხვა ტიპის ძრავებიც. ამასთან დაკავშირებით, ქვემოთ მოკლედაა განხილული ყველა იმ ღვუშიანი შიგაწვის ძრავა, რომლებიც განსაზღვრული რაოდენობით გამოიყენება ჩვენი სახალხო მეურნეობის ამა თუ იმ დარგში. განხილვის თანამიმდევრობა გამოსახავს განვითარების საფეხურებს და არ შეესაბამება მათი პრაქტიკაში გავრცელების ხარისხს.

ოთხტაქტიანი ძრავები

ოთხტაქტიან ძრავაში მუშა პროცესი მუხლა ლილვის ორი შემობრუნების, ანუ ღვუშის ოთხი სელის (ოთხი ტაქტის) განმავლობაში სრულდება.

ასეთ ძრავას აქვს ორი სარქველი, რომელთაგან ერთი დანიშნულია ცილინდრში ახალი მუხტის შესაშვებად, მეორე კი — ნაჟუშევიარი აირების ატმოსფეროში გამოსადევნად. დიდი ზომის დიზელებში ზოგჯერ კეთდება ორი შემშვები და ორი გამომშვები სარქველი. ამის მიზანია სარქველის მასის გადამეტებულად გადიდების თავიდან აცილება.

ოთხტაქტიანი ძრავა მუშაობს შემდეგნაირად:

პირველი ტაქტის განმავლობაში ღვუში მოძრაობს ზემოდან ქვემოთ, შემშვები სარქველი გაღებულია და წარმოებს ცილინდრის შევსება ახალი მუხტით (საწვავი ნარევით ან ჰაერით). თუ ძრავაში არაა გამოყენებული ჩაბერვა, მაშინ ცილინდრში მუხტი შედის იმ გაუხშობების ხარჯზე, რომელიც წარმოიქმნება მასში ღვუშის ქვემოთ გადაადგილების გამო. თუ გამოყენებულია ჩაბერვა, მაშინ ცილინდრი შეივსება იმ კარბი წნევის გავლენით, რომელსაც მუხტს მიანიჭებს დამჭირხნი (კომპრესორი). ცხადია, პირველ შემთხვევაში შევსების დროს წნევა ცილინდრში იქნება ატმოსფერულზე ნაკლები, მეორე შემთხვევაში კი ატმოსფერულზე მეტი.

ცილინდრის შევსებას წინ უსწრებს წინა ციკლის დასასრულს ნაჟუშევიარი აირების განდევნა. ამ მიზეზის გამო კუმშვის კამერა შევსების დასაწყისში გამოვსებული იქნება ნარჩენი აირებით, რომლის წნევა ატმოსფერულზე რამდენიმედ მეტია (გამოდენის წინააღობის არსებობის გამო), ტემპერატურა კი 600—1000°C აღწევს.

ამრიგად, ცილინდრში შესული ახალი მუხტი შეერევა ნარჩენ აირებს და ჰქმნის ე. წ. მუშა ჭარვეს.

მეორე ტაქტი — კუმშვის ტაქტია და მიმდინარეობს დგუშის მოძრაობისას ქვემოდან ზემოთ. ამ დროს სარქველები ჩაკეტილია. კუმშვის ბოლოს იწყება საწვავის წვა და წარმოიქმნება მაღალი წნევისა და ტემპერატურის მქონე წვის პროდუქტები.

მესამე ტაქტი წარმოადგენს სამუშაო სვლას, რომლის დროსაც წარმოებს წვის პროდუქტების გაფართოება და წნევის თანდათანობითი ვარდნა. მესამე ტაქტის განმავლობაში სრულდება სასარგებლო მუშაობა, რომელიც დგუშისა და ბარბაცას შემწეობით გადაეცემა მუხლა ლილვს. ადვილი წარმოსადგენია, რომ მესამე ტაქტის განმავლობაში ორივე სარქველი ჩაკეტილი უნდა იყოს.

მეოთხე ტაქტი ის დროს დგუში მოძრაობს ქვემოდან ზემოთ, იღება გამომშვები სარქველი და წარმოებს ნამუშევარი აირების გამოდევნა ცილინდრიდან. ზედა მკედარ წერტილში გამომშვები სარქველი იკეტება, მთავრდება ციკლი და იწყება მომდევნო ციკლის საწყისი პროცესი.

ამრიგად, ოთხტაქტიან ძრავაში მხოლოდ ერთი ტაქტია სამუშაო, დანარჩენი სამი კი წარმოადგენს შესამზადებელ ტაქტებს და სრულდება ძრავას მოძრავი ნაწილების (ძირითადად მქნევარას) კინეტიკური ენერჯისა და სხვა მეზობელ ცილინდრების (მრავალცილინდრიან ძრავაში) მუშაობის ხარჯზე.

სარქველების თავისდროული გაღება და ჩაკეტვა წარმოებს გამანაწილებელი მექანიზმის საშუალებით, რომლის ლილვი სინქრონულად არის შებმული. მუხლა ლილვთან.

იმის გამო, რომ ყოველი ციკლის განმავლობაში თითო სარქველი თითოჯერ უნდა გაიღოს, ხოლო ციკლი სრულდება მუხლა ლილვის ორი შემობრუნების დროს, — გამანაწილებელი მექანიზმის ლილვი მუხლა ლილვზე ორჯერ უფრო ნელა უნდა ბრუნავდეს.

ძრავას ცილინდრების უკეთესი გასუფთავებისა და შევსების მიზნით, სარქველები იღება და იხურება მკედარ წერტილებზე უფრო ადრე ან უფრო გვიან. ზოგ ძრავაში განდევნის დასასრულს და შეწოვის დასაწყისში, დროის მცირე მონაკვეთში, ორივე სარქველი ერთდროულადაა ღია და, როგორც ამბობენ; ხდება სარქველების გადახურვა.

სარქველების გაღებისა და ჩაკეტვის მომენტებში აცდენას მკედარი წერტილების მიმართ, გამოსახულს მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხით, — აირგანაწილების ფაზები ეწოდება.

თანამედროვე შიგაწვის ძრავას შემშვები სარქველი უმრავლეს შემთხვევაში იღება დგუშის ზ. მ. წ-ში მისულამდე. ეს კეთდება იმისათვის, რომ ზ. მ. წ-თან დგუშის მინახლოების მომენტში, ე. ი. შემ-

ვების დასაწყისში, შემშვები სარქველი გაღებულ იქნეს რაც შეიძლება მეტად. ეს ხელს შეუწყობს ცილინდრის უკეთეს შეესებას.

თანამედროვე ძრავებში შემშვები სარქველის გაღების წინსწრება შეადგენს $10 \div 30'$ მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის მიხედვით.

შემშვები სარქველი იხურება დაგვიანებით, მაშინ როცა ღგუში გადასცდება ქ. მ. წ-ს. ეს კეთდება იმიტომ, რომ ქ. მ. წ-ში ღგუშის მისვლისას ცილინდრში შემავალ მუხტს საკმაოდ დიდი სიჩქარე აქვს და, მასასადამე, შესწევს უნარი განაგრძოს ცილინდრში შესვლა. ცილინდრის მაქსიმალური შევსებისათვის სასურველია შემშვები სარქველი მაშინ ჩაიკეტოს, როცა ცილინდრში შემავალი მუხტის სიჩქარე ნულს მიუახლოვდება.

ცხადია, სარქველის ჩაკეტვის სასურველი დაგვიანების პილიღე მით მეტი იქნება, რაც მეტია ძრავას ბრუნთა რიცხვი. თანამედროვე ღიზელებში ის შეადგენს $20-45^{\circ}$, კარბურატორიან ძრავებში კი $40-70^{\circ}$.

აღსანიშნავია, რომ შემშვები სარქველის დახურვის დაგვიანება დიდ გავლენას ახდენს ცილინდრების შეესებაზე და, მასასადამე, ძრავას სიმძლავრეზეც.

შიგაწვის ძრავებში გამომშვები სარქველი იწყებს გაღებას ქ. მ. წ-ში ღგუშის მისვლამდე, ე. ი. მაშინ, როდესაც ჯერ არ დამთავრებულია გაფართოების პროცესი, ეს კეთდება იმიტომ, რომ ღგუშის ზემოთ მოძრაობისას წვის პროდუქტებს არ ექნეს მაღალი წნევა და არ გამოიწვიოს ღგუშის დამუხრუჭება.

გამომშვებმა სარქველმა ქ. მ. წ-ში რომ დაიწყოს გაღება, მაშინ სარქველის მცირე გასავალი კვეთის გამო ნამუშევარი აირი ვერ მოასწრებს ცილინდრიდან დროულად გამოსვლას, განდევნის სვლის განმავლობაში უკუწნევა მაღალი იქნება და ამის გამო შემცირდება ძრავას ეფექტური სიმძლავრე.

ძრავას სიმძლავრე იმ შემთხვევაშიც შემცირდება, თუ გამომშვები სარქველი მეტად ადრე გაიღება. ეს მოხდება იმიტომ, რომ გაფართოების პროცესის დასასრულს წნევა მკვეთრად დაეცემა და შემცირდება აირის მიერ შესრულებული სასარგებლო მუშაობა.

მოცემული ძრავასათვის გამომშვები სარქველის გაღების ოპტიმალური მომენტის დადგენა, ისევე როგორც აირგანაწილების სხვა ფაზებისა, ექსპერიმენტული გზით წარმოებს. რაც უფრო დიდია ძრავას ბრუნთა რიცხვი, მით უფრო ადრე უნდა გაიღოს გამომშვები სარქველი.

თანამედროვე ღიზელებისათვის სარქველის გაღების წინსწრება შეადგენს $30 \div 50^{\circ}$, ხოლო კარბურატორიანი ძრავებისათვის $45 \div 70^{\circ}$.

გამომწვევები სარქელის დახურვა ხდება მცირე დაგვიანებით, მაშინ, როდესაც დღეში რამდენიმედ გადასცდება ზ. მ. წ-ს. ასეთი ღონისძიება ნამუშევარი აირისაგან ცილინდრის უკეთესად გასუფთავების შესაძლებლობას იძლევა.

მართლაც, ზ. მ. წ-თან დღეულის მიახლოებისას სარქელის გასავალი კვეთი მცირდება და ნამუშევარი აირისათვის განდევნის დიდ წინალობას ქმნის. სარქველი ზ. მ. წ-ში რომ დაიხუროს, ნარჩენი აირის წნევა და, მაშასადამე, რაოდენობა დიდი იქნება, რაც ხელს შეუშლის ცილინდრის ახალი მუხტის შევსებას და გამოიწვევს ძრავას სიმძლავრის შემცირებას.

თუ გამომწვევები სარქველი დაგვიანებით დაიხურება, მაშინ, მიუხედავად იმისა, რომ დღეში უკვე ქვემოთ მოდის, — ნამუშევარი აირი ინერციით განაგრძობს გამოსვლას ცილინდრიდან.

სარქველი მაშინ უნდა დაიხუროს, როცა ნამუშევარი აირის გამოდევნის სიჩქარე ნულს მიუახლოვდება.

თანამედროვე ძრავებში გამომწვევები სარქელის დახურვის დაგვიანების კუთხე შეადგენს— $10 \div 35^\circ$.

შემწვევები სარქელის ნაადრევი გაღებისა და გამომწვევები სარქელის დაგვიანებული დახურვის გამო ხშირ შემთხვევაში ხდება სარქველების გადახურვა და განსაზღვრული დროის განმავლობაში ორივე სარქველი ერთდროულადაა ღია. ამ დროს, მიუხედავად დღეულის მოძრაობისა ზემოდან ქვემოთ, ნამუშევარი აირის გამავალი ნაკადი არ იცვლის მიმართულებას და განაგრძობს განდევნას. ერთდროულად ცილინდრში იწყებს შესვლას ახალი მუხტი, რასაც ხელს უწყობს ნამუშევარი აირის მოძრაობის გამომწოვი მოქმედება.

ღიზელებში სარქველების გადახურვის ხარჯზე ახალი შესული ჰაერით ხორციელდება კუმშვის კამერიდან ნამუშევარი აირების გამოკრევა.

დასასრულ უნდა შევნიშნოთ, რომ აირგანაწილების ფაზები დიდადა დამოკიდებული ძრავას მუშაობის რეჟიმზე. ამის გამო აირგანაწილების ფაზების შერჩევა რთულდება ისეთი ძრავებისათვის, რომლებიც ცვალებადი რეჟიმით მუშაობენ (მაგალითად, საავტომობილო ძრავები). ასეთ შემთხვევაში უკეთესი გადაწყვეტის არარსებობის გამო განაწილების ფაზებს აწესებენ იმ რეჟიმის მიხედვით, რომელზედაც ძრავას უფრო ხშირად უხდება მუშაობა ექსპლოატაციის პირობებში.

ოთხტაქტიანი ძრავა შეიძლება იყოს სხვადასხვა ტიპის. განვიხილოთ ისინი ცალ-ცალკე.

ოთხტაქტიანი აირით მომუშავე ძრავა. ასეთი ძრავას სქემა მე-4 ნახ-ზეა ნაჩვენები.

ასეთი სქემით განხორციელებული იყო პირველი ოთხტაქტიანი ძრავა, რომელიც 1877 წელს შეიქმნა. ამ ძრავაში მილსადენებით მიეწოდება საწვავი აირი და სუფთა ჰაერი, რომლებიც შემრევში შერევის შემდეგ შემშვები სარქველის გავლით მიემართებიან ცილინდრში. ამის შემდეგ სრულდება ოთხი ტაქტისაგან შემდგარი ციკლი და ძრავა მუშაობს მანამ, სანამ არ შეწყდება ცილინდრში მუხტის მიწოდება. ნარევის აალება იძულებით წარმოებს, რისთვისაც ცილინდრის ზედა სახურავში მოთავსებულია ასანთი ელექტროსანთელი.

პირველ ოთხტაქტიან ძრავებში იყენებდნენ სანათ აირს, შემდეგ კი დააწყეს ბრძმელის აირის გამოყენება.

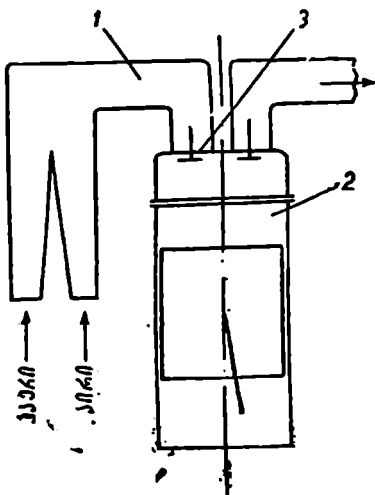
ამჟამად აირით მომუშავე ძრავებისათვის ყველაზე ხშირად ბუნებრივ აირებს იყენებენ, პირველ რიგში კი მეთანს, პროპანსა და ბეთანს, მათ შორის მეთანს შეკუმშული სახით, ხოლო პროპანსა და ბეთანს გათხევადებული სახით.

გვხვდება აგრეთვე აირგენერატორული ძრავები, სადაც ძრავა იკვებება გენერატორში მყარ საწვავისაგან (შეშა, ნახშირი) მიღებული საწვავე აირით. ასეთი ძრავები წინათ მეტად გამოიყენებოდა, ამჟამად კი მათი გამოყენება შეზღუდულია.

ოთხტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავა (ნახ. 5).

ასეთი ძრავები მსუბუქი თხევადი საწვავით მუშაობენ. ამჟამად ბენზინით მომუშავე ამგვარი ძრავები ფართოდაა გავრცელებული ავტომობილებში.

წინათ ტრაქტორებისათვის გამოიყენებოდა კარბურატორიანი ძრავები, რომლებიც ნავთითა და ლიგროინით მუშაობდნენ. 1946 წლიდან საბჭოთა კავშირში ასეთი ძრავები შეცვლილია ოთხტაქტიანი დიზელებით.



ნახ. 4. აირით მომუშავე ოთხტაქტიანი ძრავას სქემა: 1—შემრევი; 2—ცილინდრი; 3—შემშვები სარქველი.

საჭიროა აღინიშნოს, რომ ნავთსა და ლიგროინს არ აქვთ აორთქლების საკმარისი უნარი, რის გამოც ცივი ძრავას ამუშავება ნავთით ან ლიგროინით არ ხერხდება. ამის გამო ქათვი ძრავების ამუშავება ხორციელდებოდა ბენზინით და მხოლოდ ძრავას გახურების შემდეგ შესაძლებელი ხდებოდა მისი გადაყვანა ნავთით ან ლიგროინით კვებაზე.

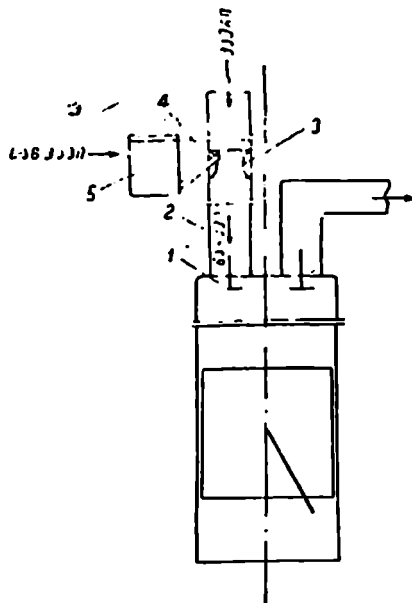
როგორც სქემიდან ჩანს (ნახ. 5), საწვავი ნარევის შემზადება წარმოებს კარბურატორში, რომელსაც მიეწოდება საწვავი და ჰაერი. კარბურატორის დაფუზორში (შევიწროებულ კვეთში) ჰაერის გავლის დროს მისი სიჩქარე მატულობს, წნევა კი კლებულობს, რის შედეგად იწყება ფრქვევანადან საწვავის გამოფრქვევა და შერევა ჰაერთან. შე-

შეშვებ მილში ზოძრაობისას გაფრქვეული საწვავი თანდათან ორთქლდება, რომელიც შემდეგ ჰაერთან ერთად მიემართება ცილინდრში.

ძრავას ნორმალური მუშაობა მიიღწევა მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუ საწვავი სრულად იქნება აორთქლებული და თანაბრად შერევა ჰაერს.

საყურადღებოა, რომ ცილინდრში შენევალი საწვავი ნარევი შერევა ნარჩენ აირებს, რომლის ტემპერატურა მნიშვნელოვნად აღემატება მის აალების ტემპერატურას. მიუხედავად ამისა საწვავი ნარევი არ იწყებს წვის, რადგანაც პროცესი სწრაფად მიმდინარეობს და ნარჩენი აირის ტემპერატურა სწრაფად ეცემა.

საწვავი ნარევისა და ნარჩენი აირების შერევის შემდეგ შეიქმნება მუშა ნარევი, რომელიც დღუშის მეორე სელაზე შეიკუმშება, ელექტრონაპერწყლით აალებება და



ნახ. 5. კარბურატორიანი ოთხტაქტიანი ძრავას სქემა: 1—შემშვები სარკველი; 2—შემშვები მილი; 3—დიფუზორი; 4—გამფრქვევი; 5—კარბურატორი.

წვის შემდეგ განახორციელებს მუშა პროცესს.

ამ ბოლო დროს შეიქმნა უკარბურატორო ძრავები, რომლებშიც წარმოებს ბენზინის უშუალო შეფრქვევა შემშვებ მილში (ან ცილინდრში), მაგრამ ისინი ფართოდ ვერ გავრცელდნენ.

პირველ კარბურატორიან ძრავებში კუმშვის ხარისხი არ აღემატებოდა სიდიდეს $\epsilon = 4$. თუმცა მაშინაც კარგად იცოდნენ, რომ კუმშვის ხარისხის გადიდება გამოიწვევდა ძრავას მარცვნილობის გაუმჯობესებას, მაგრამ ამას ვერ ახერხებდნენ თვითაალებისა და დეტონაციის წარმოქმნის გამო. საწვავის თვისებებისა და ძრავას კონსტრუქციის გაუმჯობესებით მოხერხდა კარბურატორიან ძრავებში კუმშვის ხარისხის აყვანა 7—10 ერთეულამდე, მაგრამ ესეც საკმარისი არაა და მომავალში საჭიროა კიდევ სხვა ღონისძიებების ჩატარება, რათა ეს პარამეტრი უფრო მეტად გაიზარდოს.

კარბურატორიანი ძრავების განვითარების საქმეში დიდი როლი ითამაშა ანთების მომენტის (ელექტრონაპერწყლის მიწოდების მომენტის) რეგულირება.

დიზელის კომპრესორიანი ძრავა. მე-6 ნახ-ზე ნაჩვენებია კომპრესორიანი ოთხტაქტიანი დიზელის სქემა. მისი თავისებურება ისაა, რომ ძრავას მუხლა ლილვს მოძრაობაში მოჰყავს კომპრესორი, რომელიც იძლევა მაღალი წნევის მქონე ჰაერს, რაც გამოიყენება ცილინდრში საწვავის შესაფრქვევად.

დიზელის ცილინდრში, განსხვავებით ადრე განხილული ძრავები-საგან, შედის სუფთა ჰაერი, რომლის კუმშვაც ცხადია არაა შეზღუდული თვითაალებითა და დეტონაციით. ეს გარემოება შესაძლებლობას იძლევა განეხორციელოთ მაღალი კუმშვის ხარისხი. მაგრამ კუმშვის ხარისხის გადამეტებული ზრდაც არაა ხელსაყრელი, რადგანაც ამ დროს კუმშვაზე დახარჯული მუშაობა არ ანაზღაურდება იმ უპირატესობით, რომელიც კუმშვის ხარისხის ზრდას თან სდევს. ამ მიზეზების გამო ესლანდელ დიზელებში კუმშვის ხარისხი ცვალებადობს $\epsilon = 14 \div 20$ ზღვრებში.

მაღალი კუმშვის ხარისხის გამო ჰაერის ტემპერატურა კუმშვის დასასრულს მნიშვნელოვნად აღემატება საწვავის თვითაალების ტემპერატურას, რის გამო მასში შეფრქვეული საწვავი თვითონვე იწყებს წვას და არ მოითხოვს აალების გარეშე საშუალებას.

გაცხელებულ ჰაერში საწვავის შეფრქვევა ხორციელდება ფრქვევანას საშუალებით, რომელიც ჩასმულია კუმშვის (წვის) კამერაში. ფრქვევანა ერთი მხრივ საწვავის ტუმბოდან ლებულობს საწვავის საჭირო პორციას, მეორე მხრივ კი ბალონიდან შეკუმშულ ჰაერს, რომლის წნევა მნიშვნელოვნად აღემატება ცილინდრში მყოფი შეკუმშული ჰაერის წნევას: ამის გამო საწვავი წვის კამერაში ენერგიულად შეიჭრება, წმინდად გაიფრქვევა და შეიერვება იქ მყოფ ჰაერს.

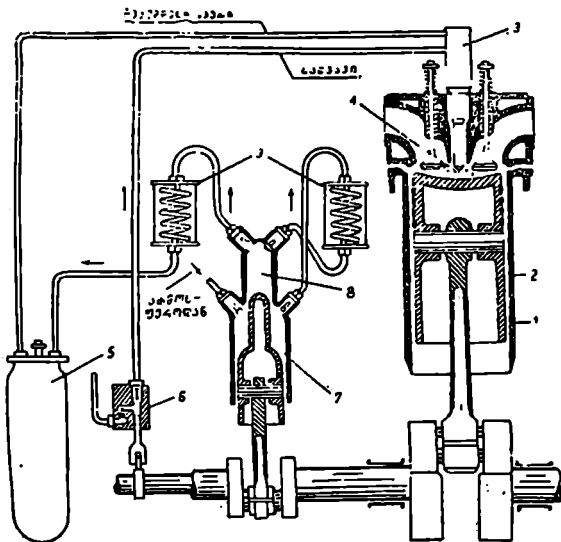
ასეთი წესით შემზადებული ნარევის წვა გრძელდება ზ. მ. წ-დან

დგუშის სვლის თითქმის 1/6 მანძილზე. ტემპერატურა წვის დასასრულს აღწევს $1600 \div 1800^{\circ}\text{C}$, წნევა კი წვის პროცესის განმავლობაში დგუშის გადაადგილებისა და ამიტომ აირის მოცულობის ზრდის გამო, დაახლოებით, მუდმივი რჩება.

საწვავის მიწოდების შეწყვეტის შემდეგ აირი განაგრძობს გაფართოებას, აწვება დგუშს და ასრულებს მექანიკურ მუშაობას.

საწვავის გაფრქვევისათვის საკირო შეკუმშული ჰაერი, როგორც აღენიშნეთ, მიიღება დგუშიან კომპრესორში, მისი სქემა ძრავასთან ერთად ნაჩვენებია მე-6 ნახ-ზე.

სქემაზე გამოსახულია ორმაგი ქმედების ანუ ორსაფეხურიანი კომპრესორი, რომელიც ორი ცილინდრისაგან შედგება. უფრო დიდი დიამეტრის მქონე ქვედა ცილინდრი დაბალი კუმშვის ცილინდრია;



ნახ. 6. დიზელას ოთხტაქტიანი კომპრესორიანი ძრავას სქემა:
 1—დგუში; 2—ცილინდრი; 3 ფრქვევანა; 4—წვის (კუმშვის) კამერა; 5—შეკუმშული ჰაერის ბალონი; 6—საწვავის ტუმბო; 7—კომპრესორის დაბალი წნევის ცილინდრი; 8—მაღალი წნევის ცილინდრი; 9—მაცივრები.

მასში ჰაერი იკუმშება $12 \div 15$ ატმოსფერომდე. პირველი ცილინდრიდან მაცივრის გავლით ჰაერი გადადის მეორე, მცირე დიამეტრის მქონე მაღალი წნევის ცილინდრში, სადაც იკუმშება საბოლოო წნე-

ვამდე (50 ± 60 ატმ.). მაღალი წნევის ცილინდრიდან ჰაერი გაგრილების შემდეგ ბალონში შედის.

საწვავის პნევმატიკური გაფრქვევით მომუშავე კომპრესორიანი დიზელის დადებით თვისებებად ითვლება: საწვავის კარგი გაფრქვევა და ჰაერთან მიაი თანაბარი შერევა; ფრქვევანასა და ტუმბოს კონსტრუქციის შედარებითი სიმარტივე და საიმედო მუშაობა; დაბალი ხარისხის მძიმე თხევადი საწვავის გამოყენების შესაძლებლობა; დამაკმაყოფილებელი ეკონომიურობა.

ამავე დროს კომპრესორიანი დიზელს აქვს არსებითი ნაკლოვანებანიც. ასეთებია: ძრავას დიდი გაბარიტული ზომები და დიდი საერთო მასა; მოვლის სირთულე; შეკუმშული ჰაერის მიღებით გამოწვეული დიდი მექანიკური დანაკარგები.

სწორედ ეს ნაკლოვანებანი გახდა მიზეზი უკომპრესორო ძრავების შექმნისა, სადაც საწვავის შეფრქვევა ცილინდრში მექანიკურად ხდება, შეკუმშული ჰაერის გამოყენების გარეშე.

დიზელის უკომპრესორო ოთხტაქტიანი ძრავა. ისეთი უკომპრესორო დიზელის შექმნა, სადაც ცილინდრში საწვავის შეფრქვევა შეკუმშული ჰაერის გარეშე მოხდებოდა, დიდი ხნის განმავლობაში ვერ მოხერხდა.

ცილინდრში საწვავის მექანიკურ შეფრქვევას ელოებოდა შემდეგი სიძნელეები:

1. ერთი ციკლისათვის საჭირო საწვავის მეტად მცირე მოცულობის გამო ცილინდრში შესაფრქვევი საწვავის დოზირების სირთულე;
2. საწვავის წმინდად გაფრქვევისა და ჰაერთან მისი კარგად შერევის სიძნელე;
3. საწვავის მომწოდებელი სისტემის დამზადებასთან დაკავშირებული საწარმოო ხასიათის სიძნელეები.

მაშინ, როცა კომპრესორიანი ძრავას ფრქვევანას საქშენში საწვავთან ერთად უნდა გაიაროს მასზე მოცულობით ოცდაათჯერ უფრო მეტმა გამფრქვევმა ჰაერმა, — უკომპრესორო ძრავას მფრქვევანას საქშენ ხვრეტილში უნდა გატარდეს მხოლოდ საწვავი; ამის გამო უკომპრესორო ძრავას ფრქვევანას ხვრეტილი, დაახლოებით, ოცდაათჯერ ნაკლები უნდა იყოს ასეთივე ზომის კომპრესორიანი ძრავას ფრქვევანას ხვრეტილთან შედარებით.

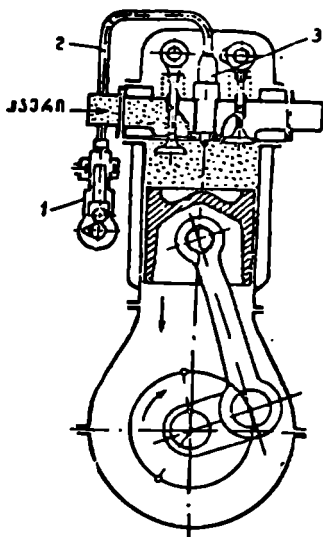
ფრქვევანას კონსტრუქცია უნდა უზრუნველყოფდეს საწვავის საკმაოდ წმინდა გაფრქვევას; ამავე დროს საჭიროა, რომ საწვავის ნაწილაკები ღრმად შეიჭრან შეკუმშული ჰაერის მასაში. საწვავის წმინდა გაფრქვევა და ნაწილაკების გატყორცნის საჭირო სიშორე მოითხოვს

საწვავიმწოდებელ სისტემაში დიდ წნევას, რომლის სიდიდე ძირითადად დამოკიდებულია ძრავას კონსტრუქციაზე და ზოგ შემთხვევაში 1500 ატმოსფეროსაც კი აღწევს.

საქირო ხარისხით საწვავის გაფრქვევის უნარის ფრქვევანას კონსტრუქციის შექმნა და ისეთი მასალის შერჩევა, რომელსაც ძლიერ მცირე დიამეტრის ხერტილების შენარჩუნების უნარი ექნებოდა, — წარმოადგენდა ძირითად დაბრკოლებას მექანიკური შეფრქვევის განხორციელების საქმეში.

ასეთია ის ტექნიკური სიძნელები, რომელიც დაძლია უკომპრესორო ძრავათმშენებლობის ტექნიკამ.

უნდა აღინიშნოს, რომ ტერმინები „კომპრესორიანი და უკომპრესორო დიზელები“ თანდათან გამოდის ხმარებიდან, რაც კომპრესორიანი დიზელების გამოშვების ძლიერი შემცირებით აიხსნება.



ნახ. 7. უკომპრესორო ოთხტაქტიანი დიზელის სქემა: 1—საწვავის ტუმბო; 2—საწვავის საიდანი; 3—ფრქვევანა.

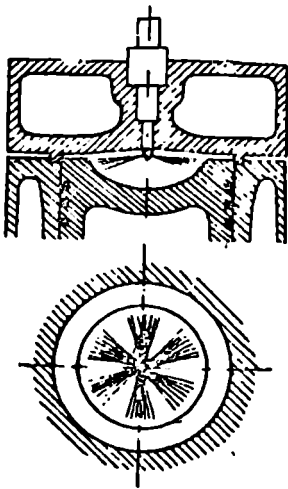
უკომპრესორო დიზელი შეიძლება იყოს ოთხტაქტიანი ან ორტაქტიანი. მე-7 ნახ-ზე ნაჩვენებია უკომპრესორო ოთხტაქტიანი დიზელის სქემა.

სქემიდან ჩანს, რომ ასეთი ძრავა ბევრად უფრო კომპაქტურია კომპრესორიანი დიზელთან შედარებით.

სქემაზე ნაჩვენებ ძრავაში საწვავის შეფრქვევა უშუალოდ კუნძვის (ე. ი. წვის) კამერაში ხდება. ასეთ ძრავებს უშუალოდ შეფრქვევის ძრავებს უწოდებენ. მათში განხორციელებულია საწვავის ქველური გაფრქვევა, რაც სქემატურად გამოსახულია მე-8 ნახ-ზე. დადებით თვისებებთან ერთად ამ სქემას ის ნაკლი აქვს, რომ კამერაში საწვავის თანაბარი განაწილებისათვის აუცილებელია ფრქვევანას ჰქონდეს რამდენიმე ხერტილი, საწვავის ტუმბოს კი ძალიან მაღალი წნევა (700—1500 ატ.). ამ მოვლენის თავიდან ასაცილებლად შეიქმნა

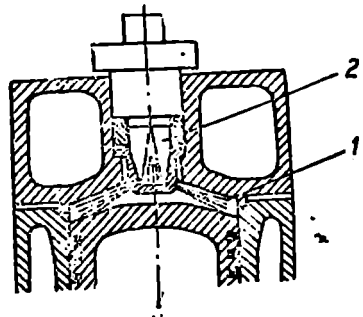
დიზელები, რომელთა კამერა გაყოფილია ორ ნაწილად, რომელთაგან ერთი მცირეა, მეორე კი უფრო დიდი. ნავარაუდევია, რომ საწვავი ერთი ხერტილითა და შედარებით მცირე წნევით (≈ 125 ატ) შეიფრქვევა წინა კამერაში, იქ დაიწყებს წვას და ნაწილობრივად გადიდებული

წნევით გადავა ძირითად კამერაში. თუ კამერები ერთმანეთთან შეერთებული იქნება მცირე ზომის ხვრეტილებით ან დიფუზორით, მაშინ წინა კამერიდან ძირითად კამერაში გადასვლის დროს მოხდება დაუწყვეტი საწვავის დამატებით ვაფხვიერება და შერევა შეკუმშული ჰაერის ძირითად მასასთან.



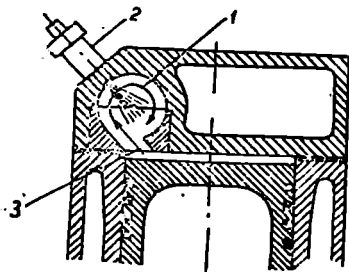
ნახ. 8. საწვავის ქაულური გაფრქვევის სქემა.

მე-9 ნახ-ზე ნაჩვენებია წინაკამერიანი დიზელის სქემა.

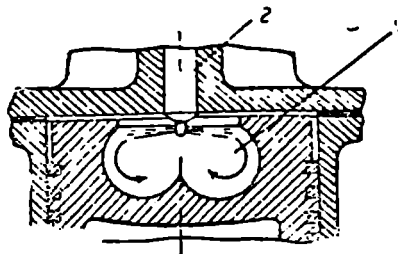


ნახ. 9. წინაკამერიანი დიზელის სქემა: 1—ძირითადი კამერა; 2—წინა კამერა.

ფართოდ გავრცელდა გრიგალური კამერის მქონე დიზელები (ნახ. 10). აქაც კამერა გაყოფილია ორ ნაწილად, მაგრამ საქმე ისეა



ნახ. 10. გრიგალ-კამერიანი დიზელის სქემა: 1—გრიგალური კამერა; 2—ფრქვევანა; 3—დიფუზორი.



ნახ. 11. დგუში განლაკებული წვის კამერის მქონე დიზელის სქემა: 1—წვის კამერა; 2—ფრქვევანა.

მოწყობილი, რომ წინა კამერაში შესული ჰაერი გრიგალურ მოძრაობაში მოდის, რის გამო მასში შეფრქვეული საწვავი ქუცმატდება, კარ-

გად ერევა ჰაერს და იწყებს წვას, ამის შემდეგ შევიწროებული კვეთის მქონე დიფუზორის გავლით გადადის მთავარ კამერაში.

არსებობს გაყოფილი კამერების სხვა სქემებიც, სადაც ხერხდება ერთხვერტილიანი ფრქვევანას და შედარებით მცირე წნევის მქონე ტუმბოს გამოყენება, მაგრამ ყველა ისინი ძრავას ეკონომიურობით და ამუშავების უნარიანობით ჩამორჩებიან უშუალოშეფრქვევის მქონე დიზელებს.

დიდ ყურადღებას იმსახურებს ამ ბოლო დროს გავრცელებული დიზელები, რომელთაც წვის კამერა დგუშში აქვთ მოწყობილი (ნახ. 11).

ორტაქტიანი ძრავები

ოთხტაქტიან ძრავაში მუშა ციკლი დგუშის ოთხი სვლის ანუ მუხლა ლილვის ორი შემობრუნების განმავლობაში სრულდება, მათ შორის ორი სვლა (ლილვის ერთი ბრუნვა) მოდის კუმშვასა და გაფართოებაზე, შემდეგი ორი სვლა კი (ლილვის მეორე შემობრუნება) განდევნასა და შევსებაზე.

ამრიგად, ოთხტაქტიანი ძრავა ნახევარი დროის განმავლობაში მუშაობს როგორც თბური მანქანა, ნახევარში კი — როგორც ტუმბო.

ცხადია, ხელსაყრელი იქნება მუშა პროცესის ისეთი ორგანიზაცია, სადაც ძრავას ტუმბოსებრ მოქმედებას ნაკლები დრო დაეთმობა და ცილინდრის მუშა მოცულობა უკეთესად იქნება გამოყენებული თბური ენერჯის მექანიკურ მუშაობად გარდასაქმნელად.

სწორედ ამ გარემოებამ გამოიწვია ორტაქტიანი ძრავების შექმნა, სადაც სამუშაო ციკლი დგუშის ორი სვლის (ტაქტის) ანუ მუხლა ლილვის ერთი შემობრუნების განმავლობაში სრულდება. ამრიგად, ერთი და იმავე ბრუნთა რიცხვების დროს ოთხტაქტიანთან შედარებით ორტაქტიან ძრავაში ციკლზე დახარჯული დრო შემცირებულია ორჯერ. ეს მიღწეულია იმით, რომ ოთხტაქტიანი ძრავას გამოდევნისა და შევსების ტაქტები შეცვლილია ეგრეთწოდებულა გამოდევნისა და გამოქრევის პროცესებით, რომლებიც სრულდება ქ. მ. წ-თან ახლოს დგუშის მდებარეობისას და რომლებიც იკავებენ დგუშის სასარგებლო სვლის მცირე ნაწილს.

ამასთანავე, ცილინდრის სამუშაო სივრცის გაწმენდა ნამუშევარი არებისაგან და ცილინდრის შევსება ახალი მუხტით ხორციელდება გარკვეულ წნევაზე წინასწარ შეკუმშული ჰაერის ან საწვავი ნარევის დახმარებით.

ორტაქტიან ძრავებში გამოიყენება გამოქრევის ორი ძირითადი სქემა: კონტურული (მარყუჟული) და პირდაპირდენითი.

უმარტივესი კონტურული გამოქრევის დროს პაერის ან საწვავი ნარევის ნაკადი შედის ცილინდრის ქვედა სარტყელში გაკეთებული გამოქრევი ფანჯრებიდან, ცილინდრის კონტურის მიხედვით მიემართება ზემოთ, შემობრუნდება და მოძრაობს ქვემოთ, გამომშვები ფანჯრებიდან გამოდენის წვის პროდუქტებს და შეავსებს ცილინდრს.

პირდაპირდენითი გამოქრევის დროს ახალი მუხტი შედის გამომქრევი ფანჯრებიდან, მოძრაობს მხოლოდ ერთი მიმართულებით და აწარმოებს წვის პროდუქტების გამოდენას ცილინდრის სახურავში მოწყობილი სარქვლებიდან (პირდაპირდენითი — სარქველური გამოქრევა) ან გამომშვები ფანჯრებიდან, რომლებიც განლაგებულია გამოქრევი ფანჯრებთან შედარებით ცილინდრის მეორე განაპირა მდგომარეობაში (პირდაპირდენითი — ხერელებიანი გამოქრევა).

ახალი მუხტის წინასწარი კუმშვა ასეთ ძრავებში წარმოებს სპეციალურ გამომქრევი აგრეგატში.

ზოგიერთ მცირე ზომის ძრავებში გამოქრევისათვის გამოიყენება ძრავას კარტერის შიგა სივრცე.

ორტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავა. ასეთი ძრავები ბენზინით მუშაობს და ძირითადად მოტოციკლებისა და ძრავიანი ნაგებობათვის გამოიყენება: ისინი გვხვდება აგრეთვე, როგორც გამშვები ძრავა, დიზელებში. კარბურატორიან ორტაქტიან ძრავებში გვხვდება უმარტივესი კონტურული გამოქრევა, რისთვისაც გამოიყენებულია ძრავას კარტერის შიგა სივრცე (მრუდმხარას კამერა). ასეთი ძრავას სქემა ნაჩვენებია მე-12 ნახ-ზე.

ამ ძრავას ცილინდრში სამი ფანჯარაა მოწყობილი: შემშვები, გამომქრევი და გამომშვები.

დგუშის მოძრაობისას ქვემოდან ზემოთ ძრავას კარტერის 1 შიგა სივრცეში იქმნება გაუხშობება და შემშვები ფანჯრის 2 შემწვობით წარმოებს კარბურატორიდან საწვავი ნარევის შეწოვა.

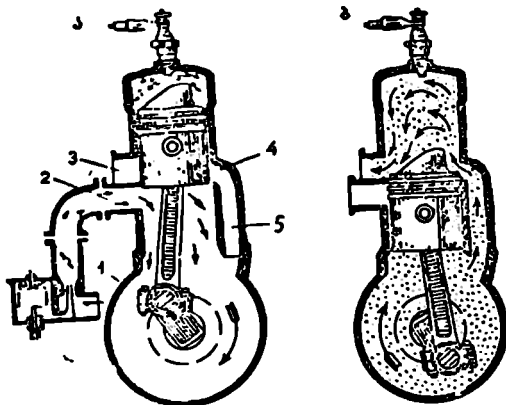
გამომქრევი ფანჯარა 4 ხერელის 5 საშუალებით აერთებს კარტერის სივრცეს ცილინდრთან მაშინ, როდესაც დგუში ქვედა მდგომარეობაშია.

გამომშვები ფანჯრის 3 საშუალებით სამუშაო სვლის დასასრულს ნამუშევარი აირები ატმოსფეროში გაიღვენება.

ორტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავა შემდეგნაირად მუშაობს: ქვემოდან ზემოთ დგუშის მოძრაობის დროს ცილინდრში მოყოლილი ნარევი იკუმშება და კუმშვის დასასრულს ფეთქდება ელექტრონაპერწყლით ისევე, როგორც ეს ხდებოდა ოთხტაქტიან კარბურატო-

რიან ძრავაში წვის შედეგად აირის წნევა ცილინდრში იზრდება, ამის გავლენით დგუში მოძრაობს ქვემოთ და ასრულებს სამუშაო სვლას. სამუშაო სვლის დასასრულს (ქვედა მკვდარ წერტილზე აღრე) დგუში გამოშვებ ფანჯარას აღებს და ნამუშევარი აირი დიდი სიჩქარით გარეთ გამოდის.

დგუშის შემდგომი მოძრაობისას ქვემოთ იღება კარტერის სივრცესთან შეერთებული გამოშვები ფანჯარა, საიდანაც ცილინდრში იწყებს შესვლას კარტერის სივრცეში სუსტად შეკუმშული საწვავი ნარევი. დგუშის ზედა მხარეს მოწყობილია შვერი — დეფლექტორი, რომლის დანიშნულებაა მისცეს საწვავ ნარევს მიმართულება ზემოთ, ხელი შეუწყოს ცილინდრის კარგ გასუფთავებას ნამუშევარი აირისა.



ნახ. 12. კარბურატორიანი ორტაქტიანი ძრავის სქემა: ა—წვა და კარტერის სივრცის შეესება; ბ—განდევნა და ცილინდრის ევსება.

გან და არ დაუშვას საწვავი ნარევის უშუალო დენა გამოშვებ ფანჯარაში. გამოშვები ფანჯარიდან ცილინდრში მოხვედრილი ნარევი იკუმშება დგუშის ზემოთ მოძრაობის დროს; ერთდროულად კარტერის შიგა სივრცეში დგუში ქმნის გაუნზობებს და ახორციელებს საწვავი ნარევის შეწოვას. ცხადია, კარტერის მკვიდრო დახურვა ასეთი ძრავის ნორმალური მუშაობის აუცილებელ პირობას წარმოადგენს.

ამრიგად, პირველი ტაქტის განმავლობაში (დგუშის მოძრაობისას ზემოდან ქვემოთ) სრულდება სამუშაო სვლა, ნამუშევარი აირის განდევნა და კარტერიდან ცილინდრში საწვავი ნარევის შეშვება. მეორე ტაქტის განმავლობაში (დგუშის მოძრაობისას ქვემოთ ზემოთ) წარმოებს ცილინდრში მოხვედრილი ნარევის კუმშვა და კარბურატორიდან კარტერის სივრცეში საწვავი ნარევის შეწოვა.

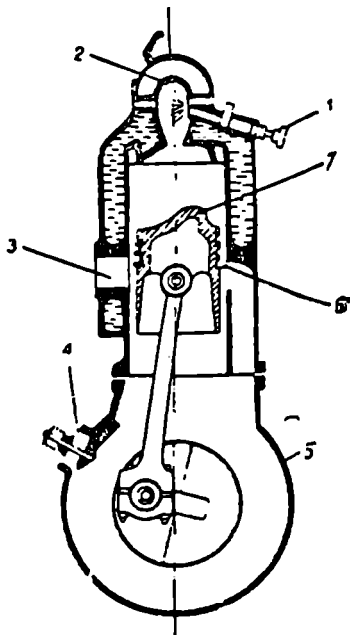
ოთსტაქტიანთან შედარებით ორტაქტიანი ძრავას უპირატესობაა: დახმარებ სვლების ნაკლები რაოდენობა; კონსტრუქციის სიმარტივე; საიმედო მუშაობა. ამასთანავე, ასეთ ძრავას გააჩნია არსებითი ნაკლოვანებები: საწვავის აუცილებელი კარგვა გამომშვებ მილიდან; ცილინდრების ცუდი გასუფთავება ნამუშევარი აირებისაგან; სამუშაო სვლების დიდი სიხშირის გამო დგუშის გადახურება და ცილინდრის გარელების სირთულე.

ძრავა ასანთი ბირთვით. ასეთ ძრავას ხშირად კალორიზატორიან ძრავას უწოდებენ. მუშა პროცესის მიხედვით ის ემსგავსება (კარბურატორიან ორტაქტიან ძრავას, იმ განსხვავებით, რომ განსახილველი ძრავას ცილინდრში საწვავი ნარევის მაგიერ სუფთა ჰაერი შედის.

ასანთი ბირთვის (კალორიზატორის) დანიშნულებაა ხელა შეუწყოს საწვავის თვითალების ტემპერატურაზე რამდენიმედ მეტად ცილინდრში მყოფი ჰაერის გაცხელებას. ამით უზრუნველყოფილი იქნება ასანთ ბირთვში შეფრქვეული საწვავის აალება ელექტრონაპერწყლის გარეშე. აშკარაა, რომ ასეთი ძრავას საწყისი ამუშავებისათვის საჭირო იქნება ასანთ ბირთვის წინასწარი გაცხელება. ძრავას ამუშავების შემდეგ მუშა პროცესის მიმდინარეობის გამო ასანთი ბირთვი შეინარჩუნებს საჭირო ტემპერატურას.

ასანთი ბირთვის მქონე ძრავები დაბალი კუმშვის ძრავებია და მათი კუმშვის ხარისხი არ აღემატება სიდიდეს $\epsilon = 7$.

ძრავას მუშა პროცესი შემდეგნაირად სრულდება (ნახ. 13): ცილინდრში ჰაერის კუმშვის დროს, მაშინ როცა დგუშა არ მისულა ზ. მ. წ-მდე $60-120^{\circ}$ -ით (მუხლა ლილვის შემობრუნების მიხედვით), ფრქვევანადან ასანთ ბირთვში შეიფრქვევა საწვავი (ნავთობი, მანუთი). ასანთი ბირთვის გავლენით საწვავი ორთქლდება, შეერევა ჰა-



ნახ. 13. ასანთ ბირთვის მქონე ძრავას სქემა: 1—ფრქვევა; 2—ასანთი ბირთვი; 3—გამომშვები ფანჯარა; 4—შემშვები სარქველი; 5—მრუდმხარას კამერა, 6—გამომშვები ფანჯარა; 7—დეფლექტორი.

ერს, ქმნის მუშა ნარევის და კუმშვის დასასრულს იწყებს წვას. წვის დროს გამოყოფილი სითბო იწვევს წნევისა და ტემპერატურის ზრდას, ამის გავლენით დგუში მოძრაობს ქვემოთ და ასრულებს სასარგებლო მუშაობას.

როდესაც დგუში ზ. მ. წ-დან თავისი სვლის დაახლოებით ოთხ მეხუთედს გაივლის, იღება ცილინდრის კედელში მოწყობილი გამომშვები ფანჯარა, საიდანაც დიდი სიჩქარით გამოდის ნამუშევარი აირი. როდესაც თავისი სვლის დაახლოებით 0,1 მანძილზე დგუში კიდევ გადაადგილდება ქვემოთ, იღება გამომქრევი ფანჯარა (მოთავსებული გამომშვები ფანჯარის დიამეტრალურად საწინააღმდეგო მხარეს) და ცილინდრში იწყებს შესვლას წინასწარ კარტერში $1,15 \div 1,20$ ატ-მდე შეკუმშული ჰაერი. დგუშზე მოწყობილი დეფლექტორის გავლენით ჰაერი მიემართება ზემოთ და ხელს უწყობს ცილინდრიდან ნამუშევარი აირის გამოდევნას.

ქვემოდან ზემოთ დგუშის მოძრაობისას იხურება ჯერ გამომქრევი, შემდეგ კი გამომშვები ფანჯრები, იწყება კუმშვა და პროცესი მეორედება.

კარტერში ჰაერის შესაშვებად მოწყობილია ცალმხრივ მოქმედი სარქველი, რომელიც კარტერის შიგა სივრცეში გაუხშოების წარმოქმნის დროს ავტომატურად იღება, სხვა შემთხვევაში კი ჩაკეტილია.

ამრიგად, განხილულ ძრავაში პირველი ტაქტის დროს ხდება საწვავის წვა და აირის გაფართოება, რომლის ბოლოს იწყება ნამუშევარი აირების განდევნა და ცილინდრის გამოქრევა ჰაერით, მეორე ტაქტის დროს კი — გამოქრევისა და აირის განდევნის დამთავრება, ჰაერის კუმშვა და მუშა ნარევის შექმნა.

ასანთი ბირთვის მქონე ძრავას დადებითი მხარე კონსტრუქციისა და მოვლის სიმარტივეა; ამასთანავე, მას ახასიათებს ისეთი დიდი ნაკლი, როგორიცაა დაბალი ეკონომიურობა, წვის პროცესის არასრულყოფილების გამო დიდი ბრუნთა რიცხვის მიღწევის შეუძლებლობა, გაძნელებული ამუშავება და სხვ.

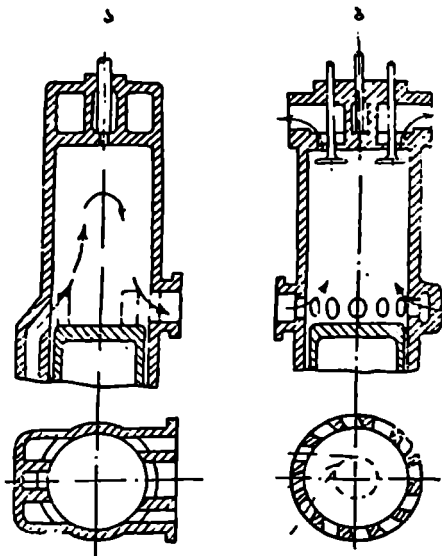
უკომპრესორორტაქტიანი დიზელი. ორტაქტიანი დიზელები ფართოდ გამოიყენება სტაციონარულ დანადგარებში და გემებზე. ისინი ყველაზე უფრო ხშირად გვხვდება როგორც დიდი სიმძლავრის და მცირე ბრუნთა რიცხვის მქონე ძრავები.

ორტაქტიანი ძრავები ნაკლებად გამოიყენება სახმელეთო ტრანსპორტზე, რაც დაკავშირებულია მაღალ ბრუნთა რიცხვზე და ცვალებადი რეჟიმის პირობებში ცილინდრის გასუფთავებისა და შევსების პრობლემის გადაჭრის დიდ სირთულესთან. მეორე სირთულე დაკავშირებულია ცილინდრში მიმდინარე პროცესის უფრო მაღალ საშუალო

ტემპერატურასთან, რაც იმის შედეგია, რომ ორტაქტიან ძრავაში სამუშაო სელა მუხლა ლილვის ყოველ ბრუნვაზე წარმოებს. ეს ზრდის დგუშის სითბოდაბაბულობას და აგრეთვე გავლენას ახდენს ცილინდრის კედლებზე, სასურავსა და განსაკუთრებით კი დგუშის ზედა-შემამჭიდროებელ რგოლებზე.

დასახელებული მიზეზების გამო მაღალი ბრუნთა რიცხვებზე დროს დგუშის ტანისა და რგოლების ტემპერატურა მატულობს, რასაც, ზოგ შემთხვევაში, მოსდევს დგუშის ძირის აწოწვა და რგოლების დრეკადობის დაკარგვა.

ორტაქტიან დიზელებში შეიძლება შეგვხვდეს გამოჭრევის სხვადასხვა სქემა. მე-14 ნახ-ზე ნიმუშისათვის ნაჩვენებია ორტაქტიანი დიზელის ორი გავრცელებული სქემა. ერთი (მარცხნივ) მარყუჟული, მეორე კი (მარჯვნივ) პირდაპირდენითი — სარკველური გამოჭრევით.



ნახ. 14. ორტაქტიანი ძრავის სქემები:
 ა—მარყუჟული გამოჭრევით; ბ—პირდაპირდენითი—სარკველური გამოჭრევით.

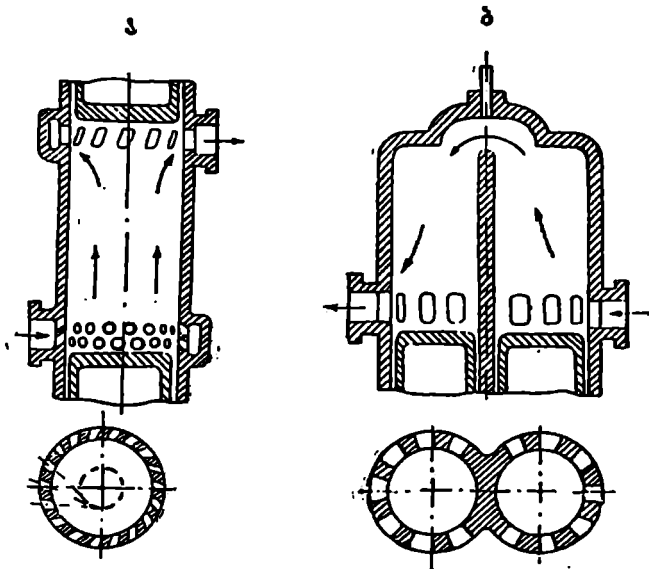
მარყუჟული უანივი გამოჭრევის მქონე ძრავა ხასიათდება შემშვები და გამომშვები ფანჯრების პარალელური განლაგებით. ასეთი სქემა ფართოდ გამოიყენებოდა ძველი კონსტრუქციის ძრავებში, თუმცა ამჟამად არ დაუკარგავს თავისი მნიშვნელობა (ასეთ დიზელებს უწვებს ქარხანა „კომუნისტი“).

წინდენითი გამოჭრევის მქონე ძრავა ხასიათდება მთელი რიგი უპირატესობით, რომელთა შორის მთავარია ის, რომ დგუშის ძირი უშუალოდ ეხება ახალ მუხტს და აგრძელებს მას.

გვხვდება აგრეთვე სქემები, რომლებიც პრაქტიკაში ხშირად არ გამოიყენება, მაგრამ პერსპექტიულია და დიდ ინტერესს წარმოადგენს. მაგალითისათვის მე-15 ნახ-ზე ნაჩვენებია ორი სქემა, რომლებიც კარგი მაჩვენებლებით ხასიათდებიან.

პირველი მათგანი (ა) იმით გამოირჩევა, რომ მის ცილინდრში ორი საწინააღმდეგო მიმართულებით მოძრავი დგუშია, რომელთაგან ერთი მართავს ცილინდრში მუხტის შეშვებას, მეორე კი ცილინდრიდან ნამუშევარი აირის გამოდევნას. ასეთი ძრავა ხასიათდება ცილინდრების კარგი გასუფთავებითა და შევსებით და იძლევა კარგ მაჩვენებლებს სქემის გავრცელებას ხელს უშლის დგუშების მუშაობის მძიმე ტემპერატურული პირობები.

მეორე სქემა (ბ) განხორციელებულია ორი პარალელური ცილინდრითა და ერთი საერთო წვის კამერით. ამასთანავე, შეშვები ფან-



ნახ. 15. ერთ ცილინდრში ორი დგუშის მქონე (ა) და პარალელური ცილინდრებიანი (ბ) ძრავების სქემები.

ჯრები მოთავსებულია ერთ ცილინდრში, გამომშვები კი — მეორე ცილინდრში.

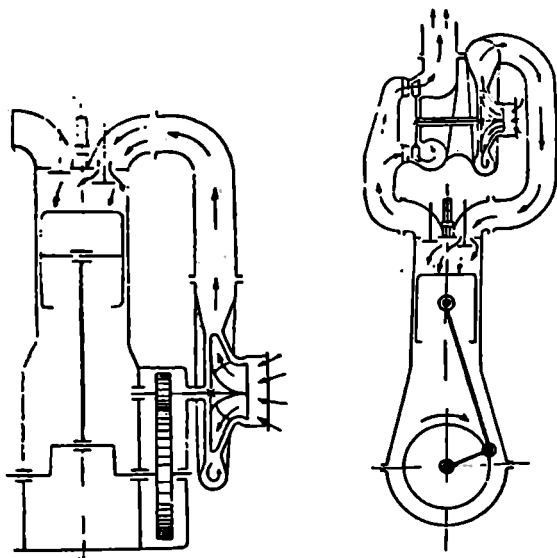
არსებული სქემებიდან შეიძლება კიდევ დავასახელოთ ორმაგი კმედების ძრავები, რომლებშიც მუშა პროცესი სრულდება დგუშის ორივე მხარეს მყოფ მუშა მოცულობებში.

ზილად გავრცელდა ჩაბერვის მქონე დიზელები. რაც შეეხება კატალიზატორიან ძრავებს, მათში ჩაბერვა ჯერჯერობით იშვიათად გვხვდება, თუმცა მომავალში მოსალოდნელია მისი გავრცელება.

მე-16 ნახ-ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია ჩაბერვის მქონე ძრავების სქემები. პირველი მათგანი (მარცხნივ) გამოსახავს ჩაბერვას, რომელიც განხორციელებულია მექანიკური აძვრის მქონე კომპრესორით, მეორე კი ტურბოკომპრესორულ ჩაბერვას.

როგორც სქემებიდან ჩანს, პირველ შემთხვევაში ჰაერის დამჭირხნი კომპრესორი მუხლა ლილვთან შეერთებულია კბილანური გადაცემით, მეორე შემთხვევაში კი დამჭირხნი მექანიკურ კავშირში არაა ძრავას ლილვთან და მოძრაობაში მოდის ძრავადან გამობოლქვილი აირებით მბრუნავი ტურბინით (ტურბოდღუშინი ძრავა).

ტურბოდღუშინი ძრავას უპირატესობა ისაა, რომ მასში გამოყენება ის ენერგია, რომელიც წვის პროდუქტებს დარჩათ ცილინ-



ნახ. 16. ჩაბერვის მქონე ძრავას სქემები.

დრში მუშაობის შემდეგ და ტყუილუბრალოდ იფანტება ატმოსფეროში ნამუშევარი აირების გამობოლქვის შემდეგ.

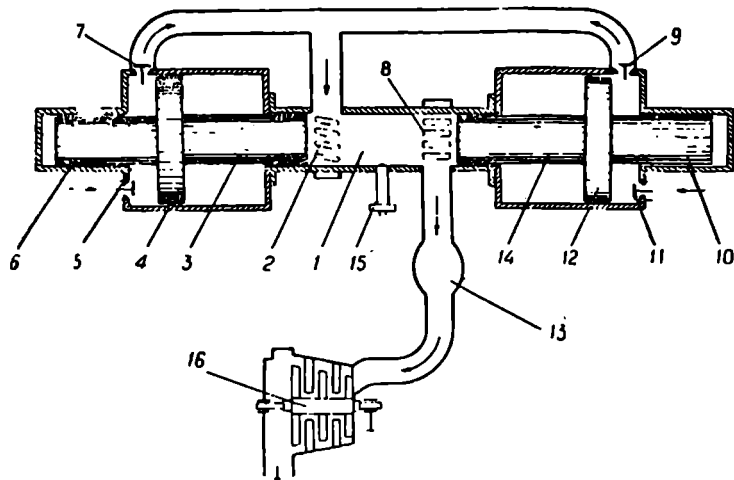
გვხვდება აგრეთვე კომბინირებული ძალური დანადგარები, რომლებიც შედგენილია ულილვო თავისუფალდღუშინი აირის გენერატორისა და აირის ტურბინისაგან.

ასეთი კომბინირებული ძალური დანადგარის სქემა ნაჩვენებია მე-17 ნახ-ზე.

ძრავას ცილინდრში 1 განლაგებულია ორი დგუში 3 და 14, რომლებიც შეერთებულია კომპრესორის დგუშებთან 4 და 12.

დგუშების 3 და 14 სამუშაო (განშლითი) სვლის დროს წარმოებს კომპრესორში ჰაერის კუმშვა და სარქველების 7 და 9 გავლით მისი დაქირხნა გამომქრევი ჰაერის მაგისტრალში.

კომპრესორში ჰაერის კუმშვასთან ერთად იწყება აგრეთვე ჰაერის კუმშვა საბუფერო ცილინდრებში 6 და 10. აქ შეკუმშული ჰაერის ენერგია შემდგომ გამოიყენება დგუშების უკუმოძრაობის დროს, როდესაც დგუშები ერთიმეორეს უახლოვდება და აწარმოებს



ნახ. 17. ძალური დანადგარი თავისუფალდგუშებიანი აირგენერატორითა და ტურბინით.

ჰაერის კუმშვას ცილინდრის მუშა სივრცეში. როგორც ჩანს, აქ საბუფერო ცილინდრები ასრულებს დაახლოებით იგივე როლს, რასაც მქნევარა მრუდმხარა მექანიზმის მქონე ძრავაში.

დგუშების ერთიმეორესთან მიახლოებისას სარქველების 5 და 11 გავლით კომპრესორების ცილინდრებში შეიწოვება ჰაერი, რომელიც შემდეგ გამომქრევი ხვრელების 2 გავლით ზვდება მუშა ცილინდრში.

ამრიგად, ბუფერებში შეკუმშული ჰაერის გავლენით მუშა დგუშები 3 და 14 უახლოვდება ერთმანეთს და გამომქრევი 2 და გამომშვები 8 ფანჯრების გადახურვის შემდეგ იწყება ჰაერის კუმშვა ცილინდრში 1. როდესაც შეკუმშვის გამო გაცხელებული ჰაერის ტემპერატურა მიაღწევს საჭირო სიდიდეს, მასში ფრქვევანას 15 შემწეობით მოხდება საწვავის შეფრქვევა. ამის შემდეგ საწვავი ააღდება და იწ-

ყება სამუშაო სვლა. გაფართოების პროცესის მიმდინარეობის დროს დგუშები 3 და 14 აღებს ჯერ გამომშვებ 8, შემდეგ კი გამომქრევ 2 ფანჯრებს. გამომშვები ფანჯრებიდან აირი ხვდება შემკრებში 13, საიდანაც მიემართება ტურბინის 16 მუშა ფრთებზე, სადაც ასრულებს სასარგებლო მუშაობას.

როგორც ჩანს, თავისუფალდგუშიან ულილვო გენერატორში სრულდება ორტაქტიანი პროცესი წინდენითი ხერელებიანი გამოქრევით.

ოთხტაქტიანი და ორტაქტიანი ძრავების შედარება

სახალხო მეურნეობაში დიდად გავრცელდა როგორც ოთხტაქტიანი, ისე ორტაქტიანი შიგაწვის ძრავები. სადღეისოდ შიგაწვის ძრავების გამოყენების შემდეგი სურათი გვაქვს:

მომხმარებლის დასახელება	გამოყენებული ძრავის ტიპი
დიდი სიმძლავრის სტაციონარული დაწადგარები და საზღვაო ტრანსპორტი	ორტაქტიანი დიზელები
საშუალო სიმძლავრის სტაციონარული დაწადგარები და საზღვაო და საკინიგზო ტრანსპორტი	ოთხტაქტიანი და ორტაქტიანი დიზელები
სახმელეთო ულიადაგო ტრანსპორტი (ავტომობილები)	ოთხტაქტიანი დიზელები და კარბურატორიანი ძრავები
ტრაქტორები	ოთხტაქტიანი დიზელები
მცირე სიმძლავრის სტაციონარული დაწადგარები სოფლის მეურნეობაში	ორტაქტიანი დაბალი წნევის ძრავები
მოტოციკლები და ძრავიანი ნაეები	ორტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავები

ოთხტაქტიანთან შედარებით ორტაქტიან ძრავაში მუშა პროცესი ორჯერ ნაკლებ დროში სრულდება. ეს იმას ნიშნავს, რომ ცილინდრის ერთი და იმავე ზომების, წვის პროცესის მიმდინარეობის ერთნაირი პირობებისა და თანაბარი ბრუნთა რიცხვების დროს ორტაქტიანმა ძრავამ, ოთხტაქტიანთან შედარებით, ორჯერ მეტი სიმძლავრე უნდა განაეითაროს.

სინამდვილეში, იმის გამო, რომ დგუშის სვლის ნაწილი იკარგება შეშვებაზე და გამოქრევაზე, ორტაქტიან ძრავას სიმძლავრე ჰკარბობს ოთხტაქტიანისას 1,6÷1,8-ით.

მიუხედავად ასეთი დიდი უპირატესობისა, ორტაქტიან ძრავებს

უნარი არ შესწევთ მთლიანად გამოდევნონ გამოყენებიდან ოთხტაქტიანი ძრავები.

ამის მიზეზი ისაა, რომ თანამედროვე ძრავათაშენებლობას ჯერ არ შეუძლია განახორციელოს მაღალი ბრუნთა რიცხვის მქონე დიდი სიმძლავრის ორტაქტიანი დიზელი.

ახლანდელი ძრავათმშენებელი ქარხნები ამზადებენ ნელსელიან დიდი სიმძლავრის ორტაქტიან საუცხოო დიზელებს, რომელთაც შეუძლიათ ხანგრძლივად და შეუფერხებლად მუშაობა. ასეთი ძრავები შეუცვლელნი არიან სტაციონარულ სამუშაოზე და დიდ გემებზე. მათ, რა თქმა უნდა, ვერავითარ შემთხვევაში ვერ გაუწევს კონკურენციას ოთხტაქტიანი ძრავა.

სამაგიეროდ ორტაქტიანი ძრავა ვერ შეედრება ოთხტაქტიან ძრავას მაშინ, როდესაც შედარებით მოზრდილ სიმძლავრესთან ერთად საჭიროა მაღალი ბრუნთა რიცხვები.

ამგვარად, ორივე ტიპის ძრავებს აქვთ დადებითი და უარყოფითი თვისებები და ყოველ ცალკეულ შემთხვევაში უპირატესობა მიენიჭება ხან ოთხ და ხან ორტაქტიან ძრავას.

§ 4. ძრავას ინდიკატორული დიაგრამა

ძრავას ცილინდრში განხორციელებული პროცესები სწრაფად მიმდინარე რთული პროცესებია, რის გამო მათი ზუსტი წარმოდგენა აზროვნებაში მეტად ძნელია. ამიტომ პროცესების დეტალური ანალიზისა და შესწავლისათვის საჭიროა ცილინდრში მიმდინარე პროცესების ასახვა დიაგრამის სახით.

ასეთი დიაგრამა ხელსაყრელია გამოსახავდეს დგუშის გადაადგილების დროს ცილინდრის შიგნით არსებული წნევის ცვალებადობას.

დიაგრამის შინაარსის გასარკვევად განვიხილოთ მე-18 ნახ-ში; სქემაზე ნაჩვენებია ოთხტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავას სქემა და მის ზემოთ, პირობით, გამოსახულია დიაგრამა. მოხერხებულობისათვის ცილინდრი ჰორიზონტალურ მდგომარეობაშია გამოსახული.

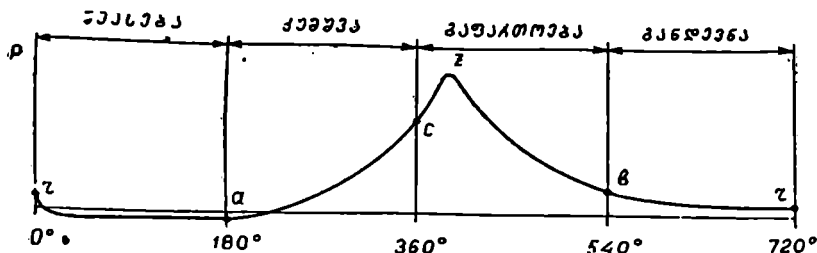
დიაგრამის აბსცისა გამოსახავს ცილინდრის მოცულობას (V), ხოლო ორდინატა იმ წნევას (p), რომელიც მყარდება მოცემულ მომენტში ცილინდრის შიგნით მისი მოცულობის შესაბამისად.

დიაგრამაზე ნაჩვენებია გარემოს შესაბამისი ატმოსფერული წნევის ხაზი.

პროცესის დასაწყისში დგუში იმყოფება ზ. მ. წ-ში; ამ დროს დგუშის მარცხნივ გვექნება კუმშვას (წვის) კამერის მოცულობა V_0 , დგუშის გადაადგილებისას ზ. მ. წ-დან ქ. მ. წ-მდე ის აღწერს ცილინდ-

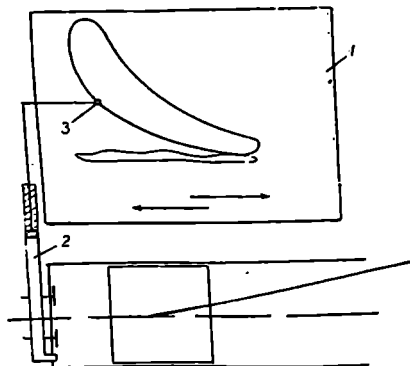
წნევა მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხის (α) სიდიდისაგან დამოკიდებულებით. ასეთ დიაგრამებს გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამები ეწოდება, რომლის ნიმუში ნაჩვენებია მე-19 ნახ-ზე.

წნევის უმარტივესი ინდიკატორის სქემა შემდეგნაირად შეიძლება წარმოვიდგინოთ (ნახ. 20): დაფა 1, რომელზედაც დაკრულია თეთრი ქაღალდი, კინემატიკურად ისეა შებმული მრუდმხარა მექანიზმთან,



ნახ. 19. გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამის ნიმუში.

რომ მუხლა ლილვის ბრუნვის დროს განიცდის დგუშის სინქრონულ უკუმოქცევ-გადატანით მოძრაობას. წვის კამერა ხვრეტილით შეერთებულია მცირე ზომის ცილინდრთან 2, რომელშიც მოძრაობს ზამბარით დატვირთული დგუში. დგუშის შოკს მიმაგრებული აქვს ფანქარი 3, რომელიც თავისი წვერით ებჯინება დაფაზე დაკრულ თეთრ



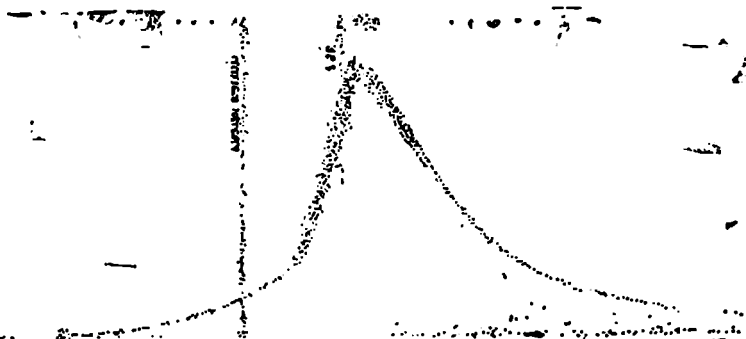
ნახ. 20. წნევის უმარტივესი ინდიკატორის პრინციპული სქემა.

ქაღალდს. აღვილი წარმოსადგენია, რომ ძრავას მუშაობის დროს დაფა იმოძრაებს მარჯვნივ და მარცხნივ და ასახავს ცილინდრის მოცულობის ცვალებადობას, ხოლო ფანქარი იმოძრაობს ზემოთ და ქვემოთ და ასახავს ცილინდრის შიგნით წნევის ცვალებადობას. ასეთ პირობებში, ცხადია, ქაღალდზე გამოიხაზება ძრავას ინდიკატორული დიაგრამა. განმარტების გამარტივების მიზნით ინდიკატორის სქემაზე ნაჩვენებია იყო მოძრავი დაფა. სინამდვილეში მის მავიერ აკეთებენ მუხლა ლილვთან შებმულ

მბრუნავ დოლს, რის გამოც მის ზედაპირზე იხაზება $p\alpha$ კოორდინატებში გამოსახული გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამა.

ასეთი მარტივი სქემით განხორციელებული წნევის ინდიკატორები (ან, როგორც მათ ხშირად ეძახიან, მაიგაკის ტიპის ინდიკატორები) გამოიყენება მხოლოდ მცირე ბრუნთა რიცხვის ძრავების ინდიკატორებისათვის.

სწრაფსვლიანი ძრავებისათვის ისინი გამოუსადეგარია, რადგანაც



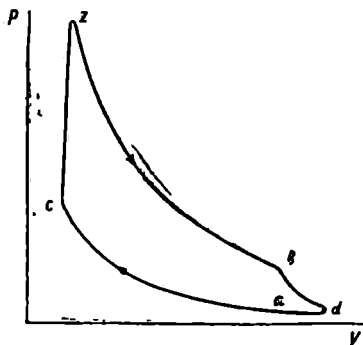
ნახ. 21. დიზელ $CMД-7$ -დან აღებული სტობოსკოპური ინდიკატორული დიაგრამა.

ინდიკატორის მოძრავი ნაწილების გადიდებული ინერციის ძალები გამოიწვევს დიაგრამის გამოხაზვის შესაძლებლობას

თანამედროვე სწრაფსვლიანი ძრავებისათვის გამოიყენება ელექტროპნევემატური სტობოსკოპური ინდიკატორები და ინდიკატორების მეთოდი, სადაც დიაგრამის აღება ხორციელდება პიეზო-კვარტული გადამწოდისა და ელექტრონული ოსცილოგრაფის მეშვეობით.

სტობოსკოპური მეთოდი ხორციელდება წერტილების ჩაწერით, რომლებიც სხვადასხვა ციკლებს შეესაბამება. ამის გამო სტობოსკოპური ინდიკატორის საშუალებით ჩვენ ვაგებთ დიაგრამას, რომელიც წარმოადგენს რამდენიმე ციკლის საშუალოს.

ნიმუშისათვის 21-ე ნახ.ზე მოცემულია დიზელ $CMД-7$ -დან აღებული სტობოსკოპური ინდიკატორული დიაგრამა, ხოლო 22-ე ნახ.ზე გამოსახულია ორტაქტიანი ძრავის pV კოორდინატებში აგებული ინდიკატორული დიაგრამა.



ნახ. 22. ორტაქტიანი ძრავის ინდიკატორული დიაგრამის სქემა.

დგუშიანი შიგაწვის ძრავები შეიძლება დაჯგუფდეს შემდეგი ძირითადი ნიშნების მიხედვით:

1. მუშა პროცესის განხორციელების ხერხის მიხედვით:

ა) ოთხტაქტიანები, რომლებშიც მუშა პროცესი სრულდება დგუშის ოთხი სვლის ანუ მუხლა ლილვის ორი შემობრუნების განმავლობაში;

ბ) ორტაქტიანები, რომლებშიც მუშა პროცესი სრულდება დგუშის ორი სვლის ანუ მუხლა ლილვის ერთი შემობრუნების განმავლობაში.

ძრავა შეიძლება იყოს ერთი ან ორმაგქმედების.

2. გამოყენებული საწვავის მიხედვით:

ა) თხევადი საწვავით მომუშავე ძრავები, რომლებიც იყენებენ მსუბუქ საწვავს (ბენზინი, ბენზოლი, ნავთი, ლიგროინი, სპირტი) ან მძიმე საწვავს (სადიზელო, სოლარის ზეთი, გაზოილი, მაზუთი);

ბ) აიროვანი საწვავით მომუშავე ძრავები, რომლებიც იყენებენ შეკუმშულ ან გათხევადებულ მდგომარეობაში მყოფ ბუნებრივ ან საწარმოო საწვავ აირს;

გ) მყარი საწვავით მომუშავე ძრავები, რომლებიც იყენებენ მერქანს, ნახშირს ან სხვა მყარ მდგომარეობაში მყოფ საწვავს, გარდაქმნილს აირგენერატორში აიროვან საწვავად;

დ) მრავალსაწვავიანი ძრავები, რომლებიც მუშაობენ სხვადასხვა სახის თხევადი საწვავით, დაწყებული მსუბუქიდან მძიმემდე.

3. ნარევეწარმოქმნის ხარისხის მიხედვით:

ა) გარე ნარევეწარმოქმნის მქონე ძრავები, რომლებშიც საწვავი ნარევი, შემდგარი ჰაერისა და მსუბუქი თხევადი საწვავის ორთქლისაგან ან აიროვანი საწვავისაგან, მზადდება მუშა ცილინდრის გარეთ. მათ მიეკუთვნება აიროვანი საწვავით მომუშავე და კარბურატორიანი ძრავები და ისეთი ძრავები, რომლებშიც წარმოებს საწვავის შეფრქვევა მუხტის შემშვებ სისტემაში (მილში);

ბ) შიგა ნარევეწარმოქმნის მქონე ძრავები, რომლებშიც საწვავი ნარევი (აგრეთვე მუშა ნარევი) მზადდება მუშა ცილინდრის შიგნით. მათ მიეკუთვნება დიზელები (თვითაალებადი ძრავები) და იძულებითი აალების მქონე ძრავები, რომელთა ცილინდრში მსუბუქი თხევადი საწვავის შეფრქვევა წარმოებს.

დიზელები, თავის მხრივ, შეიძლება იყოს გაუყოფელი ან გაყოფილი წვის კამერით. პირველ შემთხვევაში წარმოებს საწვავის უშუალო შეფრქვევა წვის (კუმშვის) კამერაში, მეორე შემთხვევაში კი კამერის ძირითადი ნაწილის გარდა არსებობს წინა ან გრიგალური კამე-

რა, რომლებშიაც ხდება საწვავის შეფრქვევა და ნარეწარმოქმნა. გრიგალური კამერა შეიძლება მოთავსდეს ცილინდრის სახურავში ან დგუშში.

4. სამუშაო ნარევის აალების ხერხის მიხედვით:

ა) ძრავები იძულებითი ანთებით, რომლებშიც მუშა ნარევის აალება ელექტრონაპერწყლით წარმოებს;

ბ) თვითაალებით მომუშავე ძრავები (დიზელები), რომლებშიც ძლიერი კუმშვით გაცხელებულ ჰაერში შეფრქვეული საწვავის თვით-აალება ხდება;

გ) ასანთი ბირთვის მქონე ძრავები (კალორიზატორული ძრავები), რომლებშიც კამერაში შეფრქვეული საწვავი აღდება ბირთვის ცხელი კედლების გავლენით.

გვხვდება აგრეთვე შერეული ანთების მქონე ძრავები, რომლებიც ძირითადად აიროვანი საწვავით მუშაობენ და რომლებშიც ნარევის აალება წარმოებს ასანთები თხევადი საწვავის თვითაალებით.

5. ცილინდრების შევსების ხასიათის მიხედვით:

ა) შეწოვით მომუშავე ძრავები, რომლებშიც ცილინდრების შევსება ჰაერით ან საწვავი ნარევი წარმოებს იმ გაუხშობის ხარჯზე, რომელიც შეიქმნება პროცესის განმავლობაში დგუშის გადაადგილებით;

ბ) ჩაბერვის მქონე ძრავები, რომლებშიც ცილინდრების შევსების გადიდების მიზნით ჰაერი ან საწვავი ნარევი ცილინდრში იგზავნება წნევით, რომელიც აღემატება გარემოს წნევას. წნევის გადიდება წარმოებს სპეციალურ დამჭირხში (კომპრესორში).

6. ძირითადი სქემის მიხედვით:

ა) ტრონკული და

ბ) კრეიციკოფიანი ძრავები.

7. ცილინდრების რაოდენობის მიხედვით:

ა) ერთცილინდრიანი და

ბ) მრავალცილინდრიანი ძრავები.

8. ცილინდრების განლაგების მიხედვით:

ა) ძრავები ცილინდრების ვერტიკალური განლაგებით;

ბ) ცილინდრების ჰორიზონტალური განლაგებით;

გ) ცილინდრების V-ს მსგავსი განლაგებით და აგრეთვე ცილინდრების რაიმე კუთხით ურთიერთ განლაგებით;

დ) ძრავები, რომლის ცილინდრებში ორ-ორი სხვადასხვა მიმართულებით მოძრავი დგუშებია მოთავსებული.

9. სწრაფსვლიანობის მიხედვით:

ა) ნელსვლიანი ძრავები, რომელთა დგუშის საშუალო სიჩქარე არ აღემატება 6,5 მ/წმ;

ბ) სწრაფსვლიანი ძრავები, რომელთა დგუშის საშუალო სიჩქარე სჭარბობს 6,5 მ/წმ.

გარდა ამისა, ძრავები შეიძლება განსხვავდებოდეს ერთიმეორისაგან ბრუნვის მიმართულებისა და რევენსიულობის მიხედვით.

10. ძირითადი დანიშნულების მიხედვით:

ა) სტაციონარული;

ბ) საზღვაო;

გ) სარკინიგზო,

დ) საავტოტრაქტორო;

ე) საავიაციო ძრავები;

ვ) ძრავები, რომლებიც გამოიყენება სოფლის მეურნეობაში.

საბჭოთა კავშირში დიზელების გამოშვება სტანდარტიზებულია. დიზელის ტიპის შესაბამისად ძრავაზე აღნიშნავენ ასოებსა და ციფრებს.

ეს აღნიშვნები შემდეგია: V —ოთხტაქტიანი; D —ორტაქტიანი; DD —ორტაქტიანი ორმაგი კმედების; P რევერსიული; C —საზღვაო; K —ქრეიკოფული; H —ჩაბერვით.

თუ დასახელებაში არაა ასო K , ძრავა ტრონკულია; თუ არაა ასო P —ძრავა არაა რევერსიული. ასოების წინ ციფრი აღნიშნავს ცილინდრების რაოდენობას, ხოლო ასოების ბოლოს წილადი გამოსახავს ცილინდრის დიამეტრსა და დგუშის სვლას, სმ-ობით.

§ 1. საწვავი უიზაწვის კრავებისათვის

შიგაწვის ძრავებისათვის გამოიყენება თხევადი და აიროვანი საწვავი. გაფხვიერებულ მდგომარეობაში მყარი საწვავის გამოყენება ასეთ ძრავებში ვერ ხერხდება, რადგანაც მისი წვის შედეგად ცილინდრში რჩება ნაცარი, რაც დაუშვებლად ზრდის მის ცვეთას.

საწვავის ძირითადი ელემენტებია ნახშირბადი და წყალბადი; საწვავი შეიცავს აგრეთვე უმნიშვნელო რაოდენობის ჟანგბადსა და ზოგჯერ გოგირდსაც. შიგაწვის ძრავებში გამოყენებული თხევადი და აიროვანი საწვავები წარმოადგენს $(C_nH_mO_r)$ სახის. ნახშირწყალბადების ნარევს.

თხევადი საწვავის მისაღებად ძირითადად იყენებენ ბუნებრივ ნავთობს; გარდა ამისა, გამოიყენება ქვანახშირის, ტორფის და სხვა მშრალი გამოხდის პროდუქტები (ბენზოლი).

შიგაწვის ძრავებისათვის იყენებენ ნავთობიდან მიღებულ შემდეგი სახის თხევად საწვავებს:

ნ ე დ ლ ი ნ ა ვ თ ბ ი — გამოიყენება მხოლოდ ნელსვლიან კალორიზატორულ ძრავებში;

ბ ე ნ ზ ი ნ ი — გამოიყენება საავტომობილო და დგუშიან საავიაციო ძრავებში;

ნ ა ვ თ ი — წინათ გამოიყენებოდა სატრაქტორო კარბურატორიან ძრავებში. ამჟამად ის გამოიყენება საავიაციო ტურბორეაქტიულ ძრავებში.

სატრაქტორო ძრავებისათვის ზოგჯერ გამოიყენება ლ ი გ რ ო ი ნ ი, რომელიც წარმოადგენს ნავთობის გამოხდის საშუალებად პროდუქტს და შეიცავს ბენზინის შედარებით მძიმე და ნავთის მსუბუქ ფრაქციებს.

ს ო ლ ა რ ი ს ზ ე თ ი, ს ა დ ი ზ ე ლ ო ს ა წ ვ ა ვ ი და გ ა ზ ო ი ლ ი — გამოიყენება სწრაფსვლიან დიზელებში. პირველი მათგანი ნავთობის გამოხდის ერთ-ერთი ძირითადი პროდუქტია, ორი უკანასკნელი კი საშუალებად პროდუქტებია და შედგენილია ნავთის მძიმე და სოლარის მსუბუქი ფრაქციებისაგან. დიზელის საწვავი შეიძლება აგრეთვე წარმოადგენდეს ნავთისა და სოლარის ზეთის ნარევს.

მძიმე სადიზელო საწვავი — გამოიყენება ნელსკლი-
ან ღიზელბში და წარმოადგენს სოლარის ზეთისა და მაზუთის (ნავ-
თობის გამოხდის ნარჩენის) ნარევეს.

შიგაწვის ძრავებისათვის აიროვანი საწვავის შემდეგი ჯგუფები
გამოიყენება:

ბუნებრივი აირი, — რომელიც მიიღება მიწისქვეშა სა-
ბადოებიდან. ის გამოიყენება შეკუმშული ან გათხევადებული სახით;

საწარმოო აირი, — რომელიც მიიღება ნავთობის დამუშა-
ვების დროს;

ბრძმედისა და კოქსის აირი, — რომელიც წარ-
მოადგენს ბრძმედისა და საკოქსე ღუმელის მუშაობის დროს წარმო-
ქმნილ ზენამატ პროდუქტს.

გენერატორული აირი, — რომელიც მიიღება აირგენე-
რატორებში მყარი საწვავის (მერქანი, ნახშირი) გამოხდით;

სანათი ან საყოფაცხოვრებო აირი, — რომელიც
მიიღება სპეციალურ ღუმელში ქვანახშირის გამოხდით.

შიგაწვის ძრავებისათვის გამოსადეგ საწვავს უნდა ახასიათებდეს
ჰაერთან კარგი შერევის უნარი, რათა შეიქმნას მილალხარისხოვანი სა-
წვავი ნარევი. გარდა ამისა, საწვავი უნდა იძლეოდეს ცივი ძრავას
ამუშაების საშუალებას და სრული წვის შემდეგ არ გამოჰყოფდეს
აღამიანისათვის მავნე პროდუქტებს.

ნავთობის ძირითადი შემდგენებია შემდეგი ნახშირწყალბადები:

1. პარაფინული (ალკანები), საერთო ფორმულა $C_n H_{2n+2}$;

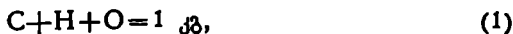
2. ნაფტენური (ციკლანები), საერთო ფორმულები $C_n H_{2n}$, $C_n H_{2n-2}$
და სხვ.;

3. არომატული, საერთო ფორმულები $C_n H_{2n-6}$, $C_n H_{2n-10}$ და სხვ.

საინტერესოა აღინიშნოს, რომ საწვავში არომატული ნახშირწყალ-
ბადები ზრდის მის ანტიდეტონაციურ თვისებებს.

თერმოქიმიური გაანგარიშებისათვის იყენებენ საწვავის ელემენ-
ტურ შედგენილობას, რაც ირკვევა მისი ქიმიური ანალიზით.

თხევადი საწვავის ელემენტური შედგენილობა, ჩვეულებრივ, გა-
მოისახება მასის ერთეულებში. მაგალითად, 1 კგ იზოოქტანი $C_8 H_{18}$
შეიცავს 0,842 კგ ნახშირბადს და 0,158 კგ წყალბადს. 1 კგ თხევადი
საწვავისათვის, რომელიც შეიცავს ნახშირბადს C, წყალბადს H და ქან-
გბადს O, შეიძლება დავწეროთ:



რაც იმას ნიშნავს, რომ 1 კგ საწვავში C კგ ნახშირბადია, H კგ წყალ-
ბადი და O კგ ქანებალი.

შიგაწვის ძრავებისათვის გამოსადეგი თხევადი საწვავი საშუალოდ შეიცავს $0,853 \div 0,870$ წილ ნახშირბადს და $0,147 \div 0,130$ წილ წყალბადს. უანგზადი საწვავში ან არ შედის, ან ზოგ შემთხვევაში შედის მცირე რაოდენობით და არ აღემატება $0,005$ წილს.

საწვავის ფიზიკურ-ქიმიური თვისებები უნდა პასუხობდეს იმ მოთხოვნებს, რომელსაც უყენებს მას მოცემული ძრავას კონსტრუქცია და მისი ექსპლოატაციის პირობები.

ამიტომ საწვავის დასახასიათებლად იყენებენ მის სხვადასხვა მაჩვენებლებს. მათ შორის ერთ-ერთი ძირითადია თბოუნარიანობა, ანუ სითბოს რაოდენობა, რომელიც გამოიყოფა მისი სრული წვის დროს. იმის მიხედვით, თუ რა ერთეულშია აღებული საწვავი (კგ, მ³ ან მოლი), არჩევენ 1 კგ, 1 მ³ ან 1 მოლი საწვავის თბოუნარიანობას.

ჩვეულებრივ, თხევადი საწვავის თბოუნარიანობას უფარდებენ 1 კგ-ს, ხოლო აიროვანი საწვავის თბოუნარიანობას ერთ მოლ ან 1 მ³-ს 0⁰ და 760 მმ ვერცხლის წყლის სვეტის პირობებში.

ერთიმეორისაგან ასტვავებენ საწვავის უმაღლეს H_0 და უდაბლეს H_u თბოუნარიანობას.

საწვავის უმაღლესი თბოუნარიანობა ეწოდება სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც გამოიყოფა ერთეული რაოდენობის საწვავის სრული წვის დროს იმ პირობით, თუ საწვავის წვის პროდუქტები გაცივდება საწყის 15°C -მდე.

უდაბლესი, ანუ მუშა თბოუნარიანობა ეწოდება უმაღლესი თბოუნარიანობისა და იმ სითბოს სხვაობას, რომელიც წყლის აორთქლებაზე იხარჯება. აორთქლებული წყლის რაოდენობაში შედის საწვავის წყალბადის დაყენებით მიღებული წყალი, საწვავში უშუალოდ შერეული წყალი და პროცესში მონაწილე ჰაერის ტენი.

საწვავის უმაღლესი თბოუნარიანობის გამოყენება შეიძლება მხოლოდ მაშინ, როდესაც ხერხდება წვის პროდუქტებში მყოფი წყლის ორთქლის კონდენსაცია და, მაშასადამე, აორთქლებაზე დახარჯული სითბოს უკან დაბრუნება.

შიგაწვის ძრავას თბური გაანგარიშების დროს საჭიროა გავითვალისწინოთ მხოლოდ უდაბლესი თბოუნარიანობის გამოყენება, რადგანაც ცილინდრიდან გამომავალი ნამუშევარი აირის ტემპერატურა წყლის ორთქლის კონდენსაციის ტემპერატურაზე ბევრად მეტია და ამიტომ შეუძლებელია ძრავას ცილინდრის შიგნით წყლის აორთქლებაზე დახარჯული სითბოს უკან დაბრუნება.

საწვავის თბოუნარიანობას, ჩვეულებრივ, ექსპერიმენტულად არკვევენ. თუ ცნობილია საწვავის ელემენტური შედგენილობა, მაშინ

უდაბლესი თბოუნარიანობა მიახლოებით შეიძლება გამოვთვალოთ მენდლეევის ფორმულით:

$$H_u = 8100 C + 30000 H - 2600 O - 600 (H_2O + 9H) \text{ კკალ/კგ} \quad (2)$$

ან

$$H_u = 33900 C + 125700 H - 1090 O - 2500 (H_2O + 9H) \text{ კჯ/კგ.} \quad (3)$$

ძრავას თბური გაანგარიშებისათვის არსებითი მნიშვნელობა აქვს გამოყენებული საწვავისაგან შემზადებული საწვავი ნარევის თბოუნარიანობას.

საწვავი ნარევი შედგება საწვავისა და ჰაერისაგან.

თუ საწვავის მოლექულური მასაა m_b , ხოლო 1 კგ საწვავის სრულ წვისათვის თეორიულად საჭიროა L_0 მოლი ჰაერი, მაშინ საწვავი ნარევის თბოუნარიანობის განსაზღვრისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ შემდეგი ტოლობები:

1. კარბურატორიანი ძრავასათვის, როცა $\alpha \geq 1$,

$$H_{\text{ნარ}} = \frac{H_u}{\alpha L_0 + \frac{1}{m_b}};$$

2. კარბურატორიანი ძრავასათვის, როცა $\alpha \leq 1$,

$$H_{\text{ნარ}} = \frac{H_n - \Delta H_u}{\alpha L_0 + \frac{1}{m_b}};$$

3. დიზელისათვის

$$H_{\text{ნარ}} = \frac{H_u}{\alpha L_0}.$$

კარბურატორიანი ძრავასათვის, როცა $\alpha < 1$, საწვავის თბოუნარიანობა გამოსახულია $H_n - \Delta H_u$ სიდიდით. აქ ΔH_u წარმოადგენს 1 კგ საწვავის თბოუნარიანობის დანაკარგს არასრული წვის გამო (რადგანაც $\alpha < 1$). დიზელებისათვის ასეთი შემთხვევა არაა გათვალისწინებული, რადგანაც მათში მუდამ $\alpha > 1$.

პირველ ცხრილში მოცემულია ზოგიერთი საწვავის ელემენტური შედგენილობა, თბოუნარიანობა და მოლექულური მასა.

თხევადი საწვავის დიდმნიშვნელოვანი მაჩვენებელია მისი აორთქლების უნარი. საწვავის აორთქლების მაღალი უნარიანობა განსაკუთრებით საჭიროა ძრავებისათვის, რომლებშიც ხორციელდება საწვავი ნარევის გარე წარმოქმნა. საწვავის აორთქლების უნარიანობაზე

დიდადა დამოკიდებული მუშა პროცესის მიმდინარეობა და განსაკუთრებით კი ცივი ძრავას ამუშავების შესაძლებლობა.

ცხრილი 1

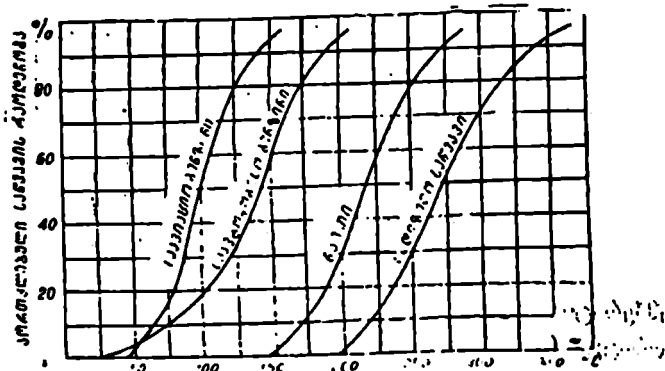
მონაცემები ზოგიერთი საწვავის შესახებ

საწვავის დასახელება	ელემენტური შედეგობა			საწვავის თბოუნარიანობა		მოლეკულური მასა, მს
	C	H	O	მკა/მგ	კჟ/მგ	
სააეტომობილო ბენზინი	0,855	0,145	—	10550	44205	95÷100
საავიაციო ბენზინი	0,853	0,147	—	10500	43995	110÷120
ნ ა ვ თ ი	0,860	0,137	0,003	10300	43160	160÷180
სადიზელო საწვავი	0,870	0,126	0,004	10150	42530	180÷200
მძიმე სადიზელო საწვავი	0,870	0,125	0,005	10000	41900	220÷280

თხევადი საწვავის აორთქლების უნარი ხასიათდება ფრაქციული შედგენილობით, რომელიც გვიჩვენებს საწვავის ნახშირწყალბადების მოცულობითს რაოდენობას, აორთქლებულს საწვავის ამა თუ იმ ტემპერატურამდე შეთბობის დროს.

23-ე ნახ-ზე გამოსახულია შიგაწვის ძრავებისათვის გამოსადეგი ზოგიერთი საწვავის ფრაქციული გამოხდის მრუდები.

საწვავის აორთქლებაზე იხარჯება სითბო, რის შედეგად საწვავი



ნახ. 23. ზოგიერთი საწვავის ფრაქციული გამოხდის მრუდები.

ნარევის ტემპერატურა კლებულობს. ამ მიზეზის გამო ძრავებში საწვავი ნარევის გარეწარმოქმნით საწვავის აორთქლების ფარული სითბოს გადიდება იწვევს ცილინდრების შევსების გაუმჯობესებას. სა-

წვევის აორთქლების ფარული სითბო თავისი აბსოლუტური სიდიდით მცირეა და კლებულობს ფრაქციული შედგენილობის დამძიმებასთან ერთად.

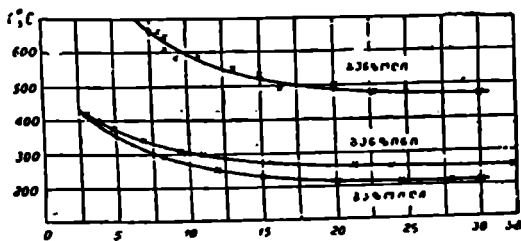
შიგაწვის ძრავებისათვის, განსაკუთრებით კი დიზელებისათვის, დიდი მნიშვნელობა აქვს საწვავის თვითაალების ტემპერატურას.

საწვავის თვითაალების ტემპერატურა ის უდაბლესი ტემპერატურაა, რომლის დროსაც საწვავი თვითაალებდა აალების რაიმე წყაროს გავლენის გარეშე.

საწვავის თვითაალების ტემპერატურა დამოკიდებულია იმ გარემოს წნევაზე, რომელშიაც უნდა აალებს საწვავი. რაც უფრო მეტია გარემოს წნევა, მით ნაკლებია საწვავის თვითაალების ტემპერატურა. ეს იმას ნიშნავს, რომ ძრავას მაღალი კუმშვის ხარისხის დროს საწვავის აალება გაადვილებული იქნება, ხოლო დაბალი წნევის დროს, თვითაალების გარეშე, საწვავი მეტად შეიძლება გავახუროთ.

24-ე ნახ-ზე გამოსახულია ზოგიერთი თხევადი საწვავის თვითაალების ტემპერატურის $t_{\%C}$ ცვალებადობა გარემოს წნევის ცვალებადობის დროს.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ დიზელის თვითაალებადი ძრავებისათვის უმჯობესია საწვავი, რომელსაც მინიმალური თვითაალებად



ნახ. 24. ზოგიერთი თხევადი საწვავის თვითაალების ტემპერატურის ცვალებადობა გარემოს წნევაზე დამოკიდებულებით.

ტემპერატურა აქვს, კარბურატორიანი ძრავასათვის კი საწვავი, რომელსაც იგივე მაჩვენებელი მაქსიმალური აქვს. ასე, მაგალითად, თვითაალებადი ძრავასათვის კარგია გაზოილი, უარესია ბენზინი და საესებით უვარგისია ბენზოლი. ძრავასათვის კი, რომელშიაც აალება იძულებით ნდება, გამოუსადეგარია გაზოილი და კარგია ბენზინი და ბენზოლი.

მართლაც, როგორც 24-ე ნახ-ზე გამოსახული გრაფიკი გეჩვენებს,

მაგალითად, 30 ატ წნევისას გაზოილის თვითაალების ტემპერატურა შეადგენს 205°C , ბენზინისა 260°C , ხოლო ბენზოლისა 470°C .

ვინაიდან საწვავის წვეთები ხურდება თბოგამტარობის შედეგად, რომელიც თავის მხრივ დამოკიდებულია ჰაერის სიმკვრივეზე, ამიტომ უფრო სწორი იქნებოდა საწვავის თვითაალების ტემპერატურა გამოისახოს ჰაერის სიმკვრივის ფუნქციაში.

ამ მიზნისათვის ხშირად იყენებენ ნეიმანის ემპირიულ ფორმულას:

$$T_s = C\gamma^{-m}, \quad (4)$$

სადაც T_s , K არის საწვავის თვითაალების ტემპერატურა;

γ კგ/მ³—ჰაერის სიმკვრივე;

C და m —მუდმივები.

მუდმივების მნიშვნელობანი საშუალოდ შეიძლება მივიღოთ:

ბენზინისათვის $C=635$ და $m=0,142$;

გაზოილისათვის $C=495$ და $m=0,033$.

თვითაალებად ძრავებში საწვავის აალების უზრუნველსაყოფად არაა საკმარისი ჰაერის გაცხელება T_s ტემპერატურამდე, რადგანაც ჰაერში შეფრქვეული საწვავი უნდა გაცხელდეს, რასაც ესაჭიროება განსაზღვრული დრო. ამ დროის განმავლობაში ნარევის საერთო ტემპერატურა კლებულობს (აორთქლებისა და სითბოს გადაცემის გამო), რაც ხელს შეუშლის საწვავის თვითაალებას.

ექსპერიმენტი გვიჩვენებს, რომ დიზელის ნორმალური მუშაობისათვის საჭიროა შეკუმშული ჰაერის ტემპერატურა აღემატებოდეს საწვავის თვითაალების ტემპერატურას ორასა—სამასი გრადუსით.

საწვავის თვისებების დასახასიათებლად იყენებენ ცნებას ეგრეთ-წოდებული ოქტანური და ცეტანური რიცხვების შესახებ.

მათი განმარტება მოცემული იქნება ქვემოთ, ძრავას ცილინდრში მიმდინარე წვის პროცესის განხილვის დროს.

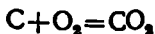
§ 2. წვის რეაქციაში და წვისათვის საპრობ ჰაერის რაოდენობა

შევსების პროცესის განმავლობაში ცილინდრში შედის განსაზღვრული რაოდენობის საწვავი და ამ საწვავის წვისათვის საჭირო ჟანგბადი (ატმოსფერულ ჰაერთან ერთად).

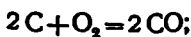
ცილინდრში მოხვედრილი ჟანგბადის რაოდენობაზე დამოკიდებულებით წვა შეიძლება იყოს სრული ან არასრული. სრული წვის შემთხვევაში წვის შედეგად მივიღებთ ნახშირორჟანგს CO_2 და წყლის ორთქლს H_2O . ჟანგბადის უკმარობის გამო არასრული წვის დროს ნახშირბადის ნაწილი დაიწვეება CO_2 -ად, ნაწილი კი CO -დ.

საწვავის წვა შეიძლება წარმოვიდგინოთ შემდეგი რეაქციების სახით:

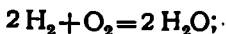
ნახშირბადისათვის



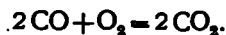
და



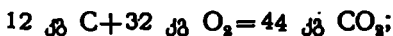
წყალბადისათვის.



ნახშირორქანისათვის



თუ მხედველობაში მივიღებთ საწვავის შემადგენელ ელემენტების ატომურ მასებს, ზემოთოყვანილი რეაქციების საფუძველზე ადვილად განვსაზღვრავთ წვისათვის საჭირო ჟანგბადის რაოდენობას. მაგალითად, თუ გავიხსენებთ, რომ ნახშირბადის ატომური მასაა 12, ჟანგბადისა კი 16, პირველი რეაქციის საფუძველზე გვექნება:



ეს ნიშნავს, რომ 12 კგ ნახშირბადის სრული წვისათვის საჭირო იქნება 32 კგ ჟანგბადი და წვის შედეგად მივიღებთ 44 კგ ნახშირორქანს, ან 1 კგ ნახშირბადის დასაწვავად საჭირო იქნება $\frac{32}{12} = \frac{8}{3}$ კგ ჟანგბადი და წვის შედეგად მივიღებთ $\frac{44}{12} = \frac{11}{3}$ კგ ნახშირორქანს.

ასეთი წესით დამუშავებული რეაქციები მოყვანილია მე-2 ცხრილში.

საინტერესოა ის მდგომარეობა, რომ ნახშირბადის არასრული წვით განახევრებული რაოდენობის ჟანგბადის ხარჯვის დროს მიიღება წვის პროდუქტების ისეთივე რაოდენობა, რამდენსაც მივიღებთ იგივე ნახშირბადის სრული წვის შედეგად. ასე, მაგალითად: 1 კგ ნახშირბადის სრული წვისათვის საჭიროა $\frac{1}{12}$ მოლი ჟანგბადი და წვის

შედეგად მიიღება $\frac{1}{12}$ მოლი წვის პროდუქტები; იგივე რაოდენობის ნახშირბადის არასრული წვისათვის საჭიროა $\frac{1}{24}$ მოლი ჟანგბადი და წვის შედეგად მიიღება იგივე რაოდენობის წვის პროდუქტები. ეს

წვის რეაქციები

1. ნახშირბადის სრული წვა ($C+O_2=CO_2$)

ნახშირბადის რაოდენობა, კგ-ობით	უანგბადის საჭირო რაოდენობა		წვის შედეგად მიღებული CO_2 -ს რაოდენობა	
	კგ-ობით	მოლებში	კგ-ობით	მოლებში
12	32	1	44	1
1	$\frac{32}{12} = \frac{8}{3}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{44}{12} = \frac{11}{3}$	$\frac{1}{12}$
C	$\frac{8}{3} C$	$\frac{C}{12}$	$\frac{11}{3} C$	$\frac{C}{12}$

2. წყალბადის წვა ($2H_2+O_2=2H_2O$)

წყალბადის რაოდენობა, კგ-ობით	უანგბადის საჭირო რაოდენობა		წვის შედეგად მიღებული H_2O -ს რაოდენობა	
	კგ-ობით	მოლებში	კგ-ობით	მოლებში
4	32	1	36	2
1	$\frac{32}{4} = 8$	$\frac{1}{4}$	$\frac{36}{4} = 9$	$\frac{1}{2}$
H	8 H	$\frac{H}{4}$	9 H	$\frac{H}{2}$

3. ნახშირბადის არასრული წვა ($2C+O_2=2CO$)

ნახშირბადის რაოდენობა, კგ-ობით	უანგბადის საჭირო რაოდენობა		წვის შედეგად მიღებული CO_2 -ს რაოდენობა	
	კგ-ობით	მოლებში	კგ-ობით	მოლებში
24	32	1	56	2
1	$\frac{32}{24} = \frac{4}{3}$	$\frac{1}{24}$	$\frac{56}{24} = \frac{7}{3}$	$\frac{1}{12}$
y	$\frac{4}{3} y$	$\frac{y}{24}$	$\frac{7}{3} y$	$\frac{y}{12}$

გარემოება ხელს უწყობს იმას, რომ შიგაწვის ძრავას მაქსიმალური სიმძლავრის განვითარება შეუძლია ჰაერის ნაწილობრივი დანაკლისის დროს. ცხადია, ასეთი გზით სიმძლავრის ზრდას თან სდევს საწვავის ხარჯის გადიდება.

საკიროა აღინიშნოს, რომ სიმძლავრის გადიდება ჟანგბადის შემცირების ხარჯზე შეიძლება განხორციელდეს ელექტროანთების მქონე ძრავაში; დიზელის ძრავაში ასეთი ღონისძიება ჯერჯერობით არ შეიძლება გამოვიყენოთ, რადგანაც ჟანგბადის დანაკლისი ასეთი ძრავას მუშაობას ძლიერ აუარესებს (ან შეუძლებელს ხდის).

თუ გვეცოდინება, რომ 1 კგ საწვავი შეიცავს C კგ ნახშირბადს, H კგ წყალბადს და O კგ ჟანგბადს, მაშინ, მე-2 ცხრილის მონაცემების საფუძველზე, ადვილად შეიძლება ვიანგარიშოთ 1 კგ საწვავის სრული წვისათვის საჭირო ჟანგბადის რაოდენობა. ჟანგბადის აღნიშნული რაოდენობა გამოისახება:

მასის ერთეულებში

$$O' = \frac{8}{3} C + 8 H - O \quad \frac{\text{კგ ჟანგბადი}}{\text{კგ საწვავზე}}; \quad (5)$$

მოცულობითს ერთეულებში

$$O'_1 = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \quad \frac{\text{მოლი ჟანგბადი}}{\text{კგ საწვავზე}}. \quad (6)$$

განგარიშებისათვის შეიძლება მივიღოთ, რომ მშრალი ატმოსფერული ჰაერი შეიცავს: მასით — 23% ჟანგბადსა და 77% აზოტს ან მოცულობით — 21% ჟანგბადსა და 79% აზოტს. ასეთ შემთხვევაში 1 კგ საწვავის სრული წვისათვის საჭირო ჰაერის თეორიულად აუცილებელი რაოდენობა იქნება:

მასის ერთეულებში

$$l_0 = \frac{O'}{0,23} = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) \quad \frac{\text{კგ ჰაერი}}{\text{კგ საწვავზე}}; \quad (7)$$

მოცულობითს ერთეულებში

$$L_0 = \frac{O'_1}{0,21} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad \frac{\text{მოლი ჰაერი}}{\text{კგ საწვავზე}}. \quad (8)$$

თუ გავიხსენებთ, რომ ჰაერის მოლეკულური მასა უდრის 28,96, შეიძლება დავწეროთ:

$$L_0 = \frac{l_0}{28,96} \approx \frac{l_0}{29} \quad \frac{\text{მოლი ჰაერი}}{\text{კგ საწვავზე}}. \quad (9)$$

თუ ძრავა მუშაობს აიროვანი საწვავით, მაშინ ანგარიშობენ ჟანგბადისა და ჰაერის იმ რაოდენობას, რომელიც საჭიროა 1 მოლი აიროვანი საწვავის სრული წვისათვის. ასეთი გაანგარიშების დროს მხედველობაში უნდა გვექონდეს, რომ: ერთი მოლი H_2 -ს ან CO -ს დასაწვავად საჭიროა 0,5 მოლი ჟანგბადი, ხოლო 1 მოლი C_mH_n სახის ნახშირწყალბადის დასაწვავად საჭიროა $m + \frac{n}{4}$ მოლი ჟანგბადი. ასე, მაგალითად, თუ გვექნება აიროვანი საწვავი, შედგენილობით: CO , H_2 , C_mH_n , CO_2 , O_2 და N_2 , მაშინ მის დასაწვავად საჭირო ჟანგბადის რაოდენობა იქნება:

$$O' = 0,5(CO + H_2) + \left(m + \frac{n}{4}\right) C_mH_n - O_2 \frac{\text{მოლი ჟანგბადი}}{\text{მოლ საწვავზე}}, \quad (10)$$

ხოლო ჰაერის რაოდენობა

$$L'_1 = \frac{1}{0,21} \left[0,5(CO + H_2) + \left(m + \frac{n}{4}\right) \times \right. \\ \left. \times C_mH_n - O_2 \right] \frac{\text{მოლი ჰაერი}}{\text{მოლ საწვავზე}}, \quad (11)$$

ძრავას დანიშნულებისა და ტიპის მიხედვით წვა შეიძლება მიმდინარეობდეს ჰაერის დანაკლისით ან სიქარბით. ამის მიხედვით თხევადი საწვავით მომუშავე ძრავასათვის ჰაერის ნამდვილი რაოდენობა იქნება (გამოსახული მოლებში).

αL_0 ,

სადაც α — ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტი და წარმოადგენს ჰაერის ნამდვილი რაოდენობის შეფარდებას წვისათვის საჭირო ჰაერის თეორიულად აუცილებელ რაოდენობასთან.

კარბურატორიანი ძრავას მუშაობისას ცილინდრში შეიწოვება ჰაერი და საწვავი, რის გამო 1 კგ თხევადი საწვავის შესაბამისი ახლად შეწოვილი მუხტი იქნება:

$$M_0 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_0},$$

სადაც m_0 — საწვავის მოლეკულური მასაა.

ხშირად, გამოთვლების გამარტივების მიზნით, $\frac{1}{m_0}$ სიდიდეს მისი სიმცირის გამო მხედველობაში არ იღებენ და უშვებენ, რომ

$$M_0 = \alpha L_0.$$

აიროვანი საწვავით მომუშავე ძრავასათვის 1 მოლი საწვავის შე-
საბამისი ახლად შეწოვილი მუხტი იქნება:

$$M_0 = \alpha L'_1 + 1.$$

ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის სიდიდე ძლიერ დიდ გავლენას
ახდენს პროცესის მიმდინარეობაზე და ამის შედეგად ძრავას სიმძლავ-
რესა და ეკონომიურობაზე.

§ 8. წვის პროდუქტების შედგენილობა

წვის პროდუქტების შედგენილობა დამოკიდებულია ჰაერის სი-
ჭარბის კოეფიციენტის სიდიდეზე.

როდესაც ჟანგბადის რაოდენობა საკმარისია საწვავის სრული წვა-
სათვის, ე. ი. როდესაც $\alpha \geq 1$, წვის პროდუქტებში მიიღება ნახშირ-
ორჟანგი CO_2 და წყლის ორთქლი H_2O . გარდა ამისა, წვის პროდუქ-
ტებში იქნება აზოტა N_2 და ჰარბი ჟანგბადი O_2 (როცა $\alpha > 1$).

1 კგ საწვავის წვის პროდუქტების რაოდენობის გამოსათვლელად
შეიძლება დავწეროთ ტოლობები:

მასის ერთეულებში

$$G_{\text{გ}} = G_{\text{CO}_2} + G_{\text{H}_2\text{O}} + G_{\text{N}_2} + G_{\text{O}_2} \text{ კგ}; \quad (12)$$

მოცულობით ერთეულებში (მოლებში)

$$M_{\text{გ}} = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} + M_{\text{O}_2} \text{ მოლი}, \quad (13)$$

სადაც G_{CO_2} , $G_{\text{H}_2\text{O}}$, G_{N_2} და G_{O_2} ნახშირორჟანგის, წყლის ორთქ-
ლის, აზოტისა და ჟანგბადის რაოდენობაა კგ-ობით;

M_{CO_2} , $M_{\text{H}_2\text{O}}$, M_{N_2} და M_{O_2} ნახშირორჟანგის, წყლის, ორთ-
ქლის, აზოტისა და ჟანგბადის რაოდენობა მოლებში. ზემოგანხილული
რეაქციების საფუძველზე (ცხრილი 2) გვექნება:

$$G_{\text{CO}_2} = \frac{11}{3} C \text{ კგ/კგ}; \quad M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} \text{ მოლი/კგ};$$

$$G_{\text{H}_2\text{O}} = 9 H \text{ კგ/კგ}; \quad M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} \text{ მოლი/კგ};$$

$$G_{\text{N}_2} = 0,77 \alpha I_0 \text{ კგ/კგ}; \quad M_{\text{N}_2} = 0,79 \alpha L_0 \text{ მოლი/კგ};$$

$$G_{\text{O}_2} = 0,23 I_0 (\alpha - 1) \text{ კგ/კგ}; \quad M_{\text{O}_2} = 0,21 L_0 (\alpha - 1) \text{ მოლი/კგ}.$$

მიღებული გამოსახულებების შეტანა (12) და (13) ტოლობებში
გვაძლევს:

$$G_{36} = \frac{11}{3} C + 9 H + 0,77 \alpha L_0 + 0,23 L_0 (\alpha - 1) \text{ კგ/კვ;} \quad (14)$$

$$M_{36} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \alpha L_0 + 0,21 L_0 (\alpha - 1) \text{ მოლი/კვ.} \quad (15)$$

უქანასკნელი ტოლობა ასე შეიძლება გამოვსახოთ:

$$\begin{aligned} M_{36} &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \alpha L_0 + 0,21 \alpha L_0 - 0,21 L_0 = \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \alpha L_0 - 0,21 L_0 \text{ მოლი/კვ.} \end{aligned}$$

თუ მიღებული ტოლობის უქანასკნელ წევრში L_0 -ის მაგიერ შევიტანთ მის გამოსახულებას (8) ტოლობის მიხედვით, საბოლოოდ მივიღებთ:

$$M_{36} = \alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \text{ მოლი/კვ.} \quad (16)$$

როდესაც წვა ხდება ჟანგბადის უქმარობით, ე. ი. როცა $\alpha < 1$, პირველ რიგში იწვის წყალბადი; ჟანგბადის დანაკლისის გამო ნახშირბადის ნაწილი იწვის CO_2 -ად, ნაწილი კი— CO -დ. ჟანგბადის მნიშვნელოვანი უქმარობის დროს შეიძლება ნახშირბადის მთლიანი რაოდენობა დაიწვას CO -დ. α -ს ისეთ სიდიდეს, რომლის დროსაც ნახშირბადის მთლიანი რაოდენობა იწვის მხოლოდ CO -დ, ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის კრიტიკულ მნიშვნელობას ($\alpha_{კ}$) უწოდებენ.

ასეთ შემთხვევაში წვის პროდუქტების შედგენილობის საანგარიშოდ წინასწარ უნდა გამოვარკვიოთ: α -ს მოცემული მნიშვნელობის დროს ნახშირბადის რა რაოდენობა დაიწვება CO_2 -ად და რა რაოდენობა CO -დ.

აღვნიშნოთ ნახშირბადის ის ნაწილი, რომელიც იწვის CO_2 -ად, x ასოთი, ხოლო ის ნაწილი, რომელიც იწვის CO -დ, y ასოთი, მაშინ გვექნება:

$$x + y = C. \quad (17)$$

ამ შემთხვევაში 1 კვ საწვავის დასაწვავად საჭირო ჟანგბადის რაოდენობა

$$O' = \frac{8}{3} x + \frac{4}{3} y + 8 H - O \frac{\text{კვ ჟანგბადი}}{\text{კვ საწვავზე}}. \quad (18)$$

მეორე მხრივ, ჟანგბადის იგივე რაოდენობა წარმოადგენს:

$$O' = 0,23 \alpha L_0. \quad (19)$$

ამ განტოლებების მარჯვენა მხარეების გატოლებით მივიღებთ:

$$\frac{8}{3} x + \frac{4}{3} y + 8 H - O = 0,23 \alpha l_0,$$

რომელშიაც $x = C - y$ -სიდიდის ჩასმა მოგვცემს:

$$\frac{8}{3} C - \frac{8}{3} y + \frac{4}{3} y + 8 H - O = 0,23 \alpha l_0;$$

მაგრამ

$$\frac{8}{3} C + 8 H - O = 0,23 l_0,$$

ამის გამო

$$0,23 l_0 - \frac{4}{3} y = 0,23 \alpha l_0,$$

საიდანაც

$$y = \frac{3}{4} 0,23 l_0 (1 - \alpha) \approx 0,173 l_0 (1 - \alpha) \text{ კგ. ნახშირბადი} \quad (20)$$

და

$$x = C - y = C - 0,173 l_0 (1 - \alpha) \text{ კგ. ნახშირბადი:} \quad (21)$$

მიღებულ განტოლებებში ჰაერის ხარჯი გამოსახულია კგ-ობით; თუ ჰაერის ხარჯს გამოვსახავთ მოლებში და გავიხსენებთ, რომ $l_0 = 29 L_0$, გვექნება:

$$y = 5,04 L_0 (1 - \alpha) \text{ კგ ნახშირბადი} \quad (22)$$

და

$$x = C - 5,04 L_0 (1 - \alpha) \text{ კგ ნახშირბადი.} \quad (23)$$

წვის რეაქციების საფუძველზე წვის პროდუქტების რაოდენობის გამოსათვლელად შეიძლება დაიწეროს გამოსახულებები:

$$M_{CO_2} = \frac{x}{12} = \frac{C}{12} - 0,42 L_0 (1 - \alpha) \text{ მოლი/კგ;}$$

$$M_{CO} = \frac{y}{12} = 0,42 (1 - \alpha) \text{ მოლი/კგ;}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} \text{ მოლი/კგ;}$$

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha L_0 \text{ მოლი კგ.}$$

წვის პროდუქტების მთლიანი რაოდენობა (როცა $\alpha < 1$):

$$M_{\text{პ}} = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} = \frac{C}{12} - 0,42 L_0 (1-\alpha) + \\ + 0,42 L_0 (1-\alpha) + \frac{H}{2} + 0,79 \alpha L_0 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \alpha L_0 \text{ მოლი/კვ. (24)}$$

ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის კრიტიკული მნიშვნელობის მისაღებად (23) ტოლობაში შევიტანოთ $x=0$, რაც მოგვცემს:

$$C - 5,04 L_0 (1-\alpha_{\text{კ}}) = 0,$$

საიდანაც

$$\alpha_{\text{კ}} = 1 - \frac{C}{5,04 L_0}. \quad (25)$$

თხევადი საწვავისათვის $\alpha_{\text{კ}} = 0,60 \div 0,67$.

თუ მომუშავე კარბურატორიან ძრავაში α -ს სიდიდეს კრიტიკულზე ქვემოთ შევამცირებთ, მაშინ ნახშირბადის ნაწილი სრულიად დაუწვავი დარჩება და საბოლოო მილიდან გამოვა ქვარტლის სახით. ამ დროს ძრავა იწყებს არამდგრად მუშაობას და მცირდება მისი სიმძლავრე და ეკონომიურობა.

აღსანიშნავია, რომ დიზელის ძრავაში ასეთი მოვლენები $\alpha_{\text{კ}}$ -ზე უფრო ადრე იწყება.

თუ $\alpha \geq 1$, მაშინ წვის პროდუქტები 1 მოლი აიროვანი საწვავისა-სა-ვის გამოისახება ტოლობებით:

$$M'_{\text{CO}_2} = \text{CO} + \text{CO}_2 + C_m \text{H}_n \text{ მოლი/მოლი};$$

$$M'_{\text{H}_2\text{O}} = \text{H}_2 + C_m \text{H}_n \frac{n}{2} \text{ მოლი/მოლი};$$

$$M'_{\text{N}_2} = 0,79 \alpha L'_1 + N_2 \text{ მოლი/მოლი};$$

$$M'_{\text{O}_2} = 0,21 (\alpha - 1) L'_1 \text{ მოლი/მოლი}.$$

წვის პროდუქტების საერთო რაოდენობა, რომელსაც მივღებთ 1 მოლი აიროვანი საწვავის დაწვით, იქნება:

$$M'_{\text{პ}} = M'_{\text{CO}_2} + M'_{\text{H}_2\text{O}} + M'_{\text{N}_2} + M'_{\text{O}_2} \text{ მოლი/მოლი. (26)}$$

წვის დასასრულს ცილინდრში იმყოფება წვის ახალი პროდუქტები ($M_{\text{პ}}$) და ნარჩენი აირი (M_r). ამრიგად, აირის რაოდენობა წვის დასასრულს

$$M_2 = M_{\text{პ}} + M_r. \quad (27)$$

ცხადია, ნარჩენი აირისა და წვის ახალი პროდუქტების შედგენილობა ერთნაირი იქნება.

მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი

წვის განმავლობაში აირის შედგენილობის ცვალებადობის გამო იცვლება მისი მოლთა რიცხვი და, მაშასადამე, აირის მოცულობა. ეს ნიშნავს, რომ აირის მოლთა რიცხვი წვამდე და წვის შემდეგ, საერთოდ, არ იქნება ერთმანეთის ტოლი (თუმცა კერძო შემთხვევაში შეიძლება მივიღოთ მათი ტოლობა).

წვის განმავლობაში მოლთა რიცხვის ცვალებადობა ხასიათდება ეგრეთ წოდებული მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტებით.

ერთი ციკლის განმავლობაში ცილინდრში შეიწოვება ახალი მუხტი (M_0), რომლის წვის შედეგად ვლუბლობთ წვის პროდუქტების განსაზღვრულ რაოდენობას ($M_{აკ}$). წვის ახალი პროდუქტების რაოდენობის შეფარდებას ახალ მუხტთან უწოდებენ ქიმიური მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტს (μ_0). ამრიგად, გვაქვს:

$$\mu_0 = \frac{M_{აკ}}{M_0} \quad (28)$$

მაგრამ წვის დასაწყისში ცილინდრში ახალ მუხტთან ერთად იმყოფება ნარჩენი აირი, რომელიც უცვლელი რჩება წვის განმავლობაში. აირის მოლთა რიცხვის ცვალებადობაზე სრული წარმოდგენისათვის საჭიროა მხედველობაში მივიღოთ ნარჩენი აირები (მიუხედავად იმისა, რომ მათი მოლეკულური ცვალებადობა არ ხდება) და ავიღოთ წვის დასასრულს აირის მთლიანი რაოდენობის (M_z) შეფარდება წვის დასაწყისში აირის რაოდენობასთან (M_c). ასეთ შეფარდებას ნამდვილი მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი (μ_m) ეწოდება.

მაშასადამე, შეიძლება დავწეროთ:

$$\mu_m = \frac{M_z}{M_c} \quad (29)$$

ვინაიდან $M_z = M_{აკ} + M_r$ და $M_c = M_0 + M_r$, გვექნება:

$$\mu_m = \frac{M_{აკ} + M_r}{M_0 + M_r} \quad (30)$$

μ_0 -ის გამოსათვლელად საკმარისია ვიანგარიშოთ M_0 და $M_{აკ}$ ზემომოყვანილი ტოლობების მიხედვით. მაგალითად, თხევადი საწვავისათვის ნარჩენები იყო, რომ $M_0 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_b} \approx \alpha L_0$; თუ, ამასთანავე, $M_{აკ}$ სიდიდეებს ავიღებთ (16) და (24) ფორმულების მიხედვით, მაშინ გვექნება:

თხევადი საწვავისათვის, როცა $\alpha \geq 1$,

$$\mu_0 = \frac{\alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{\alpha L_0 + \frac{1}{m_b}} \approx \frac{\alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{\alpha L_0}; \quad (31)$$

თხევადი საწვავისათვის, როცა $\alpha < 1$,

$$\mu_0 = \frac{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \alpha L_0}{\alpha L_0 + \frac{1}{m_b}} \approx \frac{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \alpha L_0}{\alpha L_0}. \quad (32)$$

საცდელი გაანგარიშებები სათვის, α -ს ყოველგვარი მნიშვნელობის დროს, $\mu_0 > 1$.

აიროვანი საწვავების უმრავლესობა და გენერატორული აირი, როცა $\alpha > 1$, იძლევა $\mu_0 < 1$; მეთანი ასეთი შემთხვევისათვის იძლევა $\mu_0 = 1$.

25-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია დიზელის საწვავისათვის ქიმიური მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტის სიდიდის დამოკიდებულება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე.

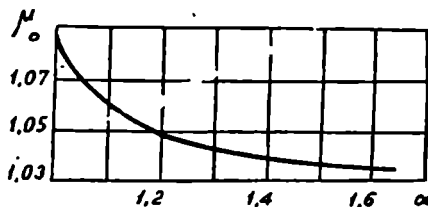
დიაგრამიდან ჩანს, რომ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ზრდა ქიმიური მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტის შემცირებას იწვევს.

ცხადია, რაც უფრო დიდია μ_0 , მით მეტი იქნება ძრავას სიმძლავრე, რაც აიხსნება μ_0 -ის ზრდის დროს აირის კუთრი მოცულობისა და, მაშასადამე, წვის დასასრულს წნევის ზრდით.

1 § 4. პირის საშუალო თბოტევადობა

ნივთიერების კუთრი საშუალო თბოტევადობა წარმოადგენს სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც საჭიროა მივანიჭოთ ნივთიერებას, რათა მისი ერთეული რაოდენობის ტემპერატურა შეიცვალოს ერთი გრადუსით.

ადასტურებს, რომ თხევადი საწვავისათვის



ნახ. 25. μ_0 -ის ცვალებადობა დიზელის საწვავისათვის.

თბოტევადობა შეიძლება შევეუფარდოთ ნივთიერების სხვადასხვა რაოდენობას, მაგალითად, ერთ კილოგრამს, ერთ მოლს ან ერთ კუბურ მეტრს.

ძრავას თბური გაანგარიშების დროს მოხერხებულია გამოვიყენოთ ერთ მოლთან შეფარდებული ე. წ. აირის მოლური თბოტევადობა.

ძრავას თბური გაანგარიშებისათვის საჭიროა ვიცოდეთ როგორც მულმივი მოცულობის (mc_v), ისე მულმივი წნევის (mc_p) პირობებში თბოტევადობათა მნიშვნელობები.

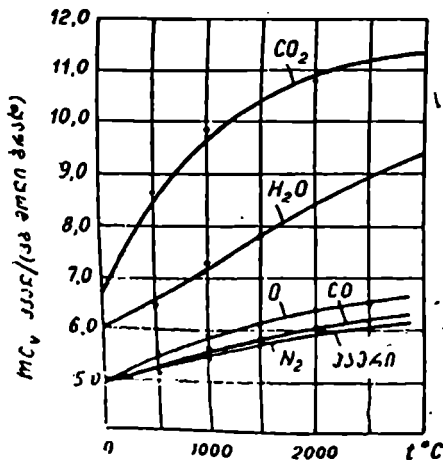
ჩვეულებრივ, საცნობარო მასალებში მოჰყავთ ამა თუ იმ აირის თბოტევადობის სიდიდე მულმივი მოცულობის დროს, ხოლო საჭიროების შემთხვევაში მულმივი წნევის დროს თბოტევადობას ანგარიშობენ ცნობილი დამოკიდებულებებიდან:

$$mc_p = mc_v + 1,985 \text{ კკალ/(კგ მოლი გრად.)}$$

ან

$$mc_p = mc_v + 8,314 \text{ კჯ/(კგ მოლი გრად.)}$$

თბოტევადობის სიდიდეს არკვევენ ექსპერიმენტული წესით. ყველაზე ზუსტად უნდა ჩაითვალოს სპექტროსკოპული მეთოდი.



ნახ. 26. ზოგიერთი აირის საშუალო მოლური თბოტევადობის დამოკიდებულება ტემპერატურაზე.

26-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია გრაფიკი გამოსახავს მულმივი მოცულობის დროს ზოგიერთი აირის საშუალო მოლური თბოტევადობის ცვალებადობას ტემპერატურაზე დამოკიდებულებათ. გრაფიკი ავებულია გაზომვებით მიღებული მონაცემების საფუძველზე.

მე-3 ცხრილში მოცემულია იგივე მონაცემები ტემპერატურებისათვის 0-დან 2500°-მდე. ამ ცხრილის ნაკლი ისაა, რომ მასში მოცემულია თბოტევადობის მნიშვნელობები ყოველი 100°-ის შემდეგ, გამოთვლების დროს

კი ასეთ დამრგვალებულ ციფრებთან შემთხვევით თუ გვექნება საქმე.

მულტიპლ-მოცულობის დროს აირის სამუშაო მოცულობის სტოხოქიომეტრია

ცხრილი 3

ცემენტის რაოდენობა	ჰაერი		O ₂		N ₂		CO ₂		H ₂ O		CO		H ₂	
	(მარჯვენა მხარე)/წმ ³	(მარჯვენა მხარე)/წმ ³	(მარჯვენა მხარე)/წმ ³	(მარჯვენა მხარე)/წმ ³	(მარჯვენა მხარე)/წმ ³	(მარჯვენა მხარე)/წმ ³	(მარჯვენა მხარე)/წმ ³	(მარჯვენა მხარე)/წმ ³	(მარჯვენა მხარე)/წმ ³	(მარჯვენა მხარე)/წმ ³	(მარჯვენა მხარე)/წმ ³	(მარჯვენა მხარე)/წმ ³	(მარჯვენა მხარე)/წმ ³	(მარჯვენა მხარე)/წმ ³
0	4,958	20,758	20,959	5,006	4,945	20,704	6,579	27,545	6,015	25,184	4,970	20,808	4,849	20,302
100	4,977	20,838	21,223	5,069	4,952	20,733	7,117	29,797	6,073	25,426	4,983	20,863	4,925	20,620
200	5,012	20,984	22,000	5,163	4,968	20,800	7,582	31,744	6,163	25,803	5,013	20,988	4,958	20,758
300	5,065	21,206	22,085	5,275	5,009	20,972	7,987	33,440	6,272	26,260	5,064	21,202	4,970	20,808
400	5,129	21,474	22,563	5,389	5,060	21,185	8,344	34,935	6,395	26,775	5,129	21,474	4,985	20,871
500	5,202	21,780	23,019	5,498	5,123	21,449	8,660	36,258	6,574	27,315	5,203	21,784	5,000	20,934
600	5,276	22,090	23,446	5,600	5,190	21,729	8,942	37,438	6,659	27,880	5,281	22,110	5,016	21,001
700	5,352	22,408	23,835	5,693	5,261	22,027	9,195	38,498	6,801	28,474	5,359	22,437	5,038	21,093
800	5,425	22,713	24,187	5,777	5,331	22,320	9,422	39,448	6,945	29,077	5,435	22,755	5,064	21,202
900	5,495	23,006	24,510	5,854	5,400	22,609	9,626	40,302	7,092	29,693	5,508	23,061	5,095	21,332
1000	5,561	23,283	24,803	5,924	5,465	22,881	9,811	41,077	7,238	30,304	5,577	23,350	5,129	21,474
1100	5,624	23,547	25,071	5,988	5,527	23,140	9,980	41,784	7,383	30,911	5,642	23,622	5,166	21,629
1200	5,683	23,794	25,318	6,047	5,587	23,392	10,133	42,425	7,526	31,510	5,703	23,877	5,205	21,792
1300	5,739	24,028	25,548	6,103	5,643	23,626	10,272	43,007	7,665	32,092	5,759	24,112	5,248	21,972
1400	5,792	24,250	25,761	6,153	5,696	23,848	10,400	43,543	7,801	32,661	5,813	24,338	5,291	22,152
1500	5,842	24,459	25,967	6,202	5,746	24,057	10,517	44,033	7,932	33,210	5,862	24,543	5,334	22,332
1600	5,888	24,652	26,159	6,248	5,792	24,250	10,625	44,485	8,059	33,741	5,908	24,736	5,378	22,517
1700	5,932	24,836	26,343	6,292	5,836	24,434	10,725	44,903	8,183	34,261	5,951	24,916	5,421	22,697
1800	5,972	25,003	26,519	6,334	5,867	24,602	10,817	45,289	8,301	34,755	5,992	25,091	5,464	22,877
1900	6,011	25,167	26,691	6,375	5,915	24,765	10,902	45,644	8,413	35,224	6,030	25,246	5,507	23,067
2000	6,049	25,326	26,854	6,414	5,951	24,916	11,081	45,975	8,522	35,680	6,065	25,393	5,549	23,233
2100	6,084	25,472	27,013	6,452	5,986	25,062	11,054	46,281	8,627	36,120	6,099	25,535	5,591	23,408
2200	6,117	25,611	27,168	6,489	6,019	25,200	11,122	46,566	8,727	36,538	6,150	25,665	5,631	23,576
2300	6,149	25,745	27,319	6,525	6,049	25,326	11,185	46,829	8,823	36,940	6,160	25,791	5,671	23,743
2400	6,179	25,870	27,470	6,561	6,078	25,447	11,241	47,076	8,916	37,330	6,188	25,908	5,710	23,907
2500	6,208	25,992	27,612	6,595	6,105	25,560	11,298	47,302	9,005	37,702	6,215	26,021	5,749	24,070

ძრავას თბური გაანგარიშების დროს მოცემული აირისათვის თბოტევადობის სიდიდის დასადგენად გრაფიკით სარგებლობა დაკავშირებულია დიდ ცდომილებებთან. რთულია აგრეთვე ცხრილის გამოყენება.

ბევრად უფრო მარტივდება საქმე, თუ გაანგარიშებებში გამოვიყენებთ თბოტევადობის ცვალებადობის გამომხატველ ემპირიულ ტოლობებს. ეს ტოლობები რთული რომ არ გამოვიდეს, ამა თუ იმ აირის თბოტევადობის გამომხატველ მრუდს ყოფენ ცალკეულ უბნებად ისე, რომ ყოველ უბანზე შესაძლებელი გახდეს, საქმარისა სიზუსტით, ტემპერატურასა და თბოტევადობას შორის სწორხაზობრივი დამოკიდებულების მიღება.

ძრავას თბური გაანგარიშებისათვის სავსებით საქმარისა ტემპერატურის ცვალებადობის ინტერვალი 0-დან 3000°C-მდე. ჩვეულებრივ, ამ ინტერვალს ორ უბნად ყოფენ: 0-დან 1500°C-მდე და 1500-დან 3000°C-მდე და ამ უბნებისათვის ლებულობენ ს, ორხაზობრივი დამოკიდებულების პირობას.

მიღებული პირობის საფუძველზე ზოგადად შეიძლება დავწეროთ:

$$mc_p = a + bt, \quad (33)$$

სადაც a და b მუდმივი კოეფიციენტების მნიშვნელობები უნდა დადგინდეს ექსპერიმენტული ზონაცემების საფუძველზე

მე-4 ცხრილში ნაჩვენებია სხვადასხვა აირის თბოტევადობის გამომხატველი ემპირიული ფორმულები.

ამ ფორმულების სიზუსტე საშუალოდ შეადგენს 2%-ს, გარდა ნახშირორჟანგისათვის შედგენილი ფორმულისა, რომელიც ტემპერატურისათვის 0-დან 1500°C-მდე იძლევა ზოგ შემთხვევაში 5%-მდე ცდომილებას.

თბოტევადობის შერჩეული უბნებისათვის მიღებული იყო სწორხაზოვნობის პირობა $mc_p = a + bt$ ან კელვინის სკალისათვის $mc_p = a' + b'T$. ამასთანავე, $a' = a - \Delta a$, სადაც $\Delta a = 2 \times 273 b = 546 b$. ამ დამოკიდებულებებიდან ვღებულობთ ცელსიუსის სკალისათვის ამოსახული თბოტევადობის საანგარიშო ფორმულების კელვინის სკალისათვის გარდაქმნის წესს. ამისათვის საჭიროა პირველი a კოეფიციენტი შევამციროთ 546 b სიდიდით. ამის შესაბამისად, მაალითად, ვღებულობთ:

$$\text{ჰაერისათვის... } mc_p = 4,91 + 0,000651 t,$$

$$\quad \quad \quad mc_p = 4,56 + 0,000651 T$$

$$[4,91 - (0,000651 \times 546) = 4,56]$$

წყლის ორთქლისათვის.. $mc_v = 24,86 + 0,005442 T$,
 $mc_v = 22,15 + 0,005442 T$
 $[24,86 - (0,005442 \times 546) = 22,15]$.

ცხრილი 4

სხვადასხვა აირის თბოტევადობის გამომსახველი ემპირიული ფორმულები

აირი	$mc_{\text{ჰკალ}} / (\text{კგ მოლი გრად})$	$mc_{\text{ჰკჯ}} / (\text{კგ მოლი გრად})$
ტემპერატურისათვის 0-დან 1500°C-მდე		
ჰაერი	4,91+0,000651 t	20,55+0,002725 t
O ₂	4,97+0,000954 t	20,81+0,003993 t
N ₂	4,89+0,000575 t	20,47+0,002407 t
CO ₂	7,14+0,002570 t	29,89+0,010758 t
H ₂ O	5,94+0,001300 t	24,86+0,005442 t
CO	4,92+0,000673 t	20,59+0,002817 t
ტემპერატურისათვის 1500°C-დან 3000°C-მდე.		
ჰაერი	5,36+0,000340 t	22,44+0,001423 t
O ₂	5,64+0,000372 t	23,61+0,001557 t
N ₂	5,36+0,000330 t	22,44+0,001381 t
CO ₂	9,52+0,000760 t	39,85+0,003181 t
H ₂ O	6,50+0,000933 t	27,21+0,003905 t
CO	5,55+0,000275 t	23,23+0,001151 t

იმ შემთხვევაში, როცა მოცემული გვაქვს სხვადასხვა აირისაგან შემდგარი ნარევი, მაშინ საანგარიშო თბოტევადობა გამოისახება ტოლობით $mc_v = A + BT$, სადაც A და B ნარევიში შემავალი ცალ-ცალკე აირების თბოტევადობის მუდმივი კოეფიციენტების შეკრებით მიიღება.

მაგალითად, თუ გვაქვს ნარევი $M = M' + M'' + M'''$, მაშინ ნარევის თბოტევადობა იქნება:

$$mc_v = \frac{mc'_v M' + mc''_v M'' + mc'''_v M'''}{M' + M'' + M'''} = A + BT, \quad (34)$$

სადაც $mc'_v = a' + b' T$ აირის M' აირის თბოტევადობა;
 $mc''_v = a'' + b'' T$ — M'' აირის თბოტევადობა;
 $mc'''_v = a''' + b''' T$ — M''' აირის თბოტევადობა.

§ 5. ძრავადან გამობოლოქვილი ნამუშევარი აირევის
ტოქსიკრობა

შიგაწვის ძრავას ცილინდრებიდან გამობოლოქვილი ნამუშევარი აირების ქიმიური ანალიზი გვიჩვენებს, რომ ისინი შეიცავენ ტოქსიკურ შემდგენებს და ატმოსფერულ ჰაერში მათი დიდი კონცენტრაციის დროს ქმნიან ადამიანის არსებობისათვის საშიშ პირობებს.

ტოქსიკური შემდგენების რაოდენობა ნამუშევარ აირებში დამოკიდებულია ძრავას ტიპზე, მის მუშაობის რეჟიმზე, გამოყენებულ საწვავზე, კვებისა და ნარევეწარმოქმნის სისტემების რეგულირებასა და ძრავას ტექნიკურ მდგომარეობაზე.

ყველაზე მეტად საშიშია ავტომობილის ძრავადან გამობოლოქვილი აირების ტოქსიკურობა, რადგანაც ისინი ქალაქებში და დასახლებულ პუნქტებში დიდი რაოდენობით იყრიან თავს და ქმნიან ატმოსფერული ჰაერის მოწამვლის საშიშროებას. ასეთი საშიშროება განსაკუთრებით მოელის ისეთ დიდ ქალაქებს, რომლებიც ჩავარდნილ ადგილებში არიან განლაგებული და სადაც ჰაერის მოძრაობა შეზღუდულია.

დიდ ქალაქებში ატმოსფერული ჰაერის მოწამვლის საშიშროება კიდევ უფრო მოიმატებს მომავალში, რადგანაც ავტომობილების რაოდენობა თანდათან მატულობს. შეიძლება მაგალითისათვის დავახელოთ, რომ 1969 წლის ბოლოს მსოფლიოში 200 მილიონამდე ავტომობილი მუშაობდა და როგორც ვარაუდობენ 10 წლის განმავლობაში ეს რაოდენობა კიდევ 60%-ით გაიზრდება.

როგორც ლიტერატურული წყაროები გვიჩვენებს, ამჟამად ყველაზე მძიმე მდგომარეობაშია ამერიკის შეერთებული შტატების დიდი ქალაქები და ლონდონი, სადაც ქარიანი ამინდების სიმციერის გამო უკანასკნელ ხანებში აღრიცხულია ავტომობილების ნამუშევარი აირებით ხალხის მასობრივი მოწამვლის რამდენიმე შემთხვევა. ერთი ასეთი შემთხვევის დროს (1952 წელი) რამდენიმე დღის განმავლობაში დაღუპულა 4000-მდე ადამიანი.

ლოს-ანჯელესში, ხშირად, მზიან ამინდში ამჩნევენ თხელი ღრუბლის მსგავს ნისლს, რომელიც იწვევს ადამიანის თვალებისა და სასუნთქი ორგანოების გაღიზიანებას, მცენარეულობის დაღუპვასა და რეზინის (საბურავების) რღვევას. ყველაფერი ეს ძირითადად გამოწვეულია ავტომობილის ძრავადან გამობოლოქვილი აირების ტოქსიკური შემდგენებით, რომლებსაც ემატება ქალაქში მომუშავე სხვა შიგაწვის ძრავების ნამუშევარი აირები და აგრეთვე საყოფაცხოვრებო და საწარმოო ღუმელების წვის პროდუქტები.

მე-5 ცხრილში თავმოყრილია მონაცემები, რომლებიც გამოსახავენ ლოს-ანჯელესში და ნიუ-იორკში ერთი დღის განმავლობაში საავტომობილო ძრავების მიერ გამოყოფილი საწვავის არასრული წვის პროდუქტებს.

ც ხ რ ი ლ ი 5

ერთი დღის განმავლობაში ძრავების მიერ გამოყოფილი საწვავის არასრული წვის პროდუქტები

ქალაქი	ძრავას ტიპი	საწვავის ხარჯი, ტონა/დღეში	ნამუშევარ აირებთან ერთად მანვ პროდუქტების გამოყოფა, ტონა/დღეში				
			CO	HC	NO _x	მყარი ნაწილაკები	SO ₂
ლოს-ანჯელესი	კარბურატორიანი	20700	10330	1930	490	45	30
	დიზელი	540	2	8	8	2	2
ნიუ-იორკი	კარბურატორიანი	8000	37800	830	147	14	12
	დიზელი	610	4	12	15	8	3

ზემოაღნიშნულიდან ცხადი ხდება, რომ დაუყოვნებლივ უნდა იქნეს მიღებული გადამწყვეტი ზომები, რათა კაცობრიობას ჩამოსცილდეს ასეთი საშიშროება.

საკითხის რადიკალური გადაწყვეტა იქნებოდა შიგაწვისძრავებიანი ავტომობილების ნაცვლად ელექტრომობილების გამოყენება, მაგრამ ამ საკითხის გადაწყვეტაში ბევრი სირთულეა დასაძლველი.

უფრო რეალურია ისეთი შიგაწვის ძრავების შექმნა, რომელთა ნამუშევარი აირები შეიცავენ ტოქსიკურ შემდგენთა მინიმალურ რაოდენობას.

საქმე ის არის, რომ, თუ საწვავი ცილინდრებში მთლიანად დაიწვება, მაშინ წვის პროდუქტებში ტოქსიკური ელემენტები თითქმის არ იქნება, ტოქსიკური შემდგენლების რაოდენობა მკვეთრად მატულობს მაშინ, როდესაც ხდება საწვავის არასრული წვა. სამწუხაროდ, საწვავის სრული დაწვა ცილინდრებში (განსაკუთრებით ზოგიერთ რეჟიმზე) ძნელად განსახორციელებელია, რის გამო მიზანშეწონილია ისეთი დამატებითი მოწყობილობების გამოყენება, რომელშიაც გაიფლის ნამუშევარი აირი და იქ დაასრულებს საწვავის წვას.

დიდი ყურადღება უნდა მიექცეს ძრავას კვების სისტემის სწორ რეგულირებას, რადგანაც ამ რეგულირების დარღვევას შეუძლია გამოიწვიოს ნამუშევარ აირებში ტოქსიკური შემდგენლების გადიდება 5—6-ჯერ.

საქიროა ვიცოდეთ, რომ ატმოსფერულ ჰაერში ტოქსიკური ნივთიერებანი გამოიყოფა არა მარტო ნამუშევარი აირებიდან, არამედ აგრეთვე ძრავას კარტერში მოხვედრილი აირებიდანაც: ჩატარებული ცდები გვიჩვენებს, რომ ატმოსფერულ ჰაერში მოხვედრილი ტოქსიკური ნივთიერებიდან 14 ÷ 40% მოდის კარტერიდან გამოყოფილ აირზე.

ეს იმას ნიშნავს, რომ ყველა საავტომობილო ძრავაში უნდა განხორციელდეს კარტერის ვენტილაცია, ე. ი. იქ მყოფი აირების გამოწოვა და ძრავაში მათი დაბრუნება.

დაბოლოს უნდა აღინიშნოს, რომ შიგაწვის ძრავას ნამუშევარი აირების ტოქსიკურობას შეუძლია დიდი ზიანი მიაყენოს ადამიანებს მაშინაც, როცა ისინი გამოყენებულია შახტებში, საამქროებში, გვირაბებში და სხვა ადგილებში, სადაც გაძნელებულია სრულყოფილი ვენტილაცია.

შიგაწვის ძრავას ნამუშევარ აირში მყოფი ტოქსიკური შემადგენები იყოფა ოთხ ჯგუფად:

1. ნახშირჟანგი — უფერული აირი. ატმოსფერულ ჰაერში მისი დიდი კონცენტრაციის დროს წარმოებს სისხლიდან ჟანგბადის გამოდევნა.

2. ნახშირწყალბადები, — რომელთა ნაირსახეობამ შეიძლება 150-ს მიაღწიოს. ის წარმოიქმნება საწვავის არასრული წვის დროს. გამაღიზიანებლად მოქმედებს თვალეზე და სასუნთქ ორგანოებზე.

3. აზოტის ჟანგეულები, — რომლებიც წარმოიქმნება ძრავას მუშაობისას მაღალი ტემპერატურის პირობებში.

აზოტის ჟანგეულები მზის სინათლის ფოტოქიმიური ზეგავლენით შედიან რეაქციაში ნახშირწყალბადურ შენაერთებთან და ქმნიან მომწამლავ ნისლს, რომელიც მკვეთრად მოქმედებს რეზინზე, ქსოვილებზე, მცენარეულობაზე და აგრეთვე ცხოველთა ფილტვებსა და ლორწოვან გარსზე.

4. ტყვიის შენაერთები, — რომლებიც გამოიყოფა მხოლოდ იმ შემთხვევაში, როდესაც ძრავა მუშაობს ტეტრაეთილური ტყვიის შემცველი ეთილირებული ბენზინით.

ეს შენაერთები ქმნის ძლიერ შხამს, რომელიც მოქმედებს ადამიანის მთელ ორგანიზმზე. ის განსაკუთრებით საშიშია ბავშვებისათვის.

ნარჩენ აირებთან ერთად შეიძლება აგრეთვე გამოიყოს ჰვარტილი მტერისებრი ნაწილაკების სახით და, რაც ყველაზე მეტად საშიშია, — კონცეროგენული ნივთიერებანი. ცხადია, ძრავები, რომლებიც გამოყოფენ კონცეროგენულ ნივთიერებებს, არ უნდა გამოვიყენოთ.

ტოქსიკურ ნივთიერებათა კონცენტრაციის შესაფასებლად ასახე-

ლებენ ამ ნივთიერების რაოდენობას პროცენტობით ან რაოდენობას მოცულობის ერთეულში (მგ/ლ). საზღვარგარეთის ლიტერატურაში ხშირად გვხვდება სიდიდე *ppm*, რომელიც წარმოადგენს ნაწილების რაოდენობას მილიონზე ან, სხვანაირად რომ ვთქვათ, 0,0001%-ს. ასე, მაგალითად, თუ 1 მილიონ კუბურ სანტიმეტრ ჰაერში იმყოფება 370 კუბური სანტიმეტრი ნახშირწყალბადი, მაშინ შეიძლება ვთქვათ, რომ ჰაერში ნახშირწყალბადის კონცენტრაცია შეადგენს 370 *ppm*-ს

ვ. მარშალმა და რ. ჰიურნიმ ჩაატარეს სპეციალური სამუშაო, რომელიც მიზნად ისახავდა სატვირთო ავტომობილებისა და ავტობუქებისათვის გამოყენებული დიზელების გამობოლქვილი ნამუშევარი აირების ტოქსიკურობის გამოკვლევას.

სპეციალურ სტენდზე გამოცდილი იყო ოთხი ძრავა: ორტაქტიანი, დაბალი და მაღალი ბრუნების მქონე ოთხტაქტიანი და ჩაბერვის მქონე ოთხტაქტიანი.

გამოცდამ აჩვენა, რომ ორტაქტიანი დიზელის ნამუშევარი აირები ხასიათდება ნახშირწყალბადების დიდი კონცენტრაციით და აზოტის ჟანგეულების მცირე შეცულობით.

ჩაბერვის მქონე ოთხტაქტიანი ძრავას მუშაობა კი, პირიქით, ხასიათდებოდა ნახშირწყალბადების მცირე; ხოლო აზოტის ჟანგეულების მაღალი კონცენტრაციით. აღრიცხულია აგრეთვე ამ შემთხვევაში ბოლვის ყველაზე მცირე დონე.

რაც შეეხება ოთხტაქტიან, შეწოვით მომუშავე ძრავებს, შემჩნეული იყო, რომ ყველაზე ხელსაყრელ შედეგებს (მცირე კონცენტრაცია ნახშირწყალბადებისა და აზოტის ჟანგეულებისა) იძლევა ასეთი ტიპის საშუალო ბრუნთა რიცხვის მქონე დიზელები. მაღალ ბრუნთა რიცხვზე ეს უპირატესობა იკარგება.

გამოცდის შედეგებმა აჩვენა, რომ ყველა ტიპის ძრავაში აზოტის ჟანგეულების მაქსიმალური კონცენტრაცია შეესაბამება დიზელის მუშაობას სრული დატვირთვით.

დადგენილ იქნა აგრეთვე, რომ ნამუშევარ აირებში ნახშირწყალბადების რაოდენობა არაა ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტთან პირდაპირ დამოკიდებულებაში.

1966 წელს კალიფორნიაში დაწესებული იყო წვის პროდუქტებში ტოქსიკურ კომპონენტთა რაოდენობის შეზღუდვა. კერძოდ, ბენზინით მომუშავე ძრავებისათვის დაშვებული იყო ნახშირჟანგის რაოდენობა მოცულობით 1,5%-მდე და ნახშირწყალბადების რაოდენობა არა უმეტეს 275 *ppm*, დამოუკიდებლად ძრავას ლიტრატისა. ეს წესები შემდეგ მიღებულ იქნა ამერიკის შეერთებული შტატებისათვის მთლიანად.

ნავარაუდევია, რომ უახლოეს მომავალში ეს ნორმა, შესაბამისად, იქნება 1% და 180 ppm.

როგორც აღვნიშნეთ, წვის პროდუქტების უფრო მეტად ტოქსიკური შემდგენებია ნახშირჟანგი და ნახშირწყალბადები. ევროპაში ნახშირწყალბადების არსებობა ატმოსფეროში ჭერჭერობით არ წარმოადგენს დიდ საშიშროებას, თუმცა ზოგ შემთხვევაში შეიძლება გამოიწვიოს თავის ტკივილი.

რაც შეეხება აზოტის ჟანგეულებს, ისინი მეტად ტოქსიკურია და შეუძლიათ გამოიწვიონ სასუნთქი ორგანოების ქრონიკული დაავადება და ზოგ შემთხვევაში სიკვდილიც. მაგრამ ძრავას გამობოლქვილ აირებში მათი რაოდენობა ძლიერ მცირეა და ჭერ ჩვენთან არ წარმოადგენს საშიშროებას. აზოტის ჟანგეულების უფრო საშიში წყაროა საოჯახო და საწარმოო ლუმელები.

ნახშირწყალბადების გამოყოფის წყარო შეიძლება სხვასთან ერთად იყოს საწვავის ორთქლი, რომელიც გამოდის საწვავი ავზის საქშენიდან. დაკვირვებამ აჩვენა, რომ საშუალოდ ერთ ავტომობილზე თვეში მოდის 4,5 ლ აორთქლებული ბენზინი. ამ გარემოებასაც უნდა მიეკეცეს სათანადო ყურადღება.

შემჩნეულია, რომ ნამუშევარ აირში ტოქსიკური შემდგენები მით უფრო მეტია, რაც უფრო დიდია წვის კამერის ზედაპირის ფარდობა მის მოცულობასთან. ამ თვალსაზრისით მრავალცილინდრიან ძრავას ჯობს მცირე რაოდენობის უფრო დიდი ცილინდრების მქონე ძრავა. ამავე თვალსაზრისით მიზანშეწონილია დგუშის სვლისა და ცილინდრის დიამეტრს შორის ფარდობის შემცირება.

მნიშვნელობა ექნება აგრეთვე აირგანაწილების ფაზების შერჩევას და, კერძოდ, სარქველების გადახურვას.

ვანკელის ტიპის როტორული ძრავების გავრცელებასთან დაკავშირებით უნდა ითქვას, რომ მათში ფარდობა წვის კამერის ზედაპირსა და მის მოცულობას შორის დიდია და ამიტომ ხელსაყრელი პირობები არაა შექმნილი მათში ნამუშევარი აირების ტოქსიკურობის შესამცირებლად.

დიდი იმედი იყო დამყარებული ბენზინით მომუშავე ძრავებში კარბურატორის მაგიერ საწვავის შეფრქვევის გამოყენებაზე. სამწუხაროდ, ეს იმედი არ გამართლდა.

ნამუშევარი აირების შედგენილობაზე დიდ გავლენას ახდენს ატმოსფერული პირობები.

ამასთან დაკავშირებით ტენიროგის, ოდნავა და უტიამას მიერ (იაპონია) ჩატარებულ იქნა სპეციალური გამოკვლევები.

გამოკვლეულ იქნა ატმოსფერული ჰაერის პარამეტრების (ტემპერატურა, წნევა და ტენიანობა) გავლენა საავტომობილო ძრავას ნამუშევარი აირების შედგენილობაზე. ოთხტაქტიანი ბენზინის ძრავა ($N_e = 20$ ცხ. ძ, $n = 5500$ ბრ/წთ) ჩადგმულ იქნა 200 ლ მოცულობის მქონე კამერაში, რომელიც ალკურვილი იყო ჰაერის ტემპერატურის, წნევისა და ტენიანობის გასაზომი მოწყობილობებით. ჰაერის ტემპერატურის ცვლილებისას 0-დან 50°C-მდე (ყოველი 5°-ის შემდეგ), ნომინალური დატვირთვით ძრავას მუშაობის დროს ნახშირწყალბადების შემცველობა იცვლებოდა 100 ნაწილაკიდან (როცა $n = 5500$ ბრ/წთ) და 230 ნაწილაკიდან (როცა $n = 4500$ ბრ/წთ), შესაბამისად, 220 და 350 ნაწილაკამდე მილიონზე. CO-ს შემცველობა სათანადოდ შეიცვალა 2,5-დან და 4-დან 8 და 9%-მდე. როცა ძრავას დატვირთვა იყო ნომინალურის ნახევარი, ხოლო ბრუნთა რიცხვი იცვლებოდა 1500-დან 5500 ბრ-წთ-მდე, ტემპერატურა კი 0-დან 50°C-მდე, ყველაზე არახელსაყრელი იყო რეჟიმი 1500 ბრ/წთ, რომელზედაც CO-ს შემცველობა შეადგენდა 5,5%-ს 0°C-ს დროს და 9%-ს—40°C-ს დროს. ნახშირწყალბადების შემცველობა კი ამ დროს გაიზარდა, შესაბამისად, 400-დან 1500 ნაწილაკამდე მილიონზე. სხვა ბრუნვებში მუშაობის დროს ტემპერატურის გავლენა ნაკლებად შესამჩნევი იყო. ჰაერის წნევის შეცვლისას 600-დან ($H = 1800$ მ) 800 მმ ვერცხ. წყ. სვეტამდე, 20°C პირობებში CO-ს შემცველობა იცვლებოდა 10,5-დან 5,5%-მდე, ნახშირწყალბადების შემცველობა კი 350 ნაწილაკიდან 200 ნაწილაკამდე მილიონზე.

როცა ერთდროულად შეიცვალა წნევა 600-დან 800 მმ ვერცხ; წყ. სვ-მდე, ხოლო ტენიანობა და ტემპერატურა იყო: 20% და 0°C. 20% და 40°C და 100% და 40°C, მაშინ CO-ს შემცველობა, სათანადოდ, შეადგენდა 600 მმ ვერცხ. წყ. სვ. დროს: 9,1; 11,9 და 12%, ხოლო ნახშირწყალბადების შემცველობა 440, 705 და 600 ნაწილაკს მილიონზე, მაშინ კი, როცა წნევა იყო 760 მმ ვერცხ. წყ. სვ., CO-ს შემცველობა იყო 2, 7; 7,6 და 8,9%, ხოლო ნახშირწყალბადები—190; 335 და 480 ნაწილაკი მილიონზე. ჰაერის ტენიანობის 20-დან 100%-მდე გადიდებით CO-ს შემცველობა გაიზარდა 1%-ით, ნახშირწყალბადებისა კი 150 ნაწილაკით მილიონზე.

საბჭოთა კავშირში ატმოსფერული ჰაერის სიწმინდის საკითხში იმდენად სერიოზული სახე მიიღო, რომ მეცნიერებისა და ტექნიკის სახელმწიფო კომიტეტმა განსაზღვრა კვლევების დიდი მოცულობა, რაც უნდა ჩატარდეს ამ მიმართულებით, და ამავე მიზნებისათვის გახსნა სპეციალური სამეცნიერო დაწესებულება — „ნეიტრალიზაციისა და ავტომობილებისა და ტრაქტორების ენერგეტიკის პრობლემათა ცენტრალური სამეცნიერო-კვლევითი და საცდელსაკონსტრუქტორო ლაბორატორია“.

ღვუშიანი შიგაწვის ძრავას იდეალური და თეორიული ციკლები

შიგაწვის ძრავაში სითბური ენერჯის მექანიკურ მუშაობად გარდაქმნის მუშა ციკლი ეწოდება თანამიმდევრული პროცესების ერთობლიობას, რომლებიც პერიოდულად მეორდება ყოველ ცილინდრში და განაპირობებს ძრავას მუშაობას.

შიგაწვის ძრავას მუშა ციკლში შედის: ცილინდრების შევსება ახალი მუხტით, აირის კუმშვა, წვა, გაფართოება და განდევნა.

აღნიშნული პროცესები მათი მნიშვნელობის მიხედვით იყოფა ძირითად და დამხმარე პროცესებად. ძირითადი პროცესებია წვა (სითბური ენერჯის გამოყოფა) და გაფართოება (სითბური ენერჯის გარდაქმნა მექანიკურ მუშაობად), დამხმარე პროცესებია — შეშვება, კუმშვა და განდევნა.

ორტაქტიან ძრავებში შეშვება და განდევნა გაერთიანებულია განდევნისა და გამოქრევის სახით.

ნივთიერებას, რომლითაც ხორციელდება მუშა ციკლი, მუშა სხეული ეწოდება. ციკლის განმავლობაში მუშა სხეული განიცდის ფიზიკური და ქიმიური ხასიათის გარდაქმნებს.

ძრავას ტიპის მიხედვით მუშა სხეული შეიძლება იყოს:

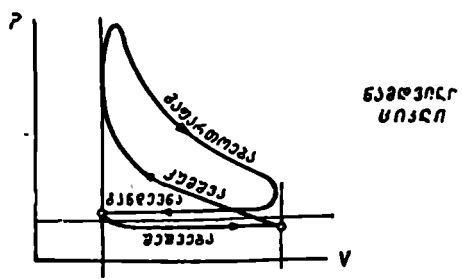
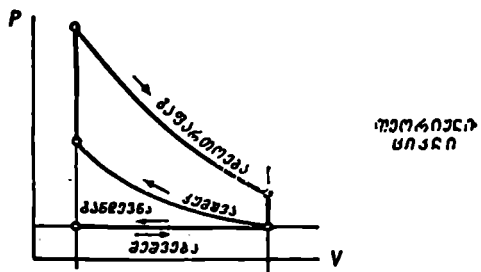
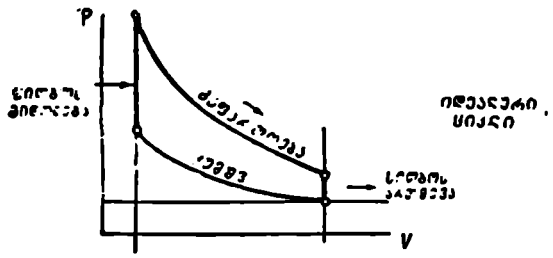
1. ცილინდრების შევსების განმავლობაში — საწვავი ნარევი ან პაერი;
2. კუმშვის დროს — მუშა ნარევი;
3. გაფართოების დროს — წვის აიროვანი ნაწარმი;
4. განდევნის დროს — ნამუშევარი აირი.

შიგაწვის ძრავების თეორიის მიზანია რეალურ ძრავაში მიმდინარე ნამდვილი მუშა ციკლების შესწავლა, მაგრამ ამისათვის აუცილებელია წინასწარ განვიხილოთ ისეთი იდეალური და თეორიული ციკლები, სადაც ესა თუ ის მოვლენა გაიდევალებულია. ეს საშუალებას გვაძლევს გამოვარკვიოთ ამა თუ იმ პარამეტრის (განსაკუთრებით კი მარჯი ქმედების კოეფიციენტების) ზღვრული მნიშვნელობა, რომელიც შეიძლება მიღწეულ იქნეს იდეალურ შემთხვევაში და რომლისკენაც უნდა მიისწრაფოდეს ძრავების კონსტრუქტორი.

გარდა ამისა, ასეთი ციკლების განხილვა საჭიროა ძრავას ცილინ-

დრებში მიმდინარე ნამდვილი თბური პროცესების შესწავლისათვის, სრულყოფის თვალსაზრისით ამ პროცესების შეფასებისათვის და იმ ღონისძიებების დასახვისათვის, რომლებიც უზრუნველყოფენ ძრავას ეკონომიურობის ზრდას.

დაბოლოს ისიც უნდა აღინიშნოს, რომ იდეალური და თეორიული ციკლების პარამეტრებს შორის განაგარიშებით მიღებულ დამოკიდე-



ნახ. 27. სწრაფი წვის ძრავას შესაბამისი იდეალური, თეორიული და ნამდვილი ციკლები.

ბულებათა შედარება ცალკეული ძრავების გამოცდის შედეგებთან საშუალებას იძლევა ზუსტად განვასხვაოთ წმინდა თერმოდინამიკური

ფაქტორების გავლენა ძრავას კონსტრუქციული ფაქტორების გავლენისაგან.

არჩევნ იდეალურ, თეორიულ და ნამდვილ ციკლებს.

შიგაწვის ძრავას იდეალურ ციკლებს, ჩვეულებრივ, ტექნიკური თერმოდინამიკის კურსში იხილავენ, თეორიულ და ნამდვილ ციკლებს კი — შიგაწვის ძრავების თეორიის კურსში.

იდეალური ციკლი შედგენილია პირობებისათვის, რომლის თანახმად ლეზულობენ დაშვებას, რომ მექანიკურ ენერგიად სითბოს გარდაქმნის პროცესში არ არსებობს არავითარი დანაკარგი გარდა სითბოს არინებისა მაცივარში, და რომ ციკლი მიმდინარეობს მუდმივი რაოდენობის ერთი და იმავე მუშა სხეულით (ე. ი. არ არსებობს მუშა სხეულის შეშვება და განდევნა).

განსხვავებით ნამდვილისაგან, იდეალურ ციკლში მიმდინარე პროცესები შექცევადია.

თეორიული ციკლი უფრო მეტად უახლოვდება ნამდვილ ციკლს. ასეთ ციკლში გათვალისწინებულია ცილინდრებში მუშა სხეულის შეშვება და განდევნა, მაგრამ დაშვებულია თითქოს შეშვებისა და განდევნის სისტემებს წინაღობა არ ჰქონდეს და სხვ.

ნამდვილი ციკლი ითვალისწინებს ძრავას მუშაობის ყველა რეალურ პირობას.

მაგალითისათვის 27-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სწრაფი წვის ძრავას იდეალური, თეორიული და ნამდვილი ციკლები, გამოსახულნი კორდინატებში pV (წნევა-მოცულობა).

ქვემოთ განხილული იქნება იდეალური და თეორიული ციკლები. რაც შეეხება ნამდვილ ციკლს, ის განიხილება მომდევნო თავებში.

§ 1. ზგუზიანი შიგაწვის ძრავას იდეალური ციკლები

იდეალური ციკლი — შექცევადი ციკლია და წარმოადგენს სითბოს მექანიკურ ენერგიად გარდაქმნის თერმოდინამიკურ წრიულ პროცესს.

იდეალური ციკლისათვის ლეზულობენ დაშვებებს:

1. თითქოს ციკლი მიმდინარეობდეს მუდმივი რაოდენობის ერთი და იმავე მუშა სხეულით (იდეალური აირით), რომელიც მუდმივად იმყოფება ცილინდრში და, მასასადამე, ცილინდრში მისი შეშვება და განდევნა არ წარმოებს.

ამით განხილვიდან გამოითიშება ცილინდრის შევსებისა და ცილინდრიდან ნამუშევარი აირის განდევნის დროს წარმოქმნილი დანაკარგები.

2. თითქოს მუშა სხეულის ქიმიური შედგენილობა მთელი ციკლის განმავლობაში მუდმივი რჩებოდეს.

ამით გამოთიშულია წვის პროცესი და ის შეცვლილია გარედან სითბოს მიწოდების წარმოსახვითი პროცესით.

3. თითქოს კუმშვისა და გაფართოების პროცესები მიმდინარეობდეს ადიაბატურად, ე. ი. გარემოსთან სითბოს ცვლის გარეშე.

ამით განზილვიდან გამოთიშულია ის დანაკარგები, რომლებიც ახლავს კუმშვისა და გაფართოების პროცესებს.

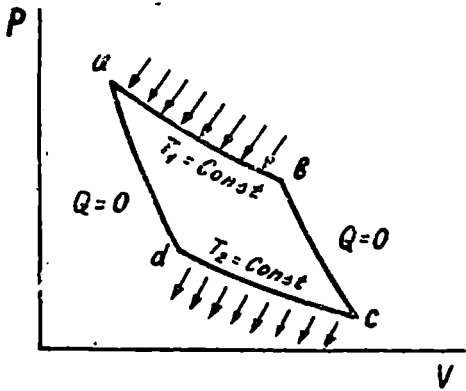
4. თითქოს მუშა სხეულის სითბოტევადობა მუდმივია და არაა დამოკიდებული ტემპერატურაზე.

1824 წელს ფრანგმა ინჟინერმა სადი კარნომ დაამუშავა თბური ძრავის ციკლი, რომელიც შემდეგში გახდა ასეთი ძრავის თეორიის საფუძველი.

კარნოს ციკლი წარმოადგენს ყველაზე მეტად ხელსაყრელ იდეალურ ციკლს შემთხვევისათვის, როდესაც მუშაობა წარმოებს სითბოს წყაროსა და მაცივრის მოცემული ტემპერატურების პირობებში.

ს. კარნოს მიერ გარკვევით იყო ფორმულირებული, რომ წრიულ პროცესებში (ე. ი. ციკლებში) მუშაობად შეიძლება გარდაიქმნას მუშა სხეულისათვის ცხელი წყაროდან მიწოდებული სითბოს მხოლოდ ნაწილი, დანარჩენი კი აუცილებლად უნდა გადაეცეს სითბოს მიმღებს (მაცივარს).

კარნოს ციკლი ხორციელდება შემდეგნაირად (ნახ. 28): T_1 ტემპერატურის მქონე აირი a წერტილიდან b წერტილამდე ფართოვდება იზოთერმულად, ამ დროს მას მიეწოდება სითბო Q_1 ; ამის შემდეგ c წერტილამდე გაფართოება მიმდინარეობს ადიაბატურად ($Q=0$). აირის დაბრუნება საწყის მდგომარეობაში წარმოებს ჯერ იზოთერმიით cd , შემდეგ კი da ადიაბატიტ. cd პროცესის განმავლობაში წარმოებს Q_2 სითბოს მოცილება, ამ დროს მაცივრის (სითბოსმიმღების) ტემპერატურაა T_2 .



ნახ. 28. კარნოს ციკლი.

პროცესის შედეგად მიიღება მუშაობა $L = Q_1 - Q_2$, რომელიც განსაზღვრულ მასშტაბში გამოისახება თვით დიაგრამის ფართობით.

მუშაობად გარდაქმნილ სითბოს შეფარდებას მუშა სხეულისათვის მიწოდებულ სითბოსთან ციკლის თერმული მარგი კმედების კოეფიციენტი (η) ეწოდება.

კარნოს ციკლისათვის გვექნება:

$$\eta_c = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}. \quad (35)$$

ფორმულიდან ჩანს, რომ ციკლის თერმული მ. ქ. კ. მატულობს ტემპერატურათა სხვაობის ზრდასთან ერთად. აქედან ირკვევა, რომ ციკლის ეკონომიურობის გადიდებისათვის საჭიროა, რათა ტემპერატურათა ინტერვალი რაც შეიძლება დიდი იყოს.

კარნოს ციკლი პრაქტიკულად ვერ განხორციელდა, მიუხედავად ამისა მისი მნიშვნელობა ძალიან დიდია, რადგანაც ის წარმოადგენს ზღვარს, რომლისკენაც უნდა მივიწრაფოდეთ ძრავებში სითბოს მექანიკურ მუშაობად გარდაქმნის დროს.

იდეალური ციკლები ერთმანეთისაგან განსხვავდება სითბოს მიწოდებისა და მოცილების ხასიათის მიხედვით. ამ თვალსაზრისით დგუშვიანი შიგაწვის ძრავებისათვის ძირითადად იხილავენ სამი სახის ციკლს:

1. ციკლი მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდებით; ეს ციკლი შეესაბამება კარბურატორიან ან აირით მომუშავე სწრაფი წვის ძრავებს;

2. ციკლი მუდმივი წნევის დროს სითბოს მიწოდებით. ეს ციკლი შეესაბამება დიზელის კომპრესორიან ძრავას, რომელიც ამჟამად მხოლოდ გამონაკლის შემთხვევებში გვხვდება.

3. შერეული ციკლი, რომელიც შეესაბამება დიზელის თანამედროვე უკომპრესორო ძრავას.

გარდა ამისა, გვხვდება აგრეთვე განზოგადებული ციკლები, სადაც ყველა შესაძლო პირობა ერთდროულადაა გათვალისწინებული.

განვიხილოთ დასახელებული ციკლები ცალ-ცალკე.

ციკლი მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდებით. ამ ციკლს ზოგჯერ ოტოს ციკლს უწოდებენ. მისი სტემა ნაჩვენებია 29-ე ნახ-ზე. აქ სითბოს მიწოდება და არაიმევა წარმოებს მუდმივი მოცულობის დროს (cz და ba პროცესები), ხოლო ac და zb წარმოადგენენ შესაბამისად კუმშვისა და გაფართოების ადიამატებს.

ციკლის დამახასიათებელი პარამეტრებია:

$$\text{კუმშვის ხარისხი } \epsilon = \frac{V_a}{V_c};$$

$$\text{გაფართოების ხარისხი } \delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{V_a}{V_c} = \varepsilon;$$

$$\text{წნევის ზრდის ხარისხი } \lambda = \frac{p_z}{p_c}.$$

ციკლის თერმული მ. ქ. კ.:

$$\eta_1 = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1},$$

რაც გარდაქმნების შემდეგ გადალევს:

$$\eta_1 = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (36)$$

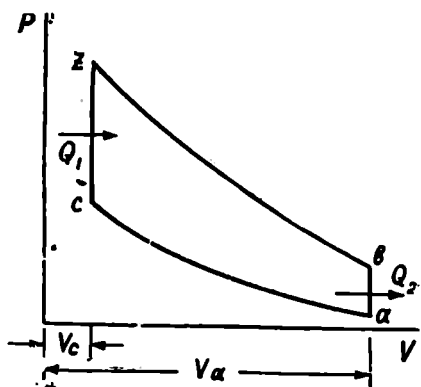
სადაც $k = \frac{c_p}{c_v}$ არის ადიაბატის მაჩვენებელი.

ფორმულა გვიჩვენებს, რომ ციკლის მ. ქ. კ. პირველ რიგში დამოკიდებულია კუმშვის ხარისხზე და მის ზრდასთან ერთად მატულობს.

ეს დასკვნა მეტად მნიშვნელოვანია და კონსტრუქტორს უჩვენებს ძრავას გაუმჯობესების გზებს. ამავე დასკვნის საფუძველზე გამოძვლავებული იყო წინასწარი კუმშვის გარეშე მომუშავე ლენუარის ძრავას ნაკლი და დაისახა შიგაწვის ძრავების განვითარების გზები.

30-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია კუმშვის ხარისხზე დამოკიდებულებით თერმული მ. ქ. კ. ცვალებადობის გრაფიკი ადიაბატის მაჩვენებლის სხვადასხვა მნიშვნელობისათვის.

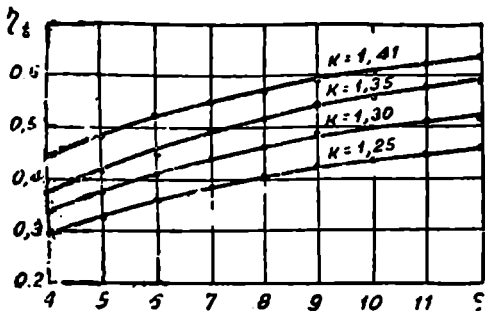
გრაფიკი გვიჩვენებს, რომ კუმშვის ხარისხის ზრდასთან ერთად η_1 -ს ზრდის ინტენსივობა მცირდება. გარდა ამისა, ირკვევა, რომ η_1 -ს ცვალებადობაზე შესამჩნევ გავლენას ახდენს ადიაბატის მაჩვენებლის სიდიდე, თუმცა ამ პარამეტრზე ზეგავლენა პრაქტიკულად გამორიცხებულია.



ნახ. 29. ციკლი მ-დმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდებით.

ციკლი მ უ ღ მ ი ვ ი წ ნ ე ვ ი ს დ რ ო ს ს ი თ ბ ო ს მ ი წ ო ღ ე ბ ი თ. როგორც აღვნიშნეთ, დასახელებული ციკლი შეესაბამება კომპრესორია-

ნი დიზელის ძრავას მუშაობას, რის გამო მას ხშირად დიზელის ციკლს უწოდებენ. რადგან ამ ბოლო ხანებში კომპრესორიანი დიზელები თითქმის აღარსად მზადდება, ამიტომ დიზელის ციკლს მხოლოდ თეორიული მნიშვნელობა აქვს. ციკლის სქემა, გამოსახული pV კოორდინატებში, ნაჩვენებია 31-ე ნახ-ზე. აქ ac და zb კუმშვისა და გაფართოების ადია-



ნახ. 30. η_d -ს ცვალებადობა კუმშვის ხარისხზე დამოკიდებულებით.

ბატებია. სითბოს მიწოდება წარმოებს მუდმივი წნევის დროს (cz პროცესი), სითბოს ართმევა კი—მუდმივი მოცულობის დროს (ba პროცესი).

ციკლის დამახასიათებელი პარამეტრებია:

$$\text{კუმშვის ხარისხი } \varepsilon = \frac{V_a}{V_c};$$

$$\text{გაფართოების ხარისხი } \delta = \frac{V_b}{V_z};$$

$$\text{წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტი } \rho = \frac{V_z}{V_c}.$$

ციკლის თერმული მ. ქ. კ. გამოისახება ტოლობით:

$$\eta_d = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\rho^{\kappa}-1}{\kappa(\rho-1)}. \quad (37)$$

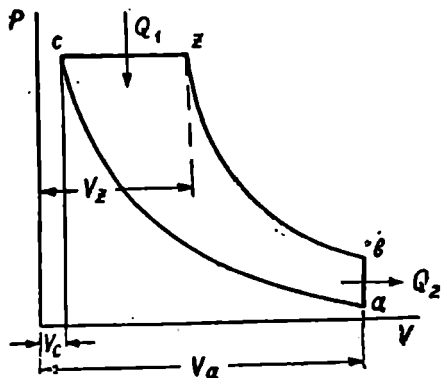
ფორმულა გვიჩვენებს, რომ განსახილველი ციკლის თერმული მ. ქ. კ. სიდიდე დამოკიდებულია არა მარტო კუმშვის ხარისხსა და ადიაბატის მაჩვენებელზე, არამედ წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტზეც. ამასთანავე, თუ პირველი ორი პარამეტრის გადიდება იწვევს η_d -ს ზრდას, მესამე პარამეტრი (ე. ი. წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტი), პირიქით, თავისი მატებით იწვევს η_d -ს შემცირებას.

შერეული ციკლი. ამ ციკლს ზოგჯერ ტრინკლერის, ზოგჯერ კი საბატეს ციკლს უწოდებენ. ის შეესაბამება თანამედროვე

უკომპრესორო დიზელის მუშაობას და ამიტომ პრაქტიკისათვის დიდი მნიშვნელობა ენიჭება. გარდა ამისა, მას განზოგადებული სახე აქვს და ამიტომ სხვა ციკლები შეიძლება განვიხილოთ როგორც მისი კერძო შემთხვევები.

შერეული ციკლის სქემა ნაჩვენებია 32-ე ნახ-ზე.

აქ დაშვებულია, რომ უკომპრესორო დიზელის ცილინდრში შეფრქვეული საწვავი იწყებს წვას მუდმივი მოცულობის პირობებში, რაც გრძელდება დგუშის შემდეგი გადაადგილების დროს. ამის შესაბამისად მიღებულია, რომ შერეულ ციკლში სითბოს ნაწილი მიეწოდება მუდმივი მოცულობის დროს (პროცესი cz'), დანარჩენი კი შემდგომ, მუდმივი წნევის პირობებში (პროცესი $z'z$). სითბოს მოცილება აქაც, როგორც სხვა შემთხვევებში, წარმოებს მუდმივი მოცულობის დროს (პროცესი ba).



ნახ. 31. ციკლი მუდმივი წნევის დროს სითბოს მიწოდებით.

ac და zb პროცესები კუმშვისა და გაფართოების ადიაბატებია. ტექნიკური თერმოდინამიკის კურსიდან ცნობილია, რომ შერეული ციკლის თერმული მ. ქ. კ. გამოისახება ფორმულით:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\lambda-1}} \frac{\lambda \rho^{\lambda-1} - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}, \quad (38)$$

სადაც $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$ არის კუმშვის ხარისხი;

$\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ — წნევის ზრდის კოეფიციენტი;

$\rho = \frac{V_z}{V_c}$ — წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტი;

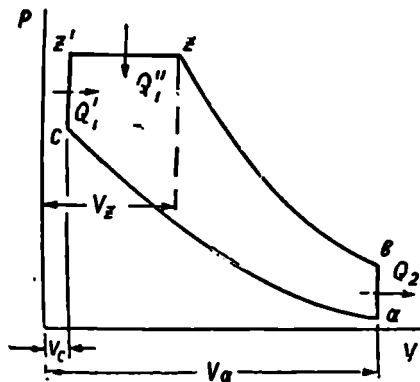
$k = \frac{c_p}{c_v}$ — ადიაბატის მაჩვენებელი.

33-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სხვადასხვა პირობებში η_t -ს ცვალებადობის გრაფიკი, საიდანაც ნათლად ჩანს შერეული ციკლის ძირითადი პარამეტრების გავლენა, მის თერმულ მარგი ქმედების კოეფიციენტზე.

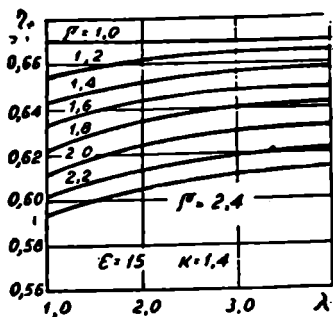
(38) ფორმულისა და დასახელებული გრაფიკის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ, ისევე როგორც ზემოგანხილულ სხვა ციკლებში, აქაც თერმული მ. ქ. კ. მატულობს კუმშვის ხარისხის ზრდასთან ერთად.

გარდა ამისა, თუ შერეულ ციკლში მიწოდებული სითბოს რაოდენობა მუდმივი რჩება ($Q_1' + Q_2' = \text{const}$), λ -ს ზრდით და ρ -ს შემცირებით η_i იზრდება და მაქსიმუმს აღწევს მაშინ, როცა $\rho = 1$.

ეს გარემოება მიგვიითბებს, რომ ერთი და იმავე კუმშვის ხარისხის განხორციელების შემთხვევაში, მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდების მქონე ციკლის თერმული მ. ქ. კ. დიზელის და შერეული ციკლების მ. ქ. კ.-ზე მეტი იქნება. პრაქტიკულად მეორე შემთხვევაში მიიღება უფრო მაღალი მარგი ქმედების კოეფიციენტი, რადგანაც დიზელის ძრავას კუმშვის ხარისხი მუდამ აღემატება სწრაფი წვის ციკლით მომუშავე კარბურატორიანი ძრავას კუმშვის ხარისხს.



ნახ. 32. შერეული ციკლი.



ნახ. 33. η_i -ს ცვალებადობა სხვადასხვა პირობებში (შერეული ციკლი).

თუ დავაკვირდებით შერეულ ციკლს, დავრწმუნდებით, რომ მისგან კერძო შემთხვევების სახით აღვიღად შეიძლება მივიღოთ სხვა ზემოგანხილული ციკლები.

მართლაც, თუ დავუშვებთ, რომ შერეულ ციკლში მუდმივი წნევის დროს მიწოდებული სითბო $Q_1' = 0$, მივიღებთ მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდების მქონე ციკლს (ოტოს ციკლი), რადგანაც ამ დროს $\rho = 1$ და z წერტილი შეეთავსება z' წერტილს (ნახ. 29). ასევე, თუ დავუშვებთ, რომ შერეულ ციკლში მუდმივი მოცულობის დროს მიწოდებული სითბო $Q_1' = 0$, მივიღებთ დიზელის ციკლს, რადგანაც ამ დროს $\lambda = 1$ და c წერტილი შეეთავსება z' წერტილს (ნახ. 31).

ნათქვამის შესაბამისად (38) ფორმულა გვადლევს:
როცა $\rho=1$ (სწრაფი წვის ციკლი),

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}};$$

როცა $\lambda=1$ (დიზელის ციკლი),

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}.$$

დაბოლოს უნდა აღინიშნოს, რომ ყველა განხილულ ციკლში სითბოს არინება ხდებოდა მუდმივი მოცულობის დროს h_a პროცესის განმავლობაში. ამის შესაბამისად წნევა გაფართოების დასასრულს (b წერტილი) მუდამ აღემატება საწყის წნევას (a წერტილი). ადვილი წარმოსადგენია, რომ რაც უფრო მეტად გაფართოვდება მუშა სხეული, მით მეტ სასარგებლო მუშაობას მივიღებთ, რომელიც მაქსიმუმს მიღწევდა სრული გაფართოების დროს (როცა $p_b = p_a$). მაგრამ პრაქტიკულად ასეთი ღონისძიების განხორციელება შეუძლებელია. მართლაც, თუ სრული გაფართოების მიზნით გავზრდით მთლიან V_a მოცულობას, ხოლო უცვლელად დავტოვებთ კუმშვის V_c მოცულობას, მაშინ გაიზრდება კუმშვის ხარისხი და კუმშვაზე დახარჯული მუშაობა. გარდა ამისა, რეალურ ძრავაში აირის სრული გაფართოების მიზნით დგუშის სვლის გადიდება მოყვება ძრავას გაბარიტების არარაციონალური გადიდება და, რაც მთავარია, მოიმატებს ხახუნის მუშაობა, რაც განსაზღვრულ პირობებში გადააქარბებს აირის გაზრდილი გაფართოებით მომატებულ სასარგებლო მუშაობას და საბოლოოდ ძრავას ეფექტური მარჯი ქმედების კოეფიციენტი შემცირდება.

თუ გავზრდით V_a მოცულობას და ამის შესაბამისად კუმშვის V_c მოცულობასაც, მაშინ კუმშვის ხარისხი და ამიტომ ციკლის ყველა მაჩვენებელი უცვლელი დარჩება.

ამრიგად, შეიძლება დავასკვნათ, რომ მუშა ციკლის განხორციელებისათვის აუცილებელია სითბოს ნაწილის გადაცემა მაცივარში, რაც ნიშნავს, რომ მუდამ არსებობს აუცილებელი თერმოდინამიკური დანაკარგები და ამის გამო იდეალურ შემთხვევაშიც კი შეუძლებელია დახარჯული სითბოს მთლიანად გარდაქმნა მექანიკურ მუშაობად. აქედან გამომდინარეობს, რომ იდეალური ციკლის თერმული მ. ქ. კ. ყველა შემთხვევაში ერთზე ნაკლები იქნება. პრაქტიკულად ეს იმას ნიშნავს, რომ შეუძლებელია შეიქმნას შიგაწვის ძრავა, რომლის ცილინდრებიდან გამობოლქვილი აირების წნევა და ტემპერატურა გარემოს წნევისა და ტემპერატურის ტოლი იქნება.

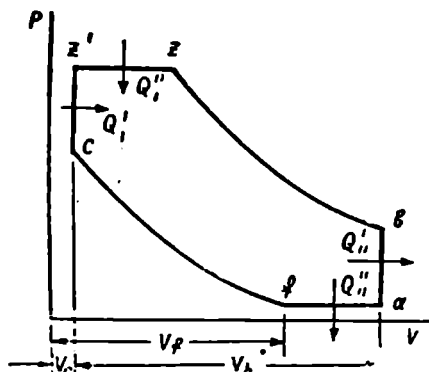
განზოგადებული ციკლი (ნახ. 34). ასეთი ციკლი პირველად პროფ. ბ. ლობროვიჩის მიერ იყო გამოყენებული.

აქ სითბოს მიწოდებაც და ართმევეაც ხდება როგორც მუდმივი მოცულობის, ისე მუდმივი წნევის დროს. ასეთი ციკლი შეიძლება განვიხილოთ როგორც განზოგადებული და მისგან მივიღოთ კერძო შემთხვევის სახით დგუშიანი შიგაწვის ძრავას სხვა ნებისმიერი ციკლი. განსახილველი ციკლისათვის ვღებულობთ:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho \lambda^{1/h} (\sigma - 1) + k (\lambda^{1/h} \rho - \sigma^{1/h})}{\sigma^{1/h} [\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)]}, \quad (39)$$

სადაც, გარდა ცნობილი სიდიდეებისა, $\sigma = \frac{P_b}{P_a}$ წნევის შემცირების ხარისხია.

იდეალურ ციკლში Q''_1 სითბოს არინება მუდმივი წნევის დროს შეიძლება



ნახ. 34. განზოგადებული ციკლი.

განვიხილოთ როგორც მუხტის დადროსელება რეალურ ძრავაში. ვინაიდან ცილინდრში შემავალი მუხტის დადროსელებას აწარმოებენ მხოლოდ კარბურატორიან ან აირით მომუშავე ძრავაში, ამიტომ მათთვის სადროსელო ციკლის მისაღებად საჭიროა დავუშვათ, რომ სითბოს მიწოდება წარმოებს მხოლოდ მუდმივი მოცულობის დროს და, მაშასადამე, სითბო $Q''_1 = 0$.

ასეთი პირობით მიღებული სადროსელო ციკლის სქემა ნაჩვენებია 35-ე ნახ-ზე.

ციკლის თერმული მ. ქ. კ. გამოისახება ფორმულით

$$\eta_i = 1 - \frac{\lambda \left(\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} \right)^{k-1} - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} + k \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} - 1 \right)}{\varepsilon_1^{k-1} (\lambda - 1)}, \quad (40)$$

სადაც $\varepsilon_1 = \frac{V_f}{V_c}$ დაყვანილი კუმშვის ხარისხია.

მიღებული ფორმულა კარგად შეიძლება გამოვიყენოთ არასრული

დატვირთვით მომუშავე კარბურატორიანი ძრავას მუშა პროცესის ანალიზისათვის.

კერძოდ, (40) ფორმულის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ მიწოდებული სითბოს რაოდენობის შემცირებით კლებულობს ციკლის თერმული მ. ქ. კ., რაც იმას ნიშნავს, რომ კარბურატორიან ან აირით მომუშავე ძრავას დატვირთვის შემცირების დროს გარდაუვალია მისი ინდიკატორული მ. ქ. კ-ს შემცირება.

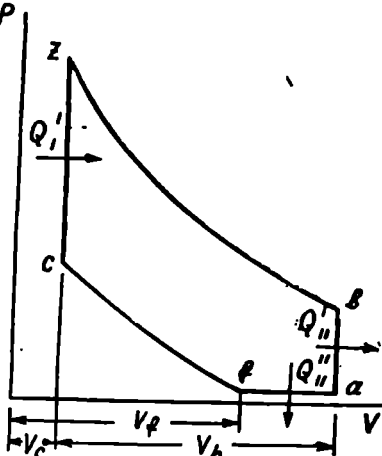
ტურბოდგუშვიანი ძრავას იდეალური ციკლი. ზემოგანხილული ციკლები მართებულია მუხტის ნებისმიერი საწყისი წნევისათვის. მაგრამ, თუ მოვისურვებთ შევადგინოთ იდეალური ციკლი ჩაბერვის მქონე ძრავასათვის, P მაშინ უნდა გაითვალისწინოთ, რომ ასეთ შემთხვევაში საქმე გვაქვს კომბინირებულ ძალურ დანადგართან, რომელიც შედგება თვით ძრავასა, დამკირხნისა და მისი ამძვრელი აირტურბინისაგან ან მექანიკური აძვრის სისტემისაგან.

აირტურბინული ჩაბერვის მქონე ძრავაში (ე. ი. ტურბოდგუშვიან ძრავაში) დამკირხნის ამძვრევი ტურბინა მოძრაობაში მოდის ძრავადან გამობოლქვილი აირების მეშვეობით.

უფრო ხშირად კონსტრუქციას ისე ახორციელებენ, რომ ძრავას

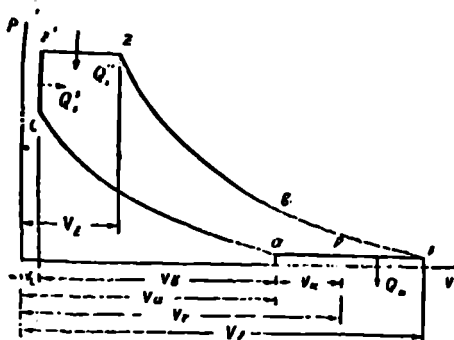
ცილინდრებში გაფართოებული წვის პროდუქტები მიემართება უშუალოდ ტურბინის მუშა ფრთებზე, დამატებით ფართოვდება და შემდეგ გაიღვენება ატმოსფეროში. ცხადია, რომ ასეთ შემთხვევაში ტურბინა იმუშავებს ცვალებადი წნევის მქონე აირით, რომელიც თანდათან მცირდება, და ამასთანავე წარმოებს ცილინდრიდან გამომავალი აირის კინეტიკური ენერჯის გამოყენება. ამრიგად, პროცესი ისე მიმდინარეობს, თითქმის ტურბინაში აირის გაფართოება წარმოადგენდეს ცილინდრში აირის გაფართოების გაგრძელებას. ეს გარემოება განაპირობებს დიაგრამის სახეს.

შეიძლება საქმე ისე მოეწყოს, რომ ცილინდრიდან გამომავალი აირები გროვდებოდეს რაიმე კოლექტორში და იქიდან მუდმივი წნევით მიეწოდოს ტურბინას.



ნახ. 35. სადროსელო ციკლი;

36-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია პირველი შემთხვევის შესაბამისი pV კორდინატებში გამოსახული შერეული ციკლის დიაგრამა. აქ la გამოსახავს დამკვირხნში ჰაერის ადიაბატურ კუმშვას, ac —ძრავას ცილინდრში ჰაერის ადიაბატურ კუმშვას, $cz'z$ —სითბოს შერეულ მიწოდებას, zb —ძრავას ცილინდრში აირების ადიაბატურ გაფართოებას, bf —აირების შემდგომ გაფართოებას და მისი კინეტიკური ენერჯის გამოყენებას ტურბინაში, fl —სითბოს არინებას მულმივი წნევის დროს, რაც შეესაბამება აირების განდევნას ტურბინიდან ატმოსფეროში.



ნახ. 36. ტურბოდგუშიანი ძრავას შესაბამისი იდეალური ციკლის დიაგრამა.

გარდა მიღებული აღნიშვნებისა, ციკლის დამახასიათებელი პარამეტრებია:

$$\text{ძრავას კუმშვის ხარისხი } \epsilon = \frac{V_a}{V_c};$$

$$\text{კუმშვის ხარისხი დამკვირხნში } \epsilon_k = \frac{V_l}{V_a};$$

$$\text{საერთო კუმშვის ხარისხი } \epsilon_0 = \frac{V_l}{V_c} = \frac{V_l}{V_a} \frac{V_a}{V_c} = \epsilon_k \epsilon.$$

ციკლის თორმული მ. ქ. კ. გამოისახება ფორმულით:

$$\eta_l = 1 - \frac{1}{\epsilon_0^{k-1}} \frac{k(\rho^{\lambda^{1/k}} - 1)}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (41)$$

ციკლისათვის, სადაც სითბოს მიწოდება წარმოებს მულმივი მოცულობის დროს (ე. ი. $\rho = 1$), გვექნება:

$$\eta_l = 1 - \frac{1}{\epsilon_0^{k-1}} \frac{k(\lambda^{1/k} - 1)}{\lambda - 1}. \quad (42)$$

ეს ფორმულა შეესაბამება ელექტრონაპერწყლით მომუშავე ჩაბერვის მქონე ძრავას.

თეორიული ციკლის ძირითადი განსხვავება ზემოთ განხილული იდეალური ციკლებისაგან ის არის, რომ მათში ითვალისწინებენ მუშა სხეულის რაოდენობისა და შედგენილობის ცვალებადობას. ეს ნიშნავს, რომ თეორიულ ციკლში უნდა განვიხილოთ ახალი მუხტით ცილინდრების შევსება, საწვავის წვა და აგრეთვე ნამუშევარი აირების განდევნა.

მაგრამ თეორიულ ციკლში არ უნდა გავითვალისწინოთ ის სითბური და ჰიდრავლიკური დანაკარგები, რომლებიც არსებობს რეალურ ძრავაში შევსების, წვისა და განდევნის დროს.

კიდევ ერთი გარემოება, რომელიც უნდა გავითვალისწინოთ თეორიული ციკლის განხილვის დროს, იმაში მდგომარეობს, რომ ცილინდრში მყოფი აირის შედგენილობისა და ტემპერატურის ცვალებადობის გამო იცვლება ამ აირის თბოტევადობა. კერძოდ, ცნობილია, რომ ტემპერატურის ზრდასთან ერთად მატულობს აირის თბოტევადობა და, გარდა ამისა, სამატომიანი აირებისათვის მისი სიდიდე აღემატება ორატომიანი აირის თბოტევადობას.

ეს გარემოება, ცხადია, გავლენას მოახდენს ციკლის პარამეტრების აბსოლუტურ სიდიდეებზე.

შეიძლება ჩავთვალოთ, რომ თეორიული ციკლი წარმოადგენს იმ იდეალს, რომლისკენაც უნდა მივიწრაფოდეთ ნამდვილი ციკლის განხორციელების დროს.

37-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სწრაფი წვის (მარცხნივ) და შერეული (მარჯვნივ) ციკლები. პირველ შემთხვევაში წვა ხორციელდება მუდმივი მოცულობის, მეორეში კი ჯერ მუდმივი მოცულობის, ხოლო შემდეგ მუდმივი წნევის დროს.

სწრაფი წვის ციკლი შეესაბამება მსუბუქი თხევადი საწვავით მომუშავე კარბურატორიან და აირით მომუშავე ძრავებს. ამ ციკლის დამახასიათებელია ის, რომ:

1. შევსების დროს მუშა სხეულს წარმოადგენს საწვავი ნარევი, რომელიც ჰაერისა და მსუბუქი თხევადი საწვავის ორთქლისაგან (ან აირისაგან) შედგება;

2. კუმშვის დროს მუშა სხეულს წარმოადგენს მუშა ნარევი, რომელიც საწვავი ნარევისა და ცილინდრში წინა ციკლის შემდეგ ჩარჩენილი ნამუშევარი აირისაგან შედგება. წვის დროს წარმოებს მუშა ნარევის ქიმიური შედგენილობის ცვალებადობა, განდევნის დროს კი იცვლება ცილინდრში მყოფი აირის რაოდენობა;

3. აირის შემშვებ და გამომშვებ სისტემებს არ აქვს არავითარი

წინალობა, რის გამო შევსებისა და განდევნის ხაზები ეთავსება ატმოსფერულ ხაზს;

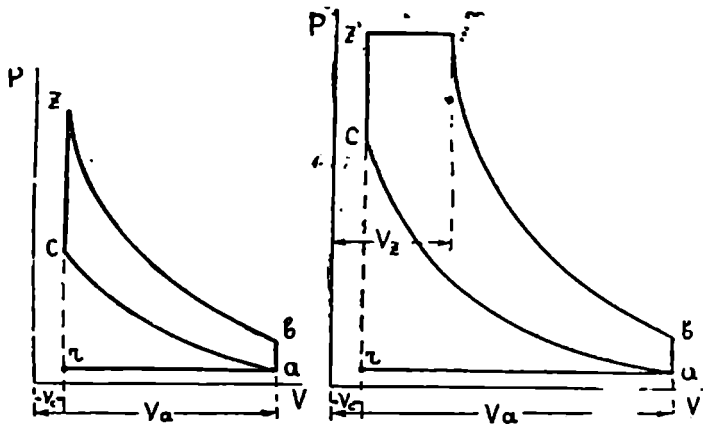
4. კუმშვა და გაფართოება მიმდინარეობს ცვალებადი მაჩვენებლების მქონე ადიაბატების მიხედვით;

5. ნარევის წვა და წნევის ვარდნა ქ. მ. წ-ში მიმდინარეობს მყისად, მუდმივი მოცულობის დროს;

6. ნარევის წვა ხდება ყოველგვარი დანაკარგების გარეშე;

7. სარქველების გაღებისა და დახურვის მომენტები ზუსტად თანხვდება მკვდარ წერტილებს.

შერეული ციკლი შეესაბამება დიზელის უკომპრესიორო ძრავას. სწრაფი წვის ციკლისაგან განსხვავებით, აქ მუშა უხეულს ცილინდრის შევსების დროს სუფთა პაერი წარმოადგენს, კუმშვის დროს კი — ამ პაერის ნარევი ნარჩენ აირებთან. გარდა ამისა, განსახილველ ციკლში



ნახ. 37. სწრაფი წვის (მარცხნივ) და შერეული ციკლები.

საწვავის წვა ხორციელდება როგორც მუდმივი მოცულობის, ისე მუდმივი წნევის დროს. სწრაფი წვის ციკლისათვის დასახელებული სხვა პირობები ძალაში რჩება შერეული ციკლისათვისაც.

აღსანიშნავია, რომ მოცემული დახასიათება შეესაბამება ოთხტაქტიან ძრავას.

ქვემოთ მოკლედ განხილულია ოთხტაქტიანი ძრავას თეორიული ციკლის ზოგიერთი დამახასიათებელი პარამეტრები და პროცესები.

შევსების პროცესი

ოთხტაქტიან ციკლში ცილინდრების შევსების პროცესს მუდამ უსწრებს ნამუშევარი აირების განდევნა. ამიტომ ვგულისხმობთ, რომ

შეფუძების პროცესის დასაწყისში კუმშვის კამერა გამოვსებულია ნარჩენი აირით.

ნარჩენ აირს მაღალი ტემპერატურა აქვს და იწვევს ახალი მუხტის მნიშვნელოვან გაცხელებას. ამიტომ ნარჩენი აირის პარამეტრები შესამჩნევ გავლენას ახდენს ციკლის დამახასიათებელი პარამეტრების სიდიდეზე და, მაშასადამე, ძრავას მუშაობაზე.

თეორიული ციკლის განმარტების საფუძველზე შევსების პროცესისათვის (ხაზი r_a , ნახ. 37) გვექნება:

$$p_a = p_r = p_n \text{ და } \eta_v = 1,$$

სადაც p_a არის აირის წნევა შევსების დასასრულს;
 p_r — ნარჩენი აირის წნევა;

p_n — ატმოსფერული ჰაერის წნევა;

η_v — შევსების კოეფიციენტი.

ნარჩენი აირის ტემპერატურა ა. თეორიულ ციკლში ნარჩენი აირის ტემპერატურა გამოისახება როგორც ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტისა და კუმშვის ხარისხის ფუნქცია.

ასეთი დამოკიდებულება, გამოსახული გრაფიკის სახით, მოცემულია 38-ე ნახ-ზე. ეს გრაფიკი აგებულია კარბურატორიანი ძრავას მაგალითზე პროფ. ვ. ა. პეტროვის მიერ ჩატარებულ თბურ გაანგარიშებათა საფუძველზე.

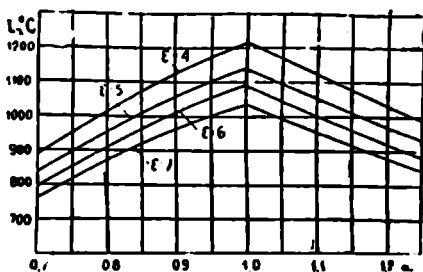
გრაფიკიდან ჩანს, რომ:

1. კუმშვის ხარისხის ზრდით ნარჩენი აირის ტემპერატურა მცირდება;

2. მოცემული კუმშვის ხარისხისათვის ნარჩენი აირის ტემპერატურა უდიდესია მაშინ, როცა ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი $\alpha = 1$.

კუმშვის ხარისხის ზრდა იწვევს წვის ტემპერატურისა და, საერთოდ, ციკლის საშუალო ტემპერატურის ზრდას, მაგრამ, მიუხედავად ამისა, ამ დროს ნარჩენი აირის ტემპერატურა მაინც მცირდება, რადგან წვის პროდუქტები უფრო ღრმად ფართოვდება.

რაც შეეხება α -ს გავლენას t_r -ზე, აქ შეიძლება ასე ვიმსჯელოთ: როდესაც $\alpha < 1$, მაშინ მიწოდებული ჰაერი არაა საკმარისი სრული წვისათვის. არასრული წვის გამო გამოიყოფა სითბოს მცირე



ნახ. 38. ნარჩენი აირის t_r ტემპერატურის დამოკიდებულება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტსა და კუმშვის ხარისხზე.

რაოდენობა და წვის პროდუქტებიც ნაკლებად გაცხელდება. როცა $\alpha > 1$, მაშინ მიწოდებული ჰაერის რაოდენობა მეტია საწვავის სრული წვისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობაზე, წვის შედეგად გამოყოფილი სითბო ვააცხელებს მეტი რაოდენობის ჰაერს და ამის გამო წვის პროდუქტების ტემპერატურა ნაკლები გამოვა. ამ თვალსაზრისით, ყველაზე ხელსაყრელ პირობას ვღებულობთ მაშინ, როცა $\alpha = 1$, რადგან ამ დროს წვის პროდუქტების და ამის გამო ნარჩენი აირის ტემპერატურა უდიდეს მნიშვნელობას ღებულობს.

ნარჩენი აირის კოეფიციენტი. შევსების პროცესის განმავლობაში ახალი მუხტი შეეყრევა ნარჩენ აირს. ნარჩენი აირის აბსოლუტური რაოდენობა არ იძლევა წარმოდგენას იმაზე, თუ რამდენად „დანავიანებულია“ ახალი მუხტი ინერტული ნარჩენი აირებით. ამ მოვლენის დახასიათებისათვის იყენებენ ე. წ. ნარჩენი აირის კოეფიციენტს (γ), რომელიც წარმოადგენს ნარჩენი აირის რაოდენობის შეფარდებას ახალ მუხტთან. ამის საფუძველზე შეიძლება დავწეროთ:

$$\gamma = \frac{M_r}{M_{\text{II}}}, \quad (43)$$

სადაც M_r — ნარჩენი აირის რაოდენობა, გამოსახული მოლებში;

M_{II} — ახალი მუხტი, გამოსახული მოლებში.

თუ გამოვიყენებთ თერმოდინამიკის ცნობილ ტოლობას

$$M = \frac{pV}{8314 T} \quad \left(\text{ან} \quad M = \frac{pV}{848 T} \right),$$

მაშინ

$$M_r = \frac{p_r V_c}{8314 T_r} \quad \text{და} \quad M_{\text{II}} = \frac{p_{\text{II}} V_h}{8314 T_{\text{II}}}$$

და გვექნება

$$\gamma = \frac{p_r V_c T_{\text{II}}}{p_{\text{II}} V_h T_r} \quad (44)$$

ან

$$\gamma = \frac{T_{\text{II}}}{T_r (\epsilon - 1)}. \quad (45)$$

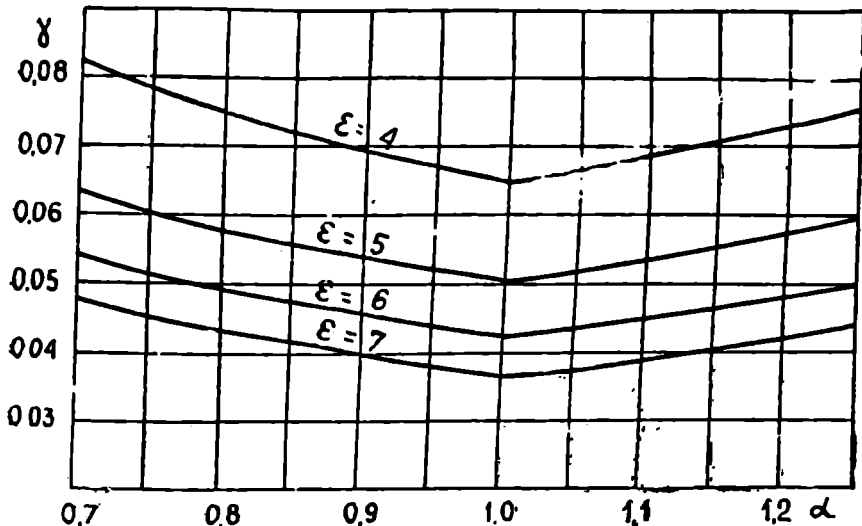
უკანასკნელი ტოლობის გამოყვანიდან მხედველობაშია მიღებული, რომ

$$\frac{V_c}{V_h} = \frac{V_c}{V_a - V_c} = \frac{1}{\varepsilon - 1}$$

39-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია γ -ს დამოკიდებულება ε -სა და α -ზე ε_r -ის ზემომოყვანილ სიდიდეების მიხედვით.

γ -ს შემცირება ε -ის ზრდის დროს იმით აიხსნება, რომ ε -ის ზრდა იწვევს კუმშვის კამერის მოცულობისა და, მაშასადამე, ნარჩენი აირის რაოდენობის შემცირებას.

ვინაიდან ნარჩენი აირის ტემპერატურა მაქსიმალურია, როცა $\alpha = 1$, ამიტომ ამ დროს γ ღებულობს თავის მინიმალურ სიდიდეს.



ნახ. 39. ნარჩენი აირის კოეფიციენტის დამოკიდებულება პაერის სიჭარბის კოეფიციენტსა და კუმშვის ხარისხზე.

აირის ტემპერატურა შევსების დასასრულს. ცხელ ნარჩენ აირთან შერევის გამო ახალი მუხტის ტემპერატურა იზრდება და შევსების ბოლოს (წერტილი a , ნახ. 37) მყარდება რაღაც საშუალო ტემპერატურა T_a ; ამ ტემპერატურის გამოანგარიშება შეიძლება, თუ გავითვალისწინებთ, რომ ნივთიერების მუდმივობის კანონის საფუძველზე აირის რაოდენობა შევსების ბოლოს უნდა უდრიდეს ახალი მუხტისა და ნარჩენი აირის რაოდენობის ჯამს, ე. ი.

$$M_a = M_{\text{II}} + M_r$$

რადგანაც:

$$M_a = \frac{p_a V_a}{8314 T_a}, \quad M_n = \frac{p_n V_n}{8314 T_n} \quad \text{და} \quad M_r = \frac{p_r V_r}{8314 T_r},$$

ამიტომ

$$\frac{p_a V_a}{8314 T_a} = \frac{p_n V_n}{8314 T_n} + \frac{p_r V_r}{8314 T_r}$$

ან

$$\frac{V_a}{T_a} = \frac{V_n}{T_n} + \frac{V_r}{T_r}.$$

თუ განტოლების ყველა წევრს გავყოფთ V_c -ზე, მივიღებთ:

$$\frac{\epsilon}{T_a} = \frac{\epsilon - 1}{T_n} + \frac{1}{T_r},$$

საიდანაც

$$T_a = \frac{\epsilon T_n T_r}{T_n + T_r (\epsilon - 1)}. \quad (46)$$

ϵ -ის ზრდა იწვევს T_a -ს შემცირებას, რადგან ამ დროს მცირდება ნარჩენი აირის ტემპერატურა.

T_a უდიდეს მნიშვნელობას ღებულობს მაშინ, როცა $\alpha = 1$, ვინაიდან ამ დროს T_r აღწევს მაქსიმუმს.

კუმშვის პროცესი

მუშა სხეულის ტემპერატურის ცვალებადობას თან სდევს მისი თბოტევადობის ცვლილება, რაც მიღებული უნდა იქნეს მხედველობაში თეორიული ციკლის განხილვის დროს.

თბოტევადობის ცვლა ტემპერატურისაგან დამოკიდებულებით იწვევს კუმშვის ადიაბატის მაჩვენებლის ცვლას, რის გამოც კუმშვის პროცესის პარამეტრები საჭიროა გაანგარიშდეს ცვლადი მაჩვენებლის მქონე ადიაბატის მიხედვით.

ადიაბატის კუმშვითი მაჩვენებელი გამოითვლება ტოლობიდან:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{mc_p}{mc_v} = \frac{1,985 + mc_r}{mc_v} = 1 + \frac{1,985}{mc_v}. \quad (47)$$

ადიაბატის მაჩვენებლის განსაზღვრის შემდეგ კუმშვის დასასრულს წნევისა და ტემპერატურის გამოსათვლელად საკმარისია გამოვიყენოთ ცვლადმაჩვენებლიანი ადიაბატისათვის ტექნიკური თერმო-

დინამიკის კურსში მოცემული ფორმულები. მაგრამ პრაქტიკული გამოყენებისათვის ამ ფორმულების უხერხულობის გამო კუმშვის პროცესის პარამეტრების გაანგარიშებას აწარმოებენ არა ცვლადმაჩვენებლიანი ადიაბატის საერთო განტოლებების მიხედვით, არამედ პროფ. ე. მაზინგის განტოლებებით, რომლებიც საშუალებას იძლევა გამოვთვალოთ ადიაბატის პირობითი საშუალო, მუდმივი სიდიდის მქონე მაჩვენებელი. გამოთვლის ასეთი მეთოდი სიმარტივესთან ერთად გამოთვლის სრულიად საკმარის სიზუსტეს იძლევა.

თუ განვსაზღვრავთ ადიაბატის საშუალო k , მაჩვენებელს, მაშინ კუმშვის პროცესის დასასრულს p_c წნევისა და T_c ტემპერატურის გამოსათვლელად შეიძლება გამოვიყენოთ ადიაბატის ცნობილი განტოლებები $pV^k = \text{const}$ და $TV^{k-1} = \text{const}$, რომლებიც a და c წერტილებითაა აღინიშნული (ნახ. 37) დაიწერება შემდეგნაირად:

$$p_a V_a^{k_j} = p_c V_c^{k_j}$$

და

$$T_a V_a^{k_j - 1} = T_c V_c^{k_j - 1}.$$

ამ განტოლებებიდან ვღებულობთ:

$$p_c = p_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{k_j} = p_a \epsilon^{k_j} \quad (48)$$

და

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{k_j - 1} = T_a \epsilon^{k_j - 1} \quad (49)$$

k_j -ს გამოთვლას საფუძვლად უდევს მოსაზრება, რომ კუმშვის პროცესის აბსოლუტური მუშაობა ამ პროცესის ბოლო და საწყის წერტილებში შიგა ენერჯიათა სხვაობის ტოლია.

აღნიშნულის საფუძველზე 1 კგ აირისათვის შეიძლება დავწეროთ (იხ. ნახ. 37):

$$\frac{A}{k_j - 1} (p_c V_c - p_a V_a) = c_v T_c - c_v T_a;$$

ვინაიდან 1 კგ აირისათვის $p_c V_c = RT_c$ და $p_a V_a = RT_a$, ამიტომ წინა განტოლება შეიძლება გადავწეროთ შემდეგი სახით:

$$\frac{AR}{k_j - 1} (T_c - T_a) = c_v T_c - c_v T_a.$$

1 მოლი აირისათვის გვექნება:

$$\frac{ARm}{k_j - 1} (T_c - T_a) = mc_v T_c - mc_v T_a$$

ახ

$$\frac{1,985}{k_j - 1} (T_c - T_a) = mc_v T_c - mc_v T_a.$$

თუ აირის საშუალო მოლური თბოტევადობის კოეფიციენტებს აღვნიშნავთ a და b ასობით, მაშინ გვექნება $mc_v = a + bT$ და წინა ტოლობა მიიღებს სახეს:

$$\frac{1,985}{k_j - 1} (T_c - T_a) = (a + bT_c) T_c - (a + bT_a) T_a = a(T_c - T_a) + b(T_c^2 - T_a^2)$$

ახ

$$\frac{1,985}{k_j - 1} = a + b(T_c + T_a). \quad (50)$$

თუ მიღებულ ტოლობაში T_c -ს შევცვლით მისი გამოსახულებით (49) ტოლობის მიხედვით, მივიღებთ:

$$\frac{1,985}{k_j - 1} = a + bT_a(1 + \varepsilon^{k_j - 1}). \quad (51)$$

თუ გვეცოდინება მოცემული ძრავას კუმშვის ხარისხი და ტემპერატურა შეესების ბოლოს, ადვილად შეიძლება ამ ტოლობის მიხედვით ვიანგარიშოთ კუმშვის ადიაბატის პირობითი საშუალო მაჩვენებელი k_j და ამის შემდეგ (48) და (49) განტოლებების გამოყენებით გამოვთვალოთ წნევა და ტემპერატურა კუმშვის ბოლოს. a და b კოეფიციენტების შერჩევის დროს უნდა გვახსოვდეს, რომ კარბურატორიანი ძრავისათვის ისინი წარმოადგენენ ნარჩენ აირთან შერეული საწვავი ნარევის საშუალო მოლური თბოტევადობის კოეფიციენტებს. დიზელის ძრავისათვის კი—ნარჩენ აირთან შერეული ჰაერის ასეთსავე კოეფიციენტებს.

სიმარტივისათვის შეიძლება დავუშვათ, რომ კუმშვის დროს მუშა სხეულს წარმოადგენს სუფთა ჰაერი; ასეთ შემთხვევაში შესაძლებელია მივიღოთ:

$$a = 4,91 \text{ და } b = 0,000651.$$

წვის პროცესი

თეორიულ ციკლში წვის პროცესის გაანგარიშება მიზნად ისახავს წვის დასასრულს ტემპერატურის გამოთვლას.

განგარიშების დროს მიღებულია პირობა, რომ წვის განმავლობაში არაერთი დანაკარგები არ არსებობს და, მაშასადამე, საწვავის თბოუნარიანობა მთლიანადაა გამოყენებული.

წვის დასასრულს ტემპერატურის საანგარიშოდ აღგენენ სითბოს ბალანსს წვის პროცესისათვის, რომელსაც 1 კგ საწვავისათვის აქვს შემდეგი სახე:

სწრაფი წვის ციკლისათვის:

$$U_c + H_u = U_z;$$

შერეული ციკლისათვის:

$$U_c + H_u = U_z + AL_z'z,$$

სადაც H_u არის 1 კგ საწვავის უდაბლესი თბოუნარიანობა;

U_c —აირის შიგა ენერგია წვის დასაწყისში;

U_z —აირის შიგა ენერგია წვის დასასრულს;

$AL_z'z$ არის $z'z$ პროცესის განმავლობაში (ნახ. 37) შესრულებული მუშაობის ეკვივალენტური სითბო.

გაფართოების პროცესი

თეორიულ ციკლში გაფართოების პროცესი მიმდინარეობს ცვლადი მაჩვენებლის მქონე ადიაბატის მიხედვით და ხასიათდება იმით, რომ ადგილი არა აქვს სითბოს გაცვლა-გამოცვლას აირსა და ცილინდრის კედლებს შორის და, აგრეთვე, არ ხდება დარჩენილი საწვავის წვა.

ისევე, როგორც კუმშვის პროცესისათვის, აქაც ხელსაყრელია ვიანგარიშით ადიაბატის პირობითი საშუალო, მუდმივი სიდიდის მქონე მაჩვენებელი k_b და გაფართოების მახასიათებელი პარამეტრები გაგამოვთვალოთ (მსგავსად კუმშვის პარამეტრებისა) გამარტივებული ტოლობების მიხედვით, რომლებსაც შემდეგი სახე აქვთ:

სწრაფი წვის ციკლისათვის:

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon k_b},$$

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon k_b^{-1}};$$

შერეული ციკლისათვის:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta k_b},$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta k_b^{-1}},$$

სადაც T_2 არის ტემპერატურა გაფართოების დასასრულს;

T_2 — ტემპერატურა წვის დასასრულს;

ε — კუმშვის ხარისხი;

p_2 — წნევა გაფართოების დასასრულს;

p_2 — წნევა წვის დასასრულს;

δ — გაფართოების ხარისხი;

k_2 — გაფართოების ადიაბატის პირობითი საშუალო მაჩვენებელი.

გაფართოების ადიაბატის საშუალო k_2 მაჩვენებლის საანგარიშო ფორმულა ისევე შეიძლება გამოვიყენოთ, როგორც ეს გაკეთდა კუმშვის ადიაბატისათვის. ამის მიხედვით ვღებულობთ ფორმულას:

$$\frac{1,985}{k_2 - 1} = a + b T_2 \left(1 + \frac{1}{\delta k_2 - 1} \right). \quad (52)$$

სწრაფი წვის ციკლისათვის (52) ფორმულაში ჰაერია შევიტანოთ $\delta = \varepsilon$.

(52) ფორმულაში a და b წარმოადგენს წვის პროდუქტების საშუალო მოლური თბოტევადობის კოეფიციენტებს.

წვის პროდუქტების საშუალო მოლური თბოტევადობა დამოკიდებულია ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე და შეიძლება მიახლოებით გამოითვალოს ფორმულით:

$$m c_p = a + b T = \frac{0,339 + 2,282 \alpha}{0,0327 + 0,495 \alpha} + \frac{0,134 + 0,2625 \alpha}{0,0327 + 0,495 \alpha} \frac{T}{1000}. \quad (53)$$

განდევნის პროცესი

იმის შემდეგ, როდესაც წვის პროდუქტები გაფართოვდება და შეასრულებს გარე მუშაობას, ქვედა მკვდარ წერტილში (წერტილი b , ნახ. 37) იღება გამომშვები სარქველი და აირის დიდი ნაწილი, თორიულად მყისად, $b a$ პროცესის განმავლობაში გადის ატმოსფეროში. ამ პროცესის დროს ცილინდრში დარჩენილი აირი, რომელსაც უკავია V_a მოცულობა, რაოდენობის შემცირების გამო ადიაბატურად ფართოვდება $p_r = p_a$ წნევამდე.

განდევნის დასასრულს აირის ტემპერატურა შეიძლება გამოვითვალოთ იმავე ადიაბატის მიხედვით, რომელიც გამოყენებული იყო გაფართოების პროცესისათვის.

იმის გამო, რომ განდევნის პროცესის ნებისმიერ მომენტში აირის რაოდენობა მის მიერ დაკავებული მოცულობის პროპორციულია, —

აირის ტემპერატურა განდევნის განმავლობაში მუდმივი რჩება; ამიტომ შეიძლება დავუშვათ, რომ T_b ტემპერატურა ნარჩენი აირის T_c ტემპერატურის ტოლია.

სწრაფი წვის ციკლის თერმული მ. ქ. კ.

თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი ან, როგორც მას ზოგ შემთხვევაში უწოდებენ, თეორიული ციკლის ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი ახასიათებს სითბოს გამოყენების ხარისხს მოცემულ ციკლში და წარმოადგენს მარგ მუშაობად გარდაქმნილ სითბოს ფარდობას დახარჯულ სითბოსთან.

იმის გამო, რომ თეორიულ ციკლში შევსების ხაზი ეთავსება განდევნის ხაზს და, გარდა ამისა, წვის პროცესი და წნევის ვარდნა განდევნის დასაწყისში მიმდინარეობს მუდმივი მოცულობის დროს, — მთლიანი მარგი მუშაობა გამოითვლება როგორც გაფართოებისა და კუმშვის მუშაობათა სხვაობა; მაგრამ, რადგანაც ადიაბატურ პროცესში შიგა ენერგიის ცვალებადობა წარმოებს მხოლოდ დახარჯული ან მიღებული მუშაობის ხარჯზე, ამიტომ z და b წერტილებში (ნახ. 37) შიგა ენერგიების სხვაობა გამოსახავს გაფართოების მუშაობას, ხოლო c და a წერტილებში შიგა ენერგიების სხვაობა — კუმშვის მუშაობას.

ამიტომ, თუ ავიღებთ 1 კგ საწვავს, თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტისათვის მივიღებთ გამოსახულებას:

$$\eta_t = \frac{U_b^* - U_a^*}{H_u}, \quad (54)$$

სადაც U_b^* არის z და b წერტილებში შიგა ენერგიების სხვაობა;

$U_a^* - c$ და a წერტილებში შიგა ენერგიების სხვაობა;

$H_u - 1$ კგ საწვავის უდაბლესი თბოენერგიისა.

ბენზინით მომუშავე კარბურატორიანი ძრავას მაგალითზე პროფ. ვ. პეტროვმა ჩაატარა თბური გაანგარიშება და განსაზღვრა η_t -ს სიღრმეები სხვადასხვა კუმშვის ხარისხისა და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მნიშვნელობებისათვის.

ამ გამოანგარიშების შედეგები გრაფიკული სახით მოცემულია მე-40 ნახ-ზე.

ნამდვილი ციკლის შესწავლის დროს მისი სრულყოფილობისა და თეორიულ ციკლთან მიახლოების შეფასებისათვის საჭირო ხდება η_t -ს გამოთვლა. ვინაიდან η_t -ს გამოთვლა (54) ტოლობის მიხედვით მოითხოვს რთულ თბურ გაანგარიშებას, ამიტომ ხშირად η_t -ს ანგარიშობენ ემპირიული ფორმულებით.

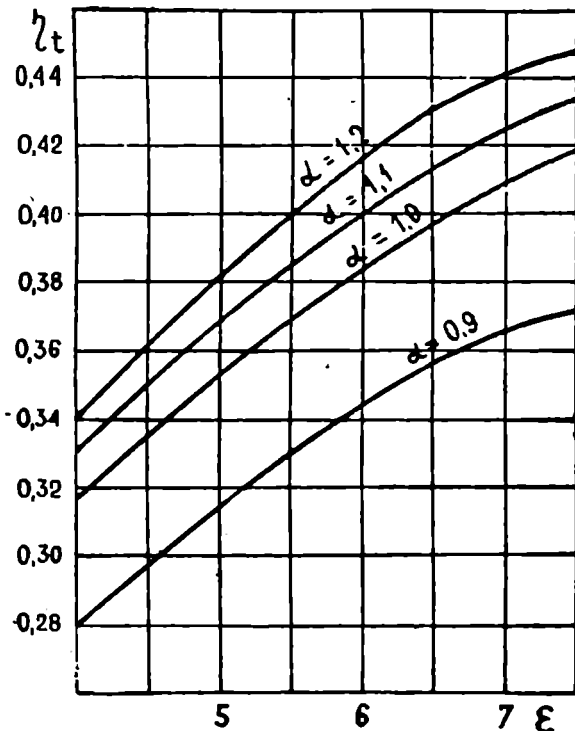
საკმაოდ გავრცელდა ტიზარდისა და პაის ფორმულა

$$\eta_1 \approx 1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,386}}. \quad (55)$$

გავრცელებულია აგრეთვე პროფ. დ. დიაკოვის ფორმულა

$$\eta_1 \approx \frac{1}{6} \sqrt{\varepsilon}. \quad (56)$$

უკეთეს შედეგს იძლევა მ. ბრილინგის მეთოდი, რომელიც გვიჩვენებს თეორიული ციკლის მ. ქ. კ. ვიანგარიშით ცნობილი ფორმულით



ნახ. 40. η_1 -ის ცვლადობა α და ε -გან დამოკიდებულებით.

$$\eta_1 = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}},$$

ამასთანავე, k მაჩვენებელი გამოვთვალოთ ემპირიული დამოკიდებულებებიდან:

$$\text{თუ } \alpha \leq 1, \quad k = 0,913 + 0,36 \alpha; \quad (57)$$

$$\text{თუ } \alpha \geq 1, \quad k = 1,143 + 0,13 \alpha, \quad (58)$$

სადაც α არის ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი.

ემპირიული ფორმულებით (შედარებით η_{r-s} კვშმარიტ მნიშვნელობასთან) η_{r-s} გამოთვლისას დაშვებული ცდომილება არ აღემატება 1,5%, რაც აცხადებებს, რომ ნაჩვენები გამარტივებული მეთოდის გამოყენება პრაქტიკული გამოივლების დროს საცხებით დასაშვებია.

შერეული ციკლის თერმული მ. ქ. კ

შერეული ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტისათვის ვლებულობთ გამოსახულებას:

$$\eta_t = \frac{U_b^* - U_a^* + AL_{z-z'}}{H_u}, \quad (59)$$

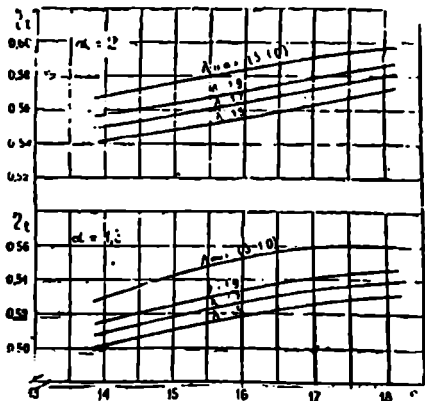
სადაც U_b^* არის z და b წერტილებში (ნახ. 37) შიგა ენერგიათა სხვაობა;

$U_a^* - c$ და a წერტილებში (ნახ. 37) შიგა ენერგიათა სხვაობა; $AL_{z-z'} - z'z$ პროცესის განმავლობაში (ნახ. 37) შესრულებული მუშაობის ეკვივალენტური სითბო.

უკომპრესიორო დიზელის მაგალითზე ი. გუტერმანმა ჩაატარა თბური გაანგარიშება. და მიიღო თეორიული ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტის მნიშვნელობები კუმშვის ხარისხის, წნევის ზრდის ხარისხისა და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის სხვადასხვა სიდიდეებისათვის.

ი. გუტერმანის გამოთვლის შედეგები მრუდების სახით ნაჩვენებია 41-ე ნახ-ზე.

მრუდები გვიჩვენებს, რომ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის, წნევის ზრდის ხარისხისა და კუმშვის ხარისხის გადიდება იწვევს η_{r-s} მნიშვნელოვან ზრდას. საყურადღებოა ის გარემოებაც, რომ ერთი და



ნახ. 41. η_{r-s} -ს ცვალებადობის მრუდები α -გან დამოკიდებულებით სხვადასხვა λ -სა და α -სათვის.

მავე α -სა და ϵ -სათვის η მაქსიმალურია. მაშინ, როცა წინასწარი გაფართოების ხარისხი $\rho=1$, ე. ი. მაშინ, როცა შერეული ციკლი გადადის სწრაფი წვის ციკლში.

ღიზელის თეორიული ციკლის თერმული მ. ქ. კ-ის საანგარიშოდ იყენებენ აგრეთვე შემპირიულ ფორმულებს:

როცა $\alpha \leq 1,5$,

$$\eta_i \approx (0,142 \div 0,145) \sqrt{\alpha} \sqrt[4]{\frac{\rho_z}{\rho_a}} \quad (60)$$

როცა $\alpha \geq 1,5$,

$$\eta_i \approx (0,163 \div 0,167) \sqrt[4]{\alpha \frac{\rho_z}{\rho_a}} \quad (61)$$

§ 8. თეორიული ციკლის პარამეტრების ცვალებადობა სასიმალო პირობებში

ამ შემთხვევაში იგულისხმება ზღვის დონიდან სიმაღლის გავლენა დგუშიანი შიგაწვის ძრავას თეორიული ციკლის პარამეტრებზე.

ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობის დროს იცვლება გარემოს წნევა და ტემპერატურა.

თუ ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში გვექნება წნევა p_0 და ტემპერატურა T_0 , ხოლო მოცემულ სიმაღლეზე იგივე პარამეტრები იქნება p_{II} და T_{II} , მაშინ მარჯვეა მივიღოთ აღნიშვნები:

$$\mu = \frac{p_{II}}{p_0} \quad \text{და} \quad \beta = \frac{T_{II}}{T_0}$$

აქ

$$p_{II} = \mu p_0 \quad \text{და} \quad T_{II} = \beta T_0.$$

ნორმალური ატმოსფერული პირობებისათვის $\mu=1$ და $\beta=1$ და, მაშასადამე, $p_{II} = p_0$ და $T_{II} = T_0$.

ქვემოთ O ინდექსით აღინიშნება ნორმალური ატმოსფერული პირობებისათვის პარამეტრის მნიშვნელობა, ხოლო H ინდექსით—პარამეტრის მნიშვნელობა მოცემული სიმაღლისათვის.

ცხადია, p_0 და T_0 შეიძლება განვიხილოთ როგორც p_{II} -ისა და T_{II} -ის კერძო შემთხვევები.

ციკლის პარამეტრების ცვალებადობის დასადგენად ჩატარებულ იყო სათანადო გაანგარიშებები. ამ გაანგარიშებების დროს მიღებულ იქნა საწყისი პირობები:

კარბურატორიანი ძრავასათვის $\varepsilon=6$ და $\alpha_0=1,0$;
 უკომპრესორო დიზელისათვის $\varepsilon=16$ და $\alpha_0=1,7$.

განგარიშებები ჩატარდა გარემოს სხვადასხვა წნევისა და ტემპერატურისათვის და აგრეთვე ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლისათვის საერთაშორისო სტანდარტული ატმოსფეროს შესაბამისად.

ნარჩენი აირის ტემპერატურა T_n , რომელიც წარმოადგენს განგარიშების საწყის სიდიდეს, გამოთვლილ იქნა გავართობის ბოლოს აირის ტემპერატურის საფუძველზე ორი შემთხვევისათვის:

1. როცა გარემო პირობების ცვალებადობის დროს საწვავის მიწოდება იცვლება და უზრუნველყოფილია საწვავი ნარევის ხარისხის მუდმივობა ($\alpha = \text{const}$).

2. როცა გარემო პირობების ცვალებადობის დროს საწვავის მიწოდება არ იცვლება და, მაშასადამე, ცვალებადობს საწვავი ნარევის ხარისხი ($\alpha \neq \text{const}$).

ერთი ციკლის განმავლობაში ცილინდრში მოხვედრილი ჰაერის რაოდენობა

$$M_{II} = \frac{p_n V_h}{848 T_n} \quad \text{ან} \quad M_{II} = \frac{p_n V_h}{8314 T_n},$$

სადაც V_h , მ³ არის ცილინდრის მუშა მოცულობა.

ატმოსფერული ჰაერის წნევა p_n პირველ შემთხვევაში მოითხოვს განზომილებას კგ/მ², მეორე შემთხვევაში კი — ნ/მ².

დაწერილი გამოსახულების მიხედვით ჩატარებული განგარიშებიდან გამოდის, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის ყოველი 1000 მეტრით მომატებისას ცილინდრში მოხვედრილი ჰაერის რაოდენობა საშუალოდ კლებულობს 9%-ით.

თუ ყოველ ციკლზე იხარჯება g კგ საწვავი, ხოლო 1 კგ საწვავის სრული წვისათვის საჭიროა L_0 მოლი/კგ ჰაერი, მაშინ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი

$$\alpha = \frac{M_{II}}{gL_0}. \quad (62)$$

როგორც ამ გამოსახულებიდან ჩანს, საწვავის მუდმივი მიწოდების დროს α შეიცვლება ცილინდრში მოხვედრილი ჰაერის რაოდენობის პროპორციულად.

თუ ატმოსფერული ჰაერის წნევა შეიცვლება p_0 -დან $p_{II} = \mu p_0$ -მდე, მაშინ ნარჩენი აირების წნევა და წნევა შევსების დასასრულს იქნება პირველ შემთხვევაში

$$p_{r0} = p_0 \quad \text{და} \quad p_{a0} = p_0;$$

მეორე შემთხვევაში

$$p_{r11} = \mu p_0 \text{ და } p_{a11} = \mu p_{a0}$$

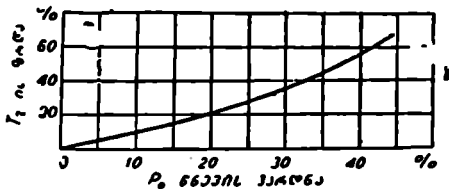
ამრიგად,

$$p_{r11} = \mu p_{r0} \text{ და } p_{a11} = \mu p_{a0}$$

თუ ჰაერის წნევის შემცირების დროს ღიზელში უცვლელი დარჩება საწვავის ხარჯი, მაშინ α -ს შემცირების გამო (სილიდემდე $\alpha = 1$) ნარჩენი აირის ტემპერატურა გაიზარდება. ეს გარემოება გამოსახულია 42-ე ნახ-ზე. აქ დიაგრამის აბსცისა გამოსახავს ატმოსფერული ჰაერის

წნევის შემცირებას პროცენტობით, ე. ი. სილიდეს $x = \frac{p_0 - \mu p_0}{p_0} 100 =$

$= (1 - \mu) 100$, ორდინატა კი სილიდეს $y = \frac{T_{r11} - T_{r0}}{T_{r0}} 100$, სადაც T_{r11}



ნახ. 42. ჰაერის წნევის ვარდნის დროს T_r -ის ცივლებადობის ხასიათი.

და T_{r0} ნარჩენი აირის ტემპერატურებია მოცემულ სიმაღლესა და ზღვის დონეზე.

მრუდს, რომელიც გამოსახულია 41-ე ნახ-ზე, კარგად პასუხობს განტოლება

$$y = ax^n,$$

სადაც a და n მუდმივი სიდიდეებია.

x და y -ის გამოსახულებათა მხედველობაში მიღებით შეიძლება დაწვეროთ:

$$\frac{T_{r11} - T_{r0}}{T_{r0}} 100 = a [(1 - \mu) 100]^n,$$

საიდანაც

$$T_{r11} = T_{r0} + 0,01 T_{r0} a [(1 - \mu) 100]^n.$$

შემცირეს კვადრატთა მეთოდით დადგენილია a და n კოეფიციენტების რიცხვითი მნიშვნელობები, ამის საფუძველზე შედგენილია ფორმულა

$$T_{r11} = T_{r0} + 0,049 T_{r0} [(1 - \mu) 100]^{1,25}. \quad (63)$$

მიღებული ფორმულა გვიჩვენებს T_r ტემპერატურის ვარდნას ატმოსფერული წნევის შემცირების დროს.

ამ ტემპერატურის ვარდნა ზღვის დონიდან სიმაღლეების მიხედ-

ვით წარმოებს ნაკლები ინტენსივობით და დიზელისათვის კარგად გამოისახება ფორმულით

$$T_{rH} = T_{r0} (1 + 0,08 H), \quad (64)$$

სადაც $H_{\text{კ}}$ არის სიმაღლე ზღვის დონიდან.

43-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია კარბურატორიანი ძრავას თეორიული ციკლისათვის ნარჩენი აირების ტემპერატურის ცვალებადობა ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე დამოკიდებულებით.

ტემპერატურა შეესების ბოლოს შეიძლება ვიანგარიშოთ (46) ფორმულით. ამ ფორმულის ანალიზი და ჩატარებული გაანგარიშებები

გვიჩვენებს, რომ T_r -ის ცვალებადობა უმნიშვნელო გავლენას ახდენს T_a -ს სიდიდეზე და ფაქტიურად ის იცვლება ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურის პროპორციულად.

აქედან გამომდინარეობს, რომ სასიმალო პირობებში T_a -ს ცვალებადობა არაა დამოკიდებული p_H წნევაზე და განისაზღვრება მხოლოდ

ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურის ცვალებადობით.

საკმარისი სიზუსტით შეიძლება მივიღოთ

$$T_{aH} = \beta T_{a0}. \quad (65)$$

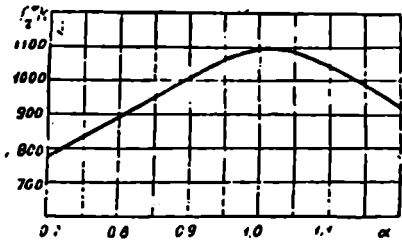
ცდომილება ამ შემთხვევაში არ აღემატება 1%.

მე-6 ცხრილში ნაჩვენებია T_a -ს მნიშვნელობანი კარბურატორიანი ძრავასა და დიზელის თეორიული ციკლებისათვის. გამოთვლები ჩატარებულია საერთაშორისო სტანდარტული ატმოსფეროს შესაბამის სხვადასხვა სიმაღლისათვის.

ცხრილი 6

T_a -ს მნიშვნელობანი ზღვის დონიდან სიმაღლის მიხედვით

სიმაღლე ზღვის დონიდან	0	1000	2000	3000	4000	5000
კარბურატორიანი ძრავისათვის	330	322	315	308	300	293
დიზელისათვის	300	293	286	280	273	266



ნახ. 43. ნარჩენი აირის ტემპერატურის ცვალებადობა α -ზე დამოკიდებულებით.

კუმშვის ადიბატის საშუალო მაჩვენებელი k_p შეიძლება ვიანგარიშოთ (51) ფორმულის დახმარებით. ასეთი გაანგარიშება გვიჩვენებს, რომ სიმაღლე ზღვის დონიდან უმნიშვნელო გავლენას ახდენს კუმშვის ადიბატის მაჩვენებელზე. ასე, მაგალითად, სიმაღლის მატებისას 0-დან 4000-მ-მდე k_p შეიცვალა დიზელისათვის 1,374-დან 1,377-მდე, ხოლო კარბურატორიანი ძრავისათვის 1,383-დან 1,386-მდე. პრაქტიკულად შეიძლება მივიღოთ

$$P_{cII} = \mu P_{c0} \quad (66)$$

და

$$T_{cII} = \beta T_{c0} \quad (67)$$

სადაც P_c და T_c წნევაა და ტემპერატურა კუმშვის დასასრულს.

კუმშვის პარამეტრების სიდიდეზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურა. მაგალითად, მისი ცვალებადობისას—30°-დან +45°C-მდე (უცვლელი წნევის წდროს) k_p მცირდება 1,381-დან 1,369-მდე. ამასთანავე, წნევა P_c ვარდება 5%-ით, ხოლო ტემპერატურა T_c მატულობს 26%-ით.

მე-7 ცხრილში ნაჩვენებია კარბურატორიანი ძრავისა და დიზელის თეორიული ციკლისათვის კუმშვის პარამეტრების ცვალებადობა სიმაღლეების მიხედვით, ხოლო 44-ე ნახ-ზე გამოსახულია ამავე პარამეტრების შემცირება პროცენტობით.

ც ხ რ ი ლ ი 7

P_c და T_c -ს მნიშვნელობანი ზღვის დონიდან სიმაღლის მიხედვით

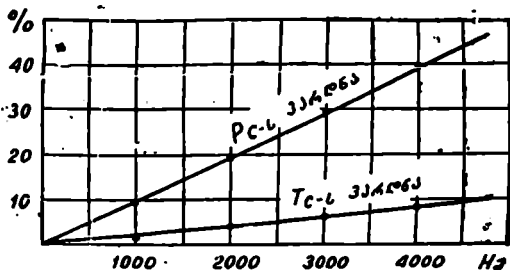
სიმაღლე ზღვის დონიდან, H_0	0	1000	2000	3000	4000	5000
P_c კგ/სმ ² , კარბურატორიანი ძრავისათვის	12,5	11,0	9,70	8,60	7,70	6,60
P_c კგ/სმ ² , დიზელისათვის	48,0	42,6	37,7	33,2	29,2	25,5
T_c^0 K, კარბურატორიანი ძრავისათვის	650	635	620	605	592	577
T_c^0 K დიზელისათვის	850	830	810	790	773	754

ატმოსფერული ჰაერის წნევის ვარდნის დროს მცირდება წვის პროდუქტების საერთო რაოდენობა, ხოლო მათი შედგენილობა დამოკიდებულია ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე.

თუ ატმოსფერული ჰაერის წნევის შემცირების დროს საწვავის მიწოდება უცვლელი დარჩება ($\alpha \neq \text{const}$), მაშინ CO_2 -ისა და H_2O -ს საერთო რაოდენობა წვის პროდუქტებში მუდმივი იქნება, ხოლო N_2 -ის და O_2 -ის რაოდენობა მოიკლებს.

თუ ჰაერის წნევის შემცირებასთან ერთად შესაბამისად მცირდება საწვავის მიწოდება, მაშინ ეცემა როგორც CO_2 -სა და H_2O -ს, ისე N_2 -ის და O_2 -ის რაოდენობა.

მოლტკლური ცვალებადობის კოეფიციენტი ატმოსფერული ჰაერის წნევის შემცირების დროს რჩება მუდმივი, როცა $\alpha = \text{const}$, და მატულობს, როცა $\alpha \neq \text{const}$. მეორე შემთხვევაში აგრეთვე რამდენიმედ



ნახ. 44. სასიმალო პირობებში p_c და T_c პარამეტრების შემცირება.

მატულობს წვის პროდუქტების საშუალო თბოტევადობა. ეს ხდება იმიტომ, რომ ამ დროს წვის პროდუქტებში უფრო მაღალი თბოტევადობის სამატომიანი აირების პროცენტული რაოდენობა მატულობს, ნაკლები თბოტევადობის ორატომიანი აირების რაოდენობა კი კლებულობს. მაგალითად, როცა $p_0 = 760$ მმ ვერცხ. წყ. სვ., წვის პროდუქტებში სამატომიანი აირები (CO_2 და H_2O) შეადგენდა $15,5\%$ -ს, ორატომიანი აირების რაოდენობა კი $84,5\%$ -ს.

როცა $p_n = 450$ მმ ვერცხ. წყ. სვ., სამატომიანი აირების რაოდენობა გახდა $25,3\%$, ორატომიანისა კი $74,7\%$.

წვის ტემპერატურის ცვალებადობის ინტერვალში 1000°C -დან 2000°C -მდე ატმოსფერული ჰაერის წნევის შემცირების დროს 760 -დან 450 მმ ვერცხ. წყ. სვ.-მდე წვის პროდუქტების თბოტევადობა მატულობს $4-5\%$ -ით.

მე-8 ცხრილში მოცემულია წვის პროდუქტების შედგენილობის ცვალებადობა ზღვის დონიდან სიმაღლისაგან დამოკიდებულებით, როცა $\alpha \neq \text{const}$.

წვის პროდუქტების შედგენილობის ცვალებადობა სიმაღლეების მიხედვით, როცა $\alpha \neq \text{const}$
(პროცენტობით საერთო რაოდენობიდან)

სიმაღლე ზღვის დონიდან, H_g	0	1000	2000	3000	4000
წვის პროდუქტები					
$M_{CO_2} + M_{H_2O}$	15,5	17,1	18,7	20,6	23,5
$M_{N_2} + M_{O_2}$	84,5	82,9	81,3	79,4	76,5

45-ე ნახ-ზე გამოსახულია ღიზელისათვის წვისა და გაფართოების პროცესების ზოგიერთი პარამეტრის ცვალებადობა ზღვის დონიდან სიმაღლეზე დამოკიდებულებით.

ამ მონაცემებიდან ჩანს, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს, როცა $\alpha \neq \text{const}$, შესამჩნევად მატულობს წვისა და გაფართოების ტემპერატურა, რაც ჰერის სიჭარბის შემცირებით აიხსნება.

შეიმჩნევა აგრეთვე სიმაღლის ზრდის დროს წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტის მატება და გაფართოების ხარისხის შემცირება. ამასთანავე, როცა $\alpha \neq \text{const}$, ეს ცვლილებები მეტი ინტენსიურობით მიმდინარეობს, ვიდრე მაშინ, როცა $\alpha = \text{const}$. ეს შედეგია $\frac{T_z}{T_c}$ ფარდობის ცვალებადობისა.

გაფართოების ადიაბატის საშუალო მაჩვენებელი k_g , როცა $\alpha \neq \text{const}$, წვის პროდუქტების აბოტევადობის გადიდების გამო რამდენიმედ მცირდება.

როცა $\alpha = \text{const}$, შეიძლება მივიღოთ

$$p_{III} = \mu p_{I0} \tag{68}$$

სადაც p_{III} და p_{I0} ციკლის საშუალო წნევებია მოცემულ სიმაღლესა და ზღვის დონეზე.

თუ $\alpha \neq \text{const}$, მაშინ ციკლის საშუალო p_I წნევის ვარდნა ატმოსფერული ჰერის წნევის შემცირების დროს მიმდინარეობს ნაკლები ინტენსივობით.

მაგალითად, ასეთ შემთხვევაში, მაშინ როცა ატმოსფერული ჰაერის წნევა დაეცა 40%-ით, ციკლის საშუალო წნევა შემცირდა სულ 9%-ით.

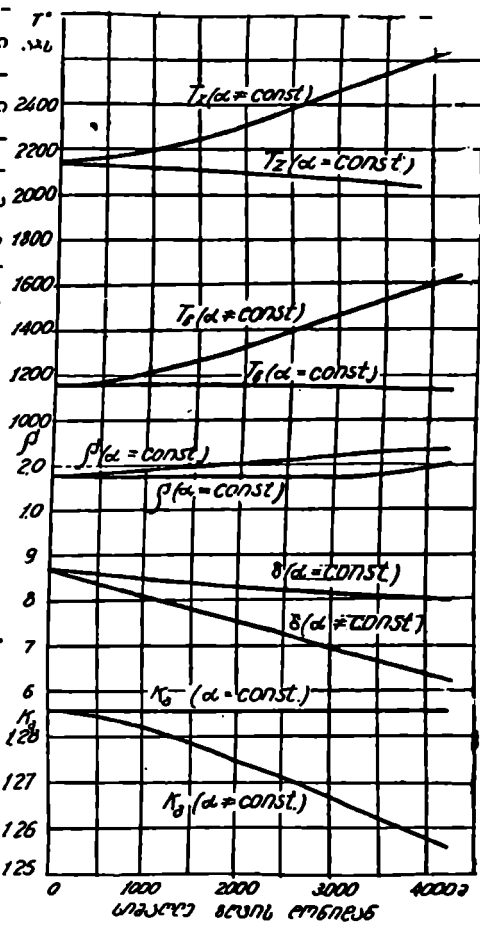
ცხადია, როცა ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად შემნარჩუნებული იქნება მუდმივი α , მაშინ თერმული მ. ქ. კ. η_1 და საწვავის კუთრი ხარჯი g_1 უცვლელნი დარჩებიან. თუ ეს პირობა დაცული არაა და სიმაღლის ზრდის დროს საწვავის მიწოდება ერთნაირი რჩება, α შემცირდება და გამოიწვევს η_1 -ს ვარდნას, ე. ი. g_1 -ს ზრდას.

ზემოაღნიშნულიდან გამომდინარეობს, რომ პრაქტიკული მუშაობის დროს, თუ ზღვის დონიდან მოცემული სიმაღლის შემცირებისას შესაბამისად შევამცირობთ საწვავის მიწოდებას, მაშინ ძრავას სიმძლავრე ინტენსიურად მოიკლებს, სამაგიეროდ შენარჩუნებული იქნება მაღალი ეკონომიურობა.

თუ სიმაღლის მატების დროს საწვავის მიწოდებას უცვლელს დავტოვებთ, მაშინ ძრავას სიმძლავრე ნაკლებად შემცირდება, სამაგიეროდ მნიშვნელოვნად გაუარესდება მისი ეკონომიურობა.

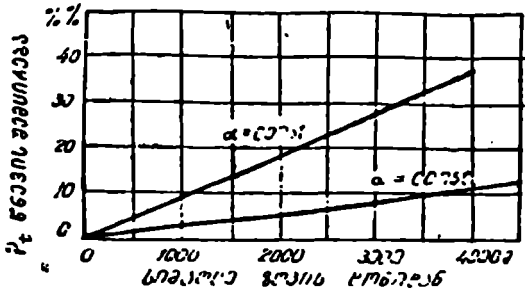
46-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ციკლის p_1 საშუალო წნევის პროცენტული შემცირება მის საწყის წნევასთან შედარებით.

ამ მონაცემების მიხედვით p_1 -ს შემცირება, როცა $\alpha = \text{const}$, შეად-



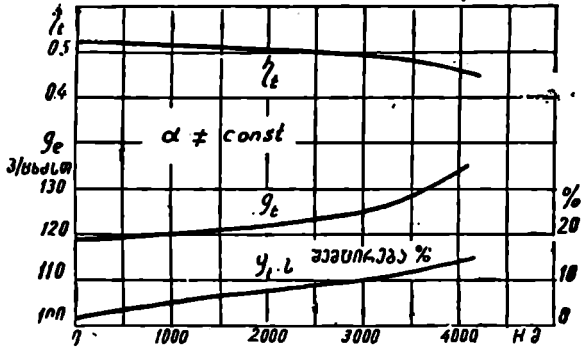
ნახ. 45. წვისა და გაფართოების პროცესების ზოგიერთი პარამეტრების ცვალებადობა სასიმაღლო პირობებში.

გენს დაახლოებით 9⁰/₀-ს, ხოლო, როცა $\alpha \neq \text{const}$, -3⁰/₀-ს ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს ყოველ 1000 მ.



ნახ. 46. α -ს შემცირების ხასიათი.

47-ე ნახ-ზე გამოსახულია η_z -ს შემცირება და g_z -ს გადიდება ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს. საწვავის კუთრი ხარჯის გადიდება შეადგენს დაახლოებით 3⁰/₀-ს სიმაღლის მატებისას ყოველ 1000 მ.



ნახ. 47. η_z -ს შემცირება და g_z -ს გადიდება სისიმაღლო პირობებში.

დგუშინანი შიგაწვის ძრავას ნამდვილი მუშა ტიპი

იდეალური და თეორიული ციკლებისაგან განსხვავებით ნამდვილი მუშა ციკლის თავისებურებებია:

1. ცილინდრების შევსებისა და ნამუშევარი აირების განდევნის დროს პიდრავლიკური წინაღობის არსებობა;
2. მოძრავი აირის ინერციის გავლენა ძრავას ცილინდრების შევსებასა და ნამუშევარი აირებისაგან გაწმენდაზე;
3. საწვავის აალება ზედა მკვდარ წერტილამდე და წვის გაგრძელება გაფართოების პროცესის განმავლობაში;
4. სითბოს ცვლა აირსა და ცილინდრის კედლებს შორის;
5. შევსებისა და განდევნის დროს სარქველების გასავალი კვეთის ფართობის ცვალებადობა;
6. სარქველების გაღება და დახურვა მკვდარი წერტილების მიმართ განსაზღვრული წინაწრებით ან დაგვიანებით.

დასახელებული თავისებურებანი ადასტურებენ, რომ ძრავას ნამდვილი მუშა ციკლი შეუკრავი, არაშექცევადი ციკლია.

ნამდვილი ციკლის ინდიკატორული დიაგრამების (ნახ. 18 და 20) შედარება თეორიულის დიაგრამებთან გვიჩვენებს, რომ ისინი ერთიმეორისაგან მნიშვნელოვნად განსხვავდებიან. ყველაზე საინტერესო ისაა, რომ ნამდვილი ინდიკატორული დიაგრამა გადასვლებში დამრგვალებულია და თეორიულთან შედარებით მასში შეშვებისა და განდევნის ხაზები შეთავსებული არაა.

ნამდვილი დიაგრამის დამრგვალება იმის შედეგია, რომ რეალურ ძრავაში შეუძლებელია პროცესების ერთმანეთში მკვეთრი (ტეხილი ხაზით გამოხატული) გადასვლა. ამას ემატება აირგანაწილების ფაზების არსებობა და ისიც, რომ სინამდვილეში წვა მყისად კი არ ხდება, არამედ მოითხოვს განსაზღვრულ დროს.

რაც შეეხება შეშვებისა და განდევნის ხაზების ერთიმეორისაგან დაცილებას, ის აირის მოძრაობის დროს პიდრავლიკური წინაღობის შედეგია, რაც ამცირებს შეშვების და აღიღებს განდევნის წნევებს.

ამ მიზეზის გამო საშუალო წნევა შეშვებებ მილში მუდამ ატმოსფერულზე ნაკლებია, ხოლო გამომშვებ მილში — ატმოსფერულზე მეტი. რადგანაც შეშვებ და გამომშვებ მილებში მოძრავ აირს აქვს

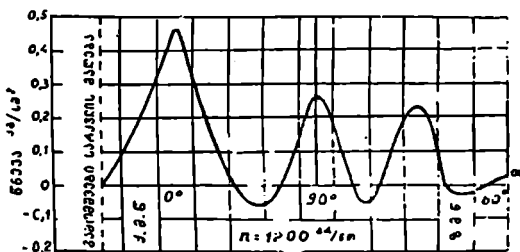
განსაზღვრული მასა და მისი მოძრაობის სიჩქარე ცვალებადია, ამიტომ აირის ინერციის გავლენით წნევა ამ მილებში მუდმივად იცვლება და ამ ცვალებადობას რხევითი ხასიათი აქვს. ექსპერიმენტი გვიჩვენებს, რომ ცალკეულ მომენტებში წნევა გამომშვებ მილში შეიძლება იყოს ატმოსფერულზე ნაკლები, შემშვებ მილში კი — ატმოსფერულზე მეტი.

ეს გარემოება შეიძლება კარგად გამოვიყენოთ ძრავას ცილინდრების უკეთესი გასუფთავებისა და უფრო სრული შევსებისათვის.

მართლაც, თუ გამომშვები სარქველის დახურვის მომენტს შევუფარდებთ იმ მდგომარეობას, როცა გამომშვებ მილში გაუხშობება გვაქვს, მაშინ გამომშვები მილი განახორციელებს გამომწოვ მოქმედებას და ცილინდრი უკეთესად გასუფთავდება ნამუშევარი აირებისაგან. ასევე, თუ შემშვები სარქველის ღია მდგომარეობაში წნევა შემშვებ მილში მაღალი იქნება, ცილინდრი უკეთესად შეივსება.

გამომშვებ და შემშვებ მილებში წნევების ცვალებადობის ხასიათი დამოკიდებულია ცილინდრების რაოდენობასა და ძრავას მუშაობის რეჟიმზე. ის მკვეთრად იცვლება მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობისა და დადროსელების დროს.

თუ გავითვალისწინებთ, რომ დასახელებული წნევების ცვალებადობის ხასიათი აგრეთვე დამოკიდებულია მილების სიგრძეზე, დიამეტრსა და მუხლების რაოდენობაზე, — დაერწმუნდებით, რომ კონს-



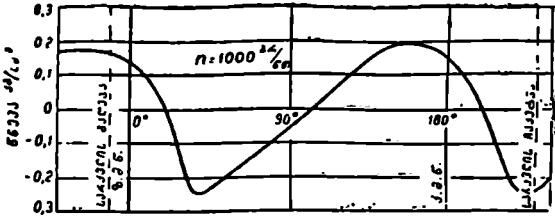
ნახ. 48. ერთცილინდრიანი ძრავას გამომშვებ მილში წნევის ცვალებადობის ხასიათი.

ტრუქტორს ამ მიმართულებით ხელთა აქვს ძრავას მაჩვენებლების გაუმჯობესების მრავალი საშუალება.

48-ე ნახ-ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია ერთცილინდრიან ძრავას გამომშვებ, ხოლო 49-ე ნახ-ზე ოთხცილინდრიან ძრავას შემშვებ მილებში წნევების ცვალებადობის ხასიათი.

ამ დიაგრამების აბსცისა გამოსახავს მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხეს გრადუსობით, ხოლო ორდინატა — წნევას მილში.

ქვემოთ ცალ-ცალკეა განხილული ნამდვილ ციკლში შემავალი ცალკეული პროცესები.



ნახ. 49. ოთხცილინდრიანი ძრავის შემუშევბ მიღში წნევის ცვალეზადობის ხასიათი.

§ 1. ცილინდრების შავსახვის პროცესი

ცილინდრების შევსების პროცესი ოთხტაქტიან ძრავაში მუშა ციკლის საწყისი პროცესია. მას წინ უსწრებს წინა ციკლის ნამუშევარი აირის განდევნა.

ჰიდრავლიკური წინალობის გამო შეუძლებელია ცილინდრების სრული გასუფთავება ნამუშევარი აირისაგან და მისი ნაწილი მუდამ რჩება კუმშვის (ანუ წვის) კამერაში. ის შეერევა ახალ მუხტს და გვადლევს მუშა ნარევის.

ცილინდრების შევსება ახალი მუხტით შეიძლება შეწოვით ან იძულებით.

პირველ შემთხვევაში ახალი მუხტის შეწოვა წარმოებს იმ გაუხშობების ხარჯზე, რომელიც შეიქმნება ცილინდრში დგუშის გადაადგილების გამო.

ახალი მუხტის იძულებითი მიწოდება, ანუ, როგორც მას უწოდებენ, ჩაბერვა, მოითხოვს სპეციალურ დამჭირხნს (კომპარესორს).

ამჟამად სახალხო მეურნეობაში გავრცელებული საშუალო და მაღალი სიმძლავრის დიზელები თითქმის მუდამ ჩაბერვით მუშაობენ, მცირე სიმძლავრის დიზელებს კი უფრო ხშირად ჩაბერვის სისტემა არ აქვს და მათში ცილინდრების შევსება შეწოვით ხორციელდება.

ბენზინით მომუშავე საავტომობილო ძრავები, გარდა გამონაკლისისა, შეწოვით მუშაობს.

ამ თავში განხილულია ძრავები, რომლებიც ჩაბერვის გარეშე მუშაობენ.

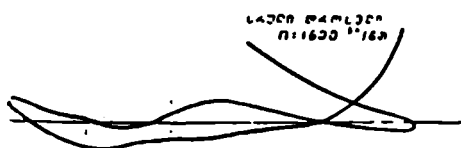
შეწოვის პროცესის ნორმალურ მიმდინარეობაზე დიდადა დამოკიდებული ახალი მუხტით ცილინდრების შევსების ხარისხი და, მაშასადამე, ძრავას სიმძლავრეც.

ნარჩენი აირები ხელს უშლის შეწოვის პროცესს და ამცირებს ცილინდრების შევსებას.

იმის გამო, რომ შემშვებ სისტემას აქვს ჰიდრაულიკური წინაღობა, წნევა შეწოვის განმავლობაში ატმოსფერულზე ნაკლებია.

რეალური ძრავას ცილინდრიდან აღებული ინდიკატორული დიაგრამები გვიჩვენებს, რომ შეწოვის (ისევე, როგორც განდევნის) წნევა პროცესის განმავლობაში მუდმივ იცვლება (ნახ. 50). ამის მიზეზი ისაა, რომ სარქველების გასავალი კვეთი პროცესის განმავლობაში იცვლება და, მაშასადამე, იცვლება მოძრავი აირის სიჩქარე და ამიტომ წნევაც. გარდა ამისა, ამ მოვლენაზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს მოძრავი აირის ინერცია.

ამავე მიზეზის გამო მნიშვნელოვნად იცვლება წნევები შემშვებ მილშიც, რაც გავლენას ახდენს ცილინდრების შევსებაზე.



ნახ. 50. მომუშავე ძრავიდან აღებული წნევისა და განდევნის დიაგრამები.

51-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ოთხტაქტიანი ძრავას უმარტივესი სქემა, სადაც აღნიშნულია შეწოვის პროცესის პარამეტრები. სქემაზე მოცულობა V_h გამოსახავს ცილინდრის მუშა მოცულობას, V_c —კუმშვის (წვის) კამერის

მოცულობას, ხოლო V_a —ცილინდრის სრულ მოცულობას. კუმშვის ხარისხი

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c}$$

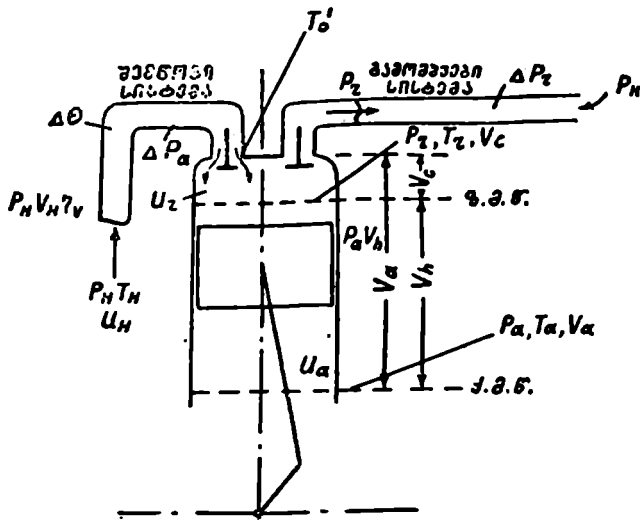
ძრავა იკვებება ატმოსფერული ჰაერით, რომლის წნევაა p_H , ტემპერატურა კი T_H (ნორმალურ პირობებში p_0 და T_0).

ნამუშევარი აირის განდევნას ხდდება უკუწნევა p_H ; შემშვები და გამომშვები მილების ჰიდრაულიკური წინაღობა აღნიშნულია, სათანადოდ, Δp_a და Δp_r -ით.

ნარჩენი აირების პარამეტრებია p_r , T_r და V_c , ხოლო მუშა ნარევის პარამეტრები შეწოვის დასასრულს (ქვედა მკვდარ წერტილში) იქნება p_a , T_a , V_a .

52-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ოთხტაქტიანი ძრავასათვის შეწოვის პროცესის გამარტივებული საანგარიშო დიაგრამა. აქ შეწოვისა და გან-

ღვენი ტალისებრი წნეები შეცვლია საშუალო სიდიდის მუდმივი წნეებით. ასეთი გამარტივება აუცილებელია, რადგანც ამის

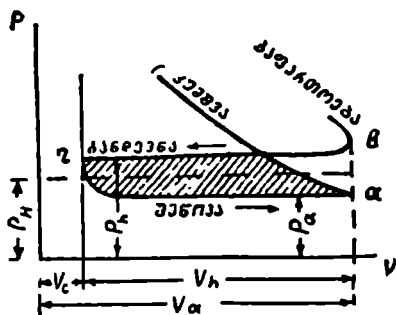


ნახ. 51. შეწოვის პროცესის პარამეტრები.

გარეშე შეუძლებელი ხდება შეწოვის დასასრულს აირის პარამეტრების განსაზღვრა.

სიმარტივისათვის აგრეთვე დაშვებულია, თითქოს შეწოვა იწყება ზედა მკვდარ წერტილში (r) და მთავრდება ქვედა მკვდარ წერტილში (a).

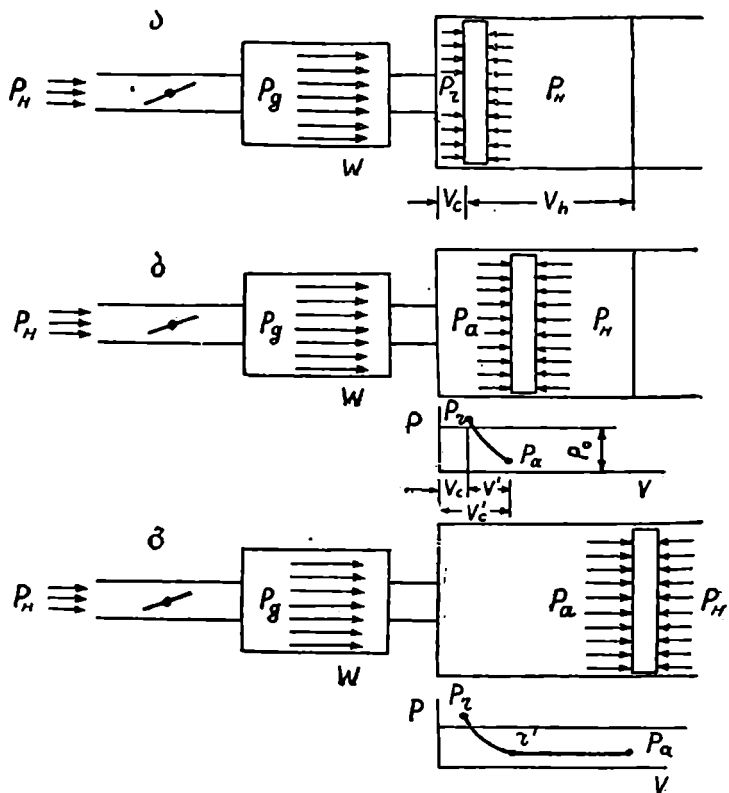
შეწოვის პროცესის განგარიშების მიზანია p_a წნევისა და T_a ტემპერატურის გამოთვლა, რომლებიც კუმშვის საწყის პარამეტრებს წარმოადგენენ. მათ განხილვამდე ჯერ გავეცნოთ ზოგიერთ დამხმარე პარამეტრებს, რომლებიც აუცილებელია ცილინდრების შევსების პროცესის ანალიზისათვის.



ნახ. 52. ცილინდრის შევსების პროცესის დიაგრამა.

შიგაწვის ძრავას ცილინდრების შევსების სქემები

53-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ოთხტაქტიანი ძრავას ცილინდრის შევსების სქემა. აქ p_H გამოსახავს ატმოსფერული ჰაერის წნევას, p_g —წნევას



ნახ. 53. შევსების პროცესის მიმდინარეობის სქემა.

შემშვებ მილში, ხოლო p_α —წნევას α ცილინდრში, რომელიც დამყარდება შევსების განმავლობაში.

პირველ სქემაზე (ნახ. 53 ა) გამოსახულია შევსების პროცესის დასაწყისი, როდესაც დგუში იმყოფება მკვდარ წერტილში და წვის კამერა გამოვსებულია p , წნევისა და T , ტემპერატურის მქონე ნარჩენი აირით.

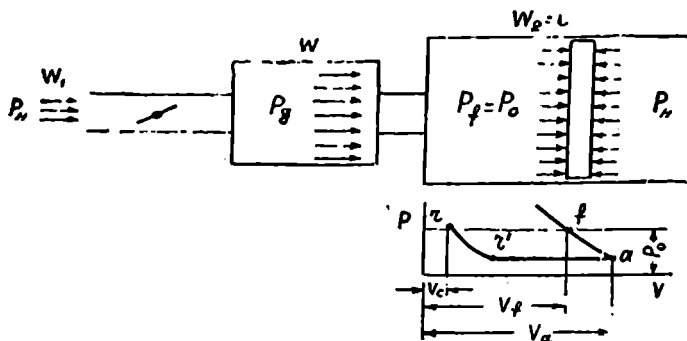
მეორე სქემაზე (ნახ. 53 ბ) ნაჩვენებია საშუალოდ მდგომარეობა, როდესაც დგუში ნაწილობრივ გადაადგილდა, ნარჩენი აირები გაფართოვდა და ცილინდრში დამყარდა p_α წნევა.

მესამე სქემა (ნახ. 53 გ) გამოსახავს მდგომარეობას, როდესაც დგუში მისულია მარჯვენა მკვდარ წერტილში.

ამის შემდეგ დგუში იცვლის გადაადგილების მიმართულებას, მოძრაობს მარცხნივ და წარმოებს ცილინდრის დამატებითი დამუხტვა (შევსება), ამ დროს მუხტის მოძრავი ჰავლი ხვდება დგუშის ძირს და წარმოებს აირის მოძრაობის სიჩქარის სწრაფი ვარდნა. f მდგომარეობაში (ნახ. 54) ცილინდრის დამატებითი დამუხტვა დამთავრებულია, ნარჩენი აირისა და ახალი მუხტის წნევა ატმოსფერული წნევის ტოლია და იწყება კუმშვის პროცესი.

ძრავას ცილინდრებში მიმავალი ჰაერი ჯერ შედის ჰერმწმენდში W_1 სიჩქარით, რომელიც შემშვებ მილში შეადგენს W , ხოლო ცილინდრში აღწევს W_2 სიდიდეს (ნახ. 54).

მუხტის შესვლა ცილინდრში ხორციელდება გარე მუშაობის ხარ-



ნახ. 54. ცილინდრის დამატებითი დამუხტვის სქემა.

ჯზე; რომელიც სრულდება დგუშის გადაადგილების დროს. ეს მუშაობა დამოკიდებულია წნევათა სხვაობაზე.

ცილინდრების შევსების პროცესი ოთხტაქტიან კარბურატორიან ძრავებსა და დიზელებში სხვადასხვანაირად მიმდინარეობს. ძირითადი განსხვავება ისაა, რომ სიმძლავრის რაოდენობრივი რეგულირების გამო კარბურატორიან ძრავას შემშვებ სისტემაში ჩართულია სადროსელო მისაფარი, რომლის მიხურვის დროს იზრდება სისტემის წინაღობა და ცილინდრში ნაკლები რაოდენობის მუხტი შედის. დიზელს სადროსელო მისაფარი არ აქვს, და, მაშასადამე, მუდმივ სიჩქარეთა რეჟიმზე, დამოუკიდებლად ცილინდრში შესაფრქვევე საწვავის რაოდენობისა, ძრავას ცილინდრებში შედის ერთი და იმავე რაოდენობის ჰაერი.

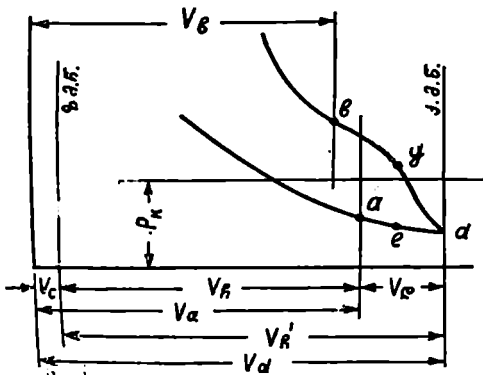
ამ მიზეზის გამო შევსების p_a წნევა დიზელებში მცირედ განსხვავდება გარემოს წნევისაგან, კარბურატორიან ძრავებში კი ის მკვეთრად ეცემა სადროსელო მისათვარის მიხედვის დროს.

საშუალოდ შეიძლება დიზელებისათვის მივიღოთ $p_{ii} - p_a \approx 0,15$ კგ/სმ². კარბურატორიან ძრავებში კი უქმ სვლაზე (მიხურული დროსელი) ამ სხვაობამ შეიძლება მიაღწიოს $0,6 \div 0,8$ კგ/სმ²-ს.

ცხადი ხდება, რომ აირის W სიჩქარე კარბურატორიან ძრავას შემშვებ მილში, დიზელებთან შედარებით, მეტი იქნება და გაიზრდება სადროსელო მისათვარის მიხედვისთან ერთად. მაგალითად, ცნობილია, რომ კარბურატორიან ძრავას მუშაობისას უქმი სვლით, როდესაც სადროსელო მისათვარი მინიმალურადაა გაღებული, აირის W სიჩქარე აღწევს 200 მ/წმ სიდიდეს.

55-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია აირცვლის სქემა ორტაქტიან ძრავაში.

ასეთ ძრავაში ჰაერი წინასწარ იკუმშება სპეციალურ გამომქრეკ ტუმბოში (დაპკირხნი) და ცილინდრის გაწმენდისა და დამუხტვის



ნახ. 55. აირცვლის სქემა ორტაქტიან ძრავაში.

პროცესები მიმდინარეობს p_h წნევამდე შეკუმშული ჰაერის დაპკირხნის ხარჯზე.

ლიავრამაზე (ნახ. 55) $ბ$ შეესაბამება გამომქრეკ ფანჯრების (ან სარქვლების) გაღების დასაწყისს, $გ$ წერტილი—გამომქრეკ ფანჯრების დასაწყისს, $ე$ წერტილი—გამომქრეკ ფანჯრების დახურვას და $ა$ წერტილი—გამომქრეკ ფანჯრების (ან სარქვლები) დახურვას. ამრიგად, $ბ$ წერტილში იწყება ნამუშევარი აირების განდევ-

ნა, ხოლო $გ$ წერტილში—ცილინდრის გამოქრევა და დამუხტვა; ე. ი. ერთდროულად ხორციელდება აირების გამოდევნა და ჰაერის დაპკირხნა, რომელთაგან მეორე პროცესი მთავრდება $ე$ წერტილში, ხოლო პირველი— $ა$ წერტილში.

ორტაქტიანი ძრავას სამუშაო მოცულობა V_h არის ის მოცულობა, რომელსაც დგუში აღწერს თავისი სასარგებლო სვლის განმავლობაში (ნახ. 55); ე. ი.

$$V_h = V_h' - V_e, \quad (69)$$

სადაც V'_h არის დგუშის ერთი სვლის განმავლობაში აღწერილი სრული მოცულობა;

V_e — დაკარგული მოცულობა, ე. ი. მოცულობა, რომელსაც დგუშში აღწერს ქ. მ. წ.-დან გამომქრევი ფანჯრის დახურვის მომენტამდე.

ცილინდრის დაკარგული მოცულობის შეფარდებას მთლიანთან უწოდებენ მუშა სვლის დაკარგვის კოეფიციენტს:

$$\Delta = \frac{V_e}{V'_h} = \frac{V_d - V_a}{V'_h}, \quad (70)$$

საიდანაც ცილინდრის მუშა მოცულობა

$$V_h = V'_h - V_e = V'_h(1 - \Delta).$$

კუმშვის ხარისხის ნამდვილი სიდიდე

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_e} = \frac{V'_h(1 - \Delta) + V_c}{V_e} = \frac{V'_h(1 - \Delta)}{V_e} + 1. \quad (71)$$

ცილინდრის სრული მოცულობის შეფარდებას კუმშვის კამერის მოცულობასთან ეწოდება ორტაქტიანი ძრავას გეომეტრიული კუმშვის ხარისხი:

$$\varepsilon_0 = \frac{V'_h + V_c}{V_e} = \frac{V'_h}{V_e} + 1. \quad (72)$$

კავშირი ნამდვილ და გეომეტრიულ კუმშვის ხარისხებს შორის მყარდება შემდეგი გამოსახულებით:

$$\varepsilon = \frac{V'_h}{V_e} (1 + \Delta) + 1 = (\varepsilon_0 - 1)(1 - \Delta) + 1 = \varepsilon_0(1 - \Delta) + \Delta,$$

საიდანაც

$$\varepsilon = \varepsilon_0 - \Delta(\varepsilon_0 - 1) \quad (73)$$

ან

$$\varepsilon_0 = \frac{\varepsilon - \Delta}{1 - \Delta}. \quad (74)$$

შევსების პროცესის ენერჯიის ბალანსი

შევსების პროცესის ენერჯიის ბალანსი საჭიროა ამ პროცესის პარამეტრების საანგარიშოდ.

წინათ ენერჯიის ბალანსის შესადგენად იყენებდნენ მოსაზრებას; რომ აირის შიგა ენერჯია პროცესის დასასრულს (U_a) უნდა უდრიდეს

ახალი მუხტისა (U_{II}) და ნარჩენი აირების (U_r) შიგა ენერჯიათა ჯამს (ნახ. 51), ე. ი.

$$U_a = U_{II} + U_r. \quad (75)$$

შემდეგ გამოირკვა, რომ შესაძლებელია ამ ბალანსის დაზუსტება, თუ მხედველობაში მივიღებთ იმ მუშაობას, რომელსაც აირი მიწოდების დროს და ცილინდრის შიგნით ასრულებს, და აგრეთვე აირის შეთბობის სითბოს, რომელსაც ის რეზულტობს შემშვებ მილში გავლის დროს. ამ მოვლენათა მხედველობაში მიღებით პროფ. ვ. მასლენიკოვმა შეადგინა შევსების პროცესის ენერჯიის ბალანსი, რომელსაც შემდეგი სახე აქვს:

$$U_{II} + U_r + p_{II} V_h \eta_v + \Delta Q = U_a + p_a V_h. \quad (76)$$

სადაც, გარდა უკვე ცნობილი სიდიდეებისა,

$p_{II} V_h \eta_v$ — აირის მიწოდების მუშაობა;

$p_a V_h$ — აირის მუშაობა ცილინდრის შიგნით;

ΔQ — შეთბობის სითბო.

შემდეგი გამოკვლევებით დადასტურდა, რომ მუშაობა $p_{II} V_h \eta_v$ უმნიშვნელოდ განსხვავდება $p_a V_h$ მუშაობისაგან და საკმარისი სიზუსტით შეიძლება დავუშვათ, რომ $p_{II} V_h \eta_v = p_a V_h$. გარდა ამისა, ბალანსიდან გამოითიშება შეთბობის სითბო ΔQ , თუ შიგა ენერჯიას U_{II} ვიანგარიშებთ არა გარემოს T_{II} ტემპერატურის მიხედვით, არამედ იმ T'_{II} ტემპერატურის მიხედვით, როპელიც აირს ექნება შემშვებ სარქველთან.

სამაგიეროდ აუცილებელი გახდა ენერჯიის ბალანსში იმ ΔU_r შიგა ენერჯიის გათვალისწინება, რომელსაც ნარჩენი აირი კარგავს შევსების პროცესის დასაწყისში r -დან r' წერტილამდე (ნახ. 54) გაფაროების დროს.

გარდა ამისა, უნდა გავითვალისწინოთ ის ენერჯია U_A , რომელსაც მივიღებთ შევსების პროცესის განმავლობაში და რომელიც შეესაბამება აირის იმ კინეტიკურ ენერჯიას, რომელიც გარდაიქმნება სითბოდ.

მართლაც, შევსების პროცესის განმავლობაში, როცა დგუშა გაივლის თავისი სვლის დაახლოებით ნახევარს, მისი სიჩქარე იწყებს კლებას, მკვედარ წერტილში იპ აღწევს ნულს და შემდეგ იცვლის მიმართულებას. ცხადია, ასეთ პირობებში ცილინდრში დიდი სიჩქარით მიმავალი აირი (ან ჰაერი) დაეჭახება დგუშის ძირს, მისი სიჩქარე შემცირდება და კინეტიკური ენერჯია გადავა სითბოში. შევსების პროცესის დასასრულს აირის სიჩქარე $W_2 = 0$ და, მაშასადამე, მოძრავი აირის კინეტიკური ენერჯია მთლიანადაა გადასული სითბურ ენერჯიაში.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ დიზელთან შედარებით კარბურატორიან ძრავაში (განსაკუთრებით მისი დადროსელების დროს) ეს ენერგია ბევრად უფრო დიდი იქნება.

ყოველივე ზემონათქვამის საფუძველზე შევსების პროცესის ენერგიის ბალანსი შემდეგნაირად შეიძლება დაიწეროს:

$$U_a = U_{II} + U_r + U_A - \Delta U, \quad (77)$$

ან

$$U_a = U_{II} + \varphi U_r + U_A, \quad (78)$$

სადაც $\varphi = \frac{U_r - \Delta U}{U_r}$ არის კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ნარ-

ჩენი აირის შიგა ენერგიის შემცირებას შევსების დასაწყისში მისი გაფართოების გამო.

ენერგიის ბალანსი შევსების პროცესისათვის შეიძლება აგრეთვე შევადგინოთ პირობიდან, რომ ცილინდრის შევსებისას ახალი მუხტით ნარჩენი აირები გრილდება და მისი ტემპერატურა კლებულობს T_r -დან T_a -მდე. ამასთანავე, ნარჩენი აირების შესაბამისი სითბო გადაეცემა ახალ მუხტს, რის გამოც ის თბება და მისი ტემპერატურა მატულობს T_{II} -დან T_a -მდე. გარდა ამისა, ახალი მუხტი შეითვისებს სითბოს, რომელიც მიიღება ცილინდრში შემავალი აირის კინეტიკური ენერგიის გადასვლით სითბოში.

თუ ამასთანავე გავითვალისწინებთ ნარჩენი აირის შიგა ენერგიის შემცირებას შევსების პროცესის დასაწყისში, ენერგიის ბალანსი დაიწერება შემდეგი სახით:

$$M_r mc_{pr} (\varphi T_r - T_a) + U_A = M_{II} mc_{pII} (T_a - T_{II}). \quad (79)$$

დაწერილი ორივე ბალანსი ქვემოთ გამოყენებული იქნება შევსების პროცესის პარამეტრების საანგარიშოდ.

ცილინდრში მოხვედრილი მუხტის საშუალო ტემპერატურა

როგორც აღვნიშნეთ, შევსების პროცესისათვის ენერგიის ბალანსის შედგენის დროს ცილინდრში შემავალი მუხტის კინეტიკური ენერგია გადადის სითბოში. ამ გარემოებამ უნდა გამოიწვიოს მუხტის საშუალო ტემპერატურის გადიდება.

დასახელებული მოვლენის პრაქტიკული შემოწმებისათვის ჩატარებული იყო სპეციალური ექსპერიმენტი.

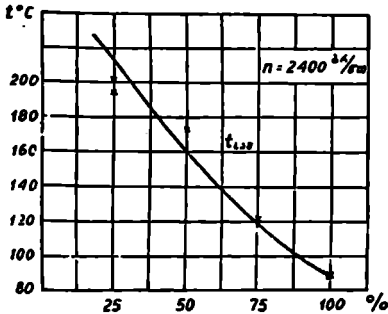
ЗНЛ — 120 ძრავას ერთ-ერთ ცილინდრში ასანთი სანთლის ნაცვლად ჩაზრახნილი იყო თერმომწვეილი, რომელიც ზომავდა ცილინდრში მოხვედრილი აირის საშუალო ტემპერატურას. ძრავა დადგმული

იყო ელექტროსაბალანსირო სტენდზე და დასახელებული ტემპერატურის გაზომვა ხდებოდა როგორც ხუთი ცილინდრით მომუშავე, ისევე იძულებით დაბრუნებულ ძრავაში.

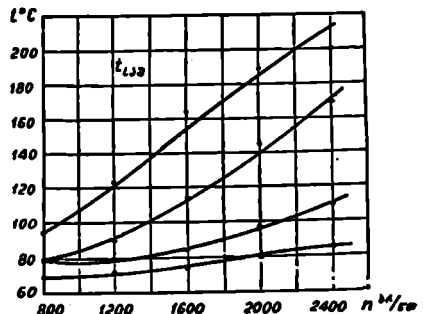
რადგანაც თერმოწყვილი ჩახრახნილი იყო ერთ-ერთი ცილინდრის ასანთი სანთლის ადგილზე, ამიტომ, ცხადია, მომუშავე ძრავას ამ ცილინდრში წვა არ ხდებოდა, მასში არ იყო ნარჩენი აირები და, მაშასადამე, თერმოწყვილით იზომებოდა ცილინდრში მოხვედრილი საწვავი ნარევის საშუალო ტემპერატურა.

ძრავას იძულებითი ბრუნვის დროს საწვავის მიწოდება წყდებოდა და ამგვარად იზომებოდა ცილინდრში მოხვედრილი სუფთა ჰაერის საშუალო ტემპერატურა.

56-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია მომუშავე ძრავასათვის ცილინდრში მოხვედრილი საწვავი ნარევის საშუალო ტემპერატურა.



ნახ. 56. ხუთი ცილინდრით მომუშავე ძრავაში მუხტის საშუალო ტემპერატურის ცვალებადობა.



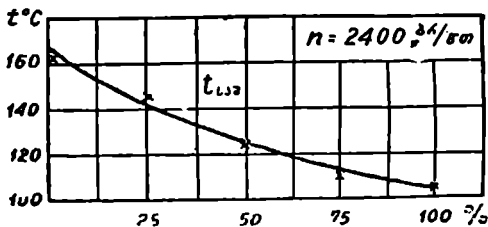
ნახ. 57. მუხტის საშუალო ტემპერატურის დამოკიდებულება ძრავას ბრუნთა რიცხვზე.

გრაფიკის ორდინატა გამოსახავს მუხტის საშუალო ტემპერატურას, ხოლო აბსცისა -- დროსელის გასავალ კვეთს პროცენტობით. ეს მრუდი, რომელიც შეესაბამება მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვს $n = 2400$ ბრ/წთ, გვიჩვენებს, რომ აღწერილ შემთხვევაში მუხტის დადროსელების დროს მისი საშუალო ტემპერატურა ცილინდრში შესამჩნევად მატულობს.

57-ე ნახ-ზე გამოსახულია მუხტის საშუალო ტემპერატურის ცვალებადობა მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე დამოკიდებულებით დროსელის სხვადასხვა გაღებისათვის. როგორც გრაფიკი გვიჩვენებს, ტემპერატურა $t_{საწ}$ მატულობს ბრუნთა რიცხვის ზრდასთან ერთად. ამასთანავე, ბრუნთა რიცხვის გავლენა მით უფრო მნიშვნელოვანია, რაც უფრო მცირეა დროსელის გასავალი კვეთი.

დადროსელების დროს ცილინდრში მოხვედრილი ჰაერის საშუალო ტემპერატურის მნიშვნელოვანი მატება შეინიშნება აგრეთვე ძრავას იძულებითი ბრუნვის დროს (ნახ. 58), როდესაც არ არსებობს სითბოს რაიმე უშუალო წყარო.

მუხტის საშუალო ტემპერატურის მატება დადროსელების დროს შედეგია იმისა, რომ ცილინდრში შესვლის შემდეგ წარმოებს მოძრავი მუხტის კინეტიკური ენერგიის გადასვლა სითბურ ენერგიაში. დადროსელების დროს, მართალია, კლებულობს მუხტის მასა, მაგრამ ინტენსიურად მატულობს სიჩქარე, რის შედეგად მატულობს მისი კინეტიკური ენერგია და, მასასადამე, ცილინდრში მუხტის მიერ შეთვისებული სითბო, რასაც თან სდევს ტემპერატურის მატება.



ნახ. 58. ჰაერის მუხტის საშუალო ტემპერატურის ცვალებადობა ძრავას იძულებითი ბრუნვის დროს.

ცილინდრში მოხვედრილი მუხტი იკუმშება და შემდეგ ფართოვდება და ცილინდრში ჩახრახნილი თერმოწყვეილი გვიჩვენებს მის რაღაც საშუალო ტემპერატურას. ცხადია, ეს საშუალო ტემპერატურა უშუალოდ იქნება დამოკიდებული ცილინდრში შემავალი მუხტის ტემპერატურაზე, რის გამო საშუალო ტემპერატურის მიმართ გაკეთებული დასკვნა მისი ცვალებადობის შესახებ გავრცელდება შევსების ბოლოს აირის ტემპერატურაზედაც.

ამრიგად, შეიძლება დარწმუნებით ვთქვათ, რომ შევსების პროცესის ენერგიის ბალანსის შედგენის დროს უნდა გავითვალისწინოთ ცილინდრის შიგნით მუხტის კინეტიკური ენერგიის გარდაქმნა სითბოდ.

ეს გარემოება ძალიან შესამჩნევია კარბურატორიანი ძრავასათვის, განსაკუთრებით მისი მუშაობისას სადროსელო რეჟიმებზე, სწრაფსელიან დიზელებში ის ნაკლებად შესამჩნევია, ხოლო ნელსელიან დიზელებში თითქმის შეუმჩნეველია.

აქ, რა თქმა უნდა, გადაწყვეტი მნიშვნელობა აქვს იმას, რომ დიზელებში მუხტის დადროსელება არაა გამოყენებული.

მუხტის ტემპერატურა შემშვებ სარქველთან

შემშვებ მილში გავლის დროს მუხტი სითბოს განსაზღვრულ რაოდენობას მილის გაცხელებული კედლებისაგან ღებულობს და ამის გამო წარმოებს მუხტის შეთბობა. მუხტის ტემპერატურა T_{H} , რომელიც დამყარდება შემშვებ სარქველთან, შეიძლება გამოვსახოთ ტოლობით:

$$T'_{\text{H}} = T_{\text{H}} + \Delta T, \quad (80)$$

სადაც T_{H} არის ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურა;

ΔT — ტემპერატურის ნამატი შეთბობის გამო.

კარბურატორიანი ძრავებისათვის ΔT -ს სიდიდის შეფასების დროს მხედველობაში უნდა მივიღოთ ის გარემოება, რომ შემშვებ მილში მუხტის მოძრაობასთან ერთად წარმოებს საწვავის აორთქლება, რაზედაც სითბოს განსაზღვრული რაოდენობა იხარჯება და ამით შეთბობის ეფექტი მცირდება.

ცხადია, თვითაალებად და აირით მომუშავე ძრავებში ასეთ მოვლენას ადგილი არ ექნება.

ზოგიერთ კარბურატორიან ძრავაში საწვავის აორთქლების გასაუმჯობესებლად მოწყობილია შემშვები მილის სპეციალური შეთბობა, რაც ΔT -ს ზრდას იწვევს.

ძლიერი შეთბობა არაა ხელსაყრელი, რადგანაც ის ამცირებს მუხტის სიმკვრივეს და, მაშასადამე, ცილინდრის შევსებას, რასაც თან სდევს ძრავას სიმძლავრის შემცირება. ამავე დროს კარბურატორიან ძრავაში არასაკმარისი შეთბობა შეიძლება გახდეს ძრავას სიმძლავრის შემცირებისა და მისი შიგა ნაწილების დაჩქარებული ცვეთის მიზეზი, რადგანაც ამ დროს არ მოხდება საწვავის საკმარისი აორთქლება, გაჩნდება თხევადი საწვავის მნიშვნელოვანი ფენა შემშვები მილის კედლებზე და ადგილი ექნება საწვავის კონდენსაციას ცილინდრში.

ძრავას ბრუნთა რიცხვი მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს შეთბობის სიდიდეზე. ბრუნთა რიცხვის მატების დროს, მიუხედავად იმისა, რომ შემშვები მილის კედლების ტემპერატურა იზრდება, მუხტის შეთბობა მცირდება, ეს ხდება იმის გამო, რომ ამ დროს მუხტი უფრო სწრაფად მოძრაობს, მცირე დროის განმავლობაში ეხება მილის ცხელ კედლებს და ამიტომ ნაკლებ სითბოს ღებულობს.

მაგალითად, თბილისის მანქანათმცოდნეობის ინსტიტუტში ЗИЛ-120 ძრავას გამოცდის დროს (ინჟ. ვ. კერენაშვილი) ბრუნთა რიცხვის 800-დან 2400-მდე მომატებისას ტემპერატურა პირველი ცილინდრის შემშვებ სარქველთან შემცირდა 40°-დან 31°C-მდე; ამ დროს ძრავა

შუშაობდა სრული დატვირთვით და გარემოს ტემპერატურა შეადგენდა 23°C.

დასახელებული გამოცდების საფუძველზე დაახლოებით:

$$\Delta T = 22 - 0,0006 n. \quad (81)$$

სხვადასხვა ტიპის ძრავებისათვის შეიძლება მივიღოთ ΔT -ს შემდეგი საშუალო მნიშვნელობანი:

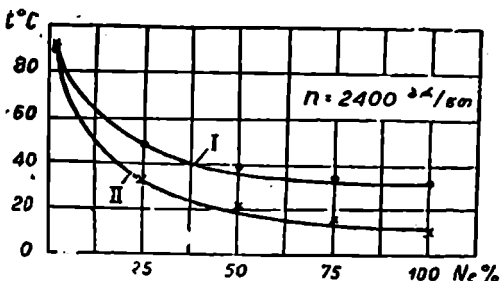
ბენზინის ძრავებისათვის $8 \div 30^\circ$;

დიზელებისათვის $10 \div 25^\circ$;

სპეციალური შეთბობის მქონე ძრავებისათვის $60 \div 110^\circ$.

ბენზინით მომუშავე ისეთი ძრავებისათვის, რომელთაც შემშვები და გამომშვები მილები სხვადასხვა მხარეზე აქვს, დასაშვებია პირობა $\Delta T = 0$; აქ იგულისხმება, რომ შეთბობით მიღებული სითბო მთლიანად იხარჯება საწვავის აორთქლებაზე.

59-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია გრაფიკი, სადაც გამოსახულია ძრავას დატვირთვაზე დამოკიდებულებით შემშვებ მილში გამავალი აირის ტემპ-



ნახ: 59. შემშვებ მილში შემავალი აირის ტემპერატურის დამოკიდებულება ძრავას დატვირთვაზე: I—პირველი ცილინდრის შემშვებ სარქველთან; II—კარბურატორის ქვეშ.

პერატურის ცვალებადობა. აქ ზედა მრუდი (I) გამოსახავს აირის ტემპერატურას პირველი ცილინდრის შემშვებ სარქველთან (T''_1), ხოლო ქვედა მრუდი (II) — იმავე აირის ტემპერატურას უფრო ადრე, კარბურატორის ქვეშ.

როგორც გრაფიკი გვიჩვენებს, კარბურატორიდან გამოსვლის შემდეგ აირის ტემპერატურა ჯერ კლებულობს, ხოლო შემდეგ იზრდება. ეს იმით აიხსნება, რომ პირველ პერიოდში ბევრი სითბო მოდის საწვავის აორთქლებაზე, ხოლო შემდეგ თავის გავლენას ახდენს შეთბობა.

საინტერესოა ყურადღება მივაქციოთ იმ გარემოებას, რომ ზოგ შემთხვევაში აირის ტემპერატურა საწვავის ინტენსიური აორთქლების გამო კარბურატორიდან გამოსვლის მომენტში გარემოს ტემპერატურაზე ნაკლებია. მაგალითად, სრული დატვირთვით ძრავას მუშაობის დროს კარბურატორის ქვეშ აირის ტემპერატურა იყო 12°C , იმ დროს, როდესაც გარემოს ტემპერატურა აღწევდა 23°C -ს.

მეტად საინტერესოა ისიც, რომ შემშვებ მილში გამავალი აირის ტემპერატურა მატულობს ძრავას დატვირთვის შემცირების დროს (ე. ი. მაშინ, როდესაც ძრავას საერთო ტემპერატურული რეჟიმი ეცემა) და მაქსიმუმს აღწევს ძრავას უქმი სვლით მუშაობის დროს. ჩვენს შემთხვევაში, როგორც ამას გრაფიკი გვიჩვენებს, ამ ტემპერატურამ გადააჭარბა 80°C -ს.

ამის მიზეზი ისაა, რომ კარბურატორიან ძრავაში დატვირთვის შემცირება დადროსელებას ნიშნავს, რაზედაც განსაზღვრული ენერჯია იხარჯება. ეს ენერჯია იწვევს აირის სიჩქარის გადიდებას, რომელიც შემშვებ მილის კედლებზე აირის შეჯახების დროს სითბურ ენერჯიაში გადადის და იწვევს მის ტემპერატურის გადიდებას.

გრაფიკი (ნახ. 39) ავებულის თბილისის მანქანათმშობლის ინსტიტუტში ЗИЛ — 120 ძრავას გამოცდის შედეგების მიხედვით, გამოცდა ჩაატარეს ინჟინრებმა ვ. კერენაშვილმა, კ. გიგაურმა და გ. სიმუტინმა.

ნარჩენი აირის პარამეტრები

ნარჩენი აირები მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ძრავას მუშაობაზე. დიზელის ოთხტაქტიან ძრავებში მათი რაოდენობა შეადგენს $3 \div 4\%$ სამუშაო ნარევის მთლიანი რაოდენობიდან, კარბურატორიან ძრავებში კი ეს რაოდენობაა $7 \div 9\%$ სრული დროსელით მუშაობის დროს და $22 \div 29\%$ უქმ სვლაზე.

ორტაქტიან ძრავებში ნარჩენი აირების რაოდენობა დამოკიდებულია გამოქრევის ხარისხზე და სხვადასხვა ტიპის ძრავებისათვის შეიძლება იცვლებოდეს დიდ ფარგლებში. ნარჩენი აირები, შეერევა რა ახალ მუხტს, ამცირებს მასში ჟანგბადის კონცენტრაციას და აუარესებს წვის პროცესს. მიღებულია, რომ ნარჩენი აირების მოცულობა განსაზღვრება კუმშვის კამერის V_c მოცულობით.

ძრავას თბური გაანგარიშებისათვის აუცილებელია წინასწარ შევიჩინოთ ნარჩენი აირების წნევა და ტემპერატურა, რაც გართულებულია იმით, რომ ისინი დიდადა დამოკიდებული ძრავას კუმშვის ხა-

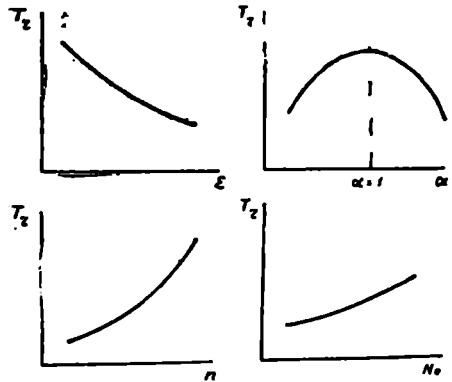
რისხზე, მუხლა ლილის ბრუნთა რიცხვზე, დატვირთვასა და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე. ამ მიზეზის გამო ძრავას თბური გაანგარიშების ჩატარების წინ ნარჩენი აირის წნევასა და ტემპერატურას ლებულობენ არსებული მსგავსი ძრავების გამოცდის შედეგების მიხედვით ან, ზოგ შემთხვევაში, ანგარიშობენ ემპირიული ტოლობებით.

ნარჩენი აირის T_r ტემპერატურის დამოკიდებულება კუმშვის ხარისხზე, ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე, ძრავას ბრუნთა რიცხვსა და მის დატვირთვაზე — სქემატურად გამოსახულია გრაფიკზე (ნახ. 60).

არსებული შიგაწვის ძრავებისათვის, სრული დატვირთვით მათი მუშაობის შესაბამისად, შეიძლება მივიღოთ:

1. კარბურატორიანი ძრავებისათვის $900 \div 1100^\circ K$,
2. ღიზელებისათვის $600 \div 900^\circ K$.

პროცესის სწრაფად მიმდინარეობის გამო ნარჩენი აირის ტემპერატურის უშუალო გაზომვა მეტად რთულდება. დღემდე არ არსებობს ისეთი ხელსაწყო, რომელიც საკმარისი სიზუსტით ჩაწერდა ცილინდრში მყოფი აირის ტემპერატურის ცვალებადობას ციკლის მიმდინარეობასთან



ნახ. 60. T_r -ის დამოკიდებულება ϵ -ზე α -ზე, n -სა და N_e -ზე.

ერთად და, მაშასადამე, მოგვემდა ტემპერატურის სიდიდეს, რომელიც აირს ექნება განდევნის პროცესის დასასრულს.

ამიტომ ცილინდრიდან განდევნილი აირის საშუალო ტემპერატურას გამომშვებ სარქველთან ზომავენ და გამოთვლების დროს მას იღებენ, როგორც, ნარჩენი აირის ტემპერატურას.

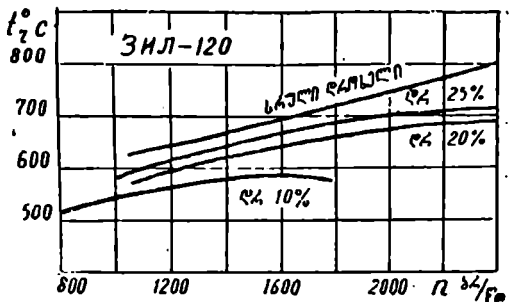
ტემპერატურის ასეთი გაზომვა ადვილად ხერხდება ჩვეულებრივი თერმომწყვილის დახმარებით.

მიღებული წესი, რა თქმა უნდა, არ არის ზუსტი და განსაზღვრულ ცდომილებას იძლევა.

61-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია გამომშვებ სარქველთან გაზომილი ნამუშევარი აირის ტემპერატურის ცვალებადობა ბრუნთა რიცხვისა და დატვირთვისაგან დამოკიდებულებით ЗИЛ — 120 ძრავასათვის.

62-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ამავე ტემპერატურის დამოკიდებულება ბრუნთა რიცხვზე სხვადასხვა კუმშვის ხარისხის დროს ერთცილინდრიანი კარბურატორიანი ძრავასათვის.

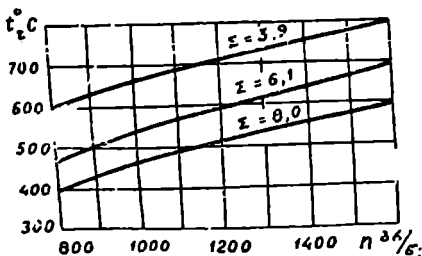
63-ე ნახ-ზე გამოსახულია ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე დამოკიდებულებით ნარჩენი აირების ტემპერატურის ცვალებადობის ხასიათი გრიგალური კამერის მქონე დიზელებისათვის.



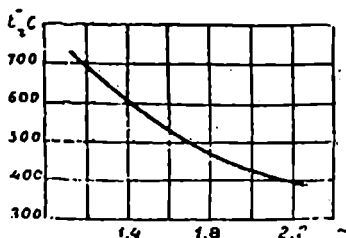
ნახ. 61. ნარჩენი აირის ტემპერატურის ცვალებადობა 3HJ-120 ძრავასათვის.

პირველი ორი გრაფიკი აგებულია ავტორის მიერ ჩატარებულ ცდების საფუძველზე, ხოლო მესამე — პროფ. ნ. ბროლინგის მონაცემების მიხედვით.

64-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია გამომშვებ მილში გაზომილი ნამუშევარი



ნახ. 62. ნარჩენი აირის ტემპერატურის ცვალებადობა ერთცილინდრიანი ძრავასათვის.



ნახ. 63. ნარჩენი აირის ტემპერატურის ცვალებადობა დიზელისათვის.

აირების ტემპერატურის ცვალებადობა კუმშვის ხარისხისაგან დამოკიდებულებით სხვადასხვა ბრუნთა რიცხვების დროს.

ეს მონაცემები ეკუთვნის ინჟ. თ. ნაზარიშვილს, რომელიც მან

მიიღო ЗИЛ — 120 ძრავას გამოცდის დროს ქუთაისის საავტომობილო ქარხანაში.

ზემოთ ნაჩვენები დიაგრამების განხილვა გვიჩვენებს, რომ ნარჩენი და, საერთოდ, ნამუშევარი აირების ტემპერატურა მატულობს, როდესაც იზრდება ძრავას ბრუნთა რიცხვი და დატვირთვა ან კლებულობს კუმშვის ხარისხი.

ძრავას ბრუნთა რიცხვის გადიდებით აირის ტემპერატურის ზრდა იმითაა გამოწვეული, რომ ამ დროს მცირდება ერთი ციკლის განმავლობაში ცილინდრის კედლებთან აირის შეხების დრო და, მაშასადამე, გადაცემული სითბოს რაოდენობა. ასეთ პირობებში აირს რჩება მეტი სითბო და მისი ტემპერატურა უფრო მაღალია.

დატვირთვის გადიდების დროს აირის ტემპერატურის მატება შედეგია ცილინდრში საწვავის რაოდენობის ზრდისა.

კუმშვის ხარისხის გადიდებით, მიუხედავად იმისა, რომ მატულობს აირის ტემპერატურა წვის დასასრულს, ღრმა გაფართოების გამო ნარჩენი აირის ტემპერატურა მცირდება.

ნარჩენი აირების ტემპერატურაზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს აგრეთვე ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი α . ჩვეულებრივ, ეს ტემპერატურა უდიდესია მაშინ, როდესაც $\alpha = 1$. ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის როგორც შემცირება, ასევე გადიდება იწვევს აირის ტემპერატურის კლებას. ეს იმით აიხსნება, რომ პირველ შემთხვევაში ჟანგბადის ნაკლებობის გამო საწვავი მთლიანად არ იწვის, ხოლო მეორე შემთხვევაში სითბო იხარჯება ჰარბი ჰაერის გათბობაზე.

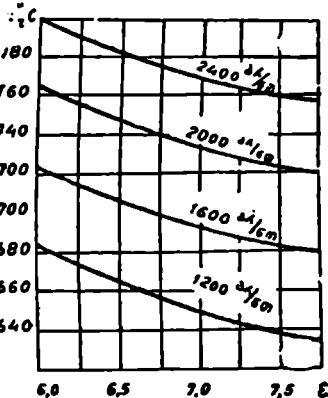
ზოკ შემთხვევაში ნარჩენი აირის ტემპერატურის გასაანგარიშებლად იყენებენ ემპირიულ ტოლობებს:

როცა: $\alpha \geq 1$,

$$t_r = \frac{1450}{\varepsilon} + \frac{1092}{\alpha} - 767 + 0,14 n; \quad (82)$$

როცა $\alpha < 1$,

$$t_r = \frac{1450}{\varepsilon} - \frac{738}{\alpha} + 1063 - 0,14 n. \quad (83)$$



ნახ. 64. ნარჩენი აირის ტემპერატურის დამოკიდებულება კუმშვის ხარისხზე.

უნდა აღვნიშნოთ, რომ მოყვანილი ემპირიული ტოლობების გამოყენება მათი მცირე სიზუსტის გამო შეზღუდულია.

იმისათვის, რომ ნამუშევარი აირი ცილინდრიდან ატმოსფეროში გამოიღვენოს, მან უნდა დაძლიოს ატმოსფერული p_{II} წნევა და გამოშვები სისტემის ჰიდრაულიკური წინაღობა (ნახ. 51), მაშასადამე, ნარჩენი აირის წნევა შეიძლება გამოისახოს ტოლობით:

$$p_r = p_{II} + \Delta p_r,$$

სადაც Δp_r არის გამოშვები სისტემის ჰიდრაულიკური წინაღობის შესაბამისი წნევა.

Δp_r სიდიდე დამოკიდებულია გამოშვები სისტემის კონსტრუქციასზე, კერძოდ, გამოშვები სარქვლის გასავალი კვეთის სიდიდეზე, გამოშვები მილის ზომებზე, მუხლების რაოდენობაზე, მილის შიგა ზედაპირის დამუშავების სისუფთავესა და მყუჩის არსებობაზე.

გარდა ამისა, Δp_r მნიშვნელოვნად იზრდება ძრავას ბრუნთა რიცხვის ზრდით იმიტომ, რომ ბრუნთა რიცხვის მატება იწვევს ნამუშევარი აირის განდევნის სიჩქარის ზრდას.

თანამედროვე ოთხტაქტიან ძრავებისათვის ნარჩენი აირის წნევა იცვლება $p_r = (1,05 \div 1,25) p_{II}$ ზღვრებში.

ზოგ შემთხვევაში ნარჩენი აირის წნევას ოთხტაქტიანი ძრავასათვის ანგარიშობენ ემპირიული ტოლობით:

$$p_r = p_{II} (1 + 0,55 \cdot 10^{-4} n) \text{ კგ/სმ}^2, \quad (84)$$

სადაც n არის მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში.

ორტაქტიან ძრავებში ნარჩენი აირების წნევა დამოკიდებულია გამოჭრევის მიღებულ სქემაზე და იცვლება დიდ ზღვრებში.

საკიროა აღინიშნოს, რომ ნორმალური ატმოსფერული პირობებისათვის ზემოაღნიშნულ გამოსახულებებში უნდა მივიღოთ $p_{II} = p_0$.

იმის შესაფასებლად, თუ რამდენადაა გაჭუქყიანებული ახალი მუხტი ნარჩენი აირებით, როგორც ვთქვით, შემოღებულია ცნება ნარჩენი აირის კოეფიციენტის შესახებ, რომლისთვისაც გვაქვს.

$$\gamma = \frac{M_r}{M_{II}}.$$

თერმოდინამიკის ცნობილი განტოლების საფუძველზე შეიძლება დავწეროთ:

$$M_r = \frac{p_r V_c'}{8314 T_r} \text{ და } M_{II} = \frac{p_{II} V_{II} \eta_v}{8314 T_{II}}.$$

რ-ს გამოსახულებაში ამ ტოლობების შეტანით ვღებულობთ:

$$\gamma = \frac{p_r V_c T_{II}}{\rho_{II} V_h \tau_{\theta} T_r}$$

ან საბოლოოდ,

$$\gamma = \frac{p_r}{p_0} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{\eta_{\theta}} \frac{T_{II}}{T_r} \quad (85)$$

მიღებული გამოსახულებიდან ჩანს, რომ ნარჩენი აირის კოეფიციენტი მცირდება კუმშვის ხარისხის, შეესების კოეფიციენტისა და ნარჩენი აირის ტემპერატურის გადიდებით და ნარჩენი აირის წნევის შემცირებით.

კარბურატორიან ძრავებში დადროსელების (სადროსელო მისაფარის მიხურვის) დროს ძლიერ მცირდება შეესების კოეფიციენტი, რასაც თან სდევს ნარჩენი აირის კოეფიციენტის მკვეთრი ზრდა. მთლიანი დროსელით ასეთი ძრავას მუშაობისათვის შეიძლება მივიღოთ $\gamma = 0,07 \div 0,09$.

მაღალი კუმშვის ხარისხის გამო დიზელებში ნარჩენი აირის კოეფიციენტი უფრო მცირეა და იცვლება ზღვრებში: $\gamma = 0,03 \div 0,04$.

იმის შესაფასებლად, თუ როგორ გავლენას ახდენს ნარჩენი აირის პარამეტრების არასწორი შერჩევა ძრავას თბური გაანგარიშების შედეგებზე, ჩატარებული იყო სპეციალური გამოთვლები.

გამოიკვია, რომ ნარჩენი აირის ტემპერატურის შეცვლა 100°-ით ცვლის შეესების ტემპერატურას 1,4%-ით, ხოლო ნარჩენი აირის წნევის შეცვლა 0,1 კგ/სმ²-ით ცვლის ამავე ტემპერატურას 1,1%-ით.

შეესების კოეფიციენტი

ცილინდრების ახალი მუხტით შეესების შესაფასებლად იყენებენ შეჭაების კოეფიციენტს, რომელიც წარმოადგენს ცილინდრში ერთი ციკლის განმავლობაში ნამდვილად მოხვედრილი ახალი მუხტის G_c მასის შეფარდებას იმ მუხტის თეორიულ G_m მასასთან, რომელიც შეიძლება მოთავსებულიყო ცილინდრის მუშა V_h მოცულობაში გარემოს წნევისა და ტემპერატურის პირობებში.

ამ განმარტების შესაბამისად შეესების კოეფიციენტისათვის გვექნება:

$$\eta_c = \frac{G_c}{G_m} \quad 86)$$

თუ ახალი მუხტის სიმკვრივეს გარემოს პირობებში აღვნიშნავთ γ_n -ით, მაშინ გვექნება $G_6 = V' \gamma_n$ და $G_0 = V_h \gamma_n$, რაც უფლებას გვაძლევს დავწეროთ:

$$\eta' = \frac{V'}{V_h},$$

სადაც V' არის ცილინდრში ნამდვილად მოხვედრილი მუხტის გარემოს პირობებზე დაყვანილი მოცულობა.

მიღებული ფორმულა უფლებას გვაძლევს ჩამოვაცალიბოთ შევსების კოეფიციენტის მეორე განსაზღვრა, რომლის მიხედვითაც ის წარმოადგენს ერთი ციკლის განმავლობაში ცილინდრში ნამდვილად მოხვედრილი მუხტის გარემოს პირობებზე დაყვანილი მოცულობის შეფარდებას ცილინდრის მუშა მოცულობასთან.

იმიტომ, რომ შევსების კოეფიციენტს შეეძლოს ძრავას კონსტრუქციის დახასიათება, მას უფარდებენ იმ გარემო პირობებს, რომელშიაც ძრავა მუშაობს განსახილავ მომენტში. აქედან გამომდინარეობს, რომ შეიძლება შეიცვალოს გარემო პირობები, ხოლო შევსების კოეფიციენტი უცვლელი დარჩეს.

ვინაიდან მულმივი ტემპერატურის პირობებში აირის რაოდენობა მისი წნევის პროპორციულია, ამიტომ ატმოსფერული ჰაერის წნევის ცვალებადობამ არ უნდა მოახდინოს გავლენა შევსების კოეფიციენტის სიდიდეზე.

რაც შეეხება ცილინდრში შემავალი აირის ტემპერატურას, ის ნაწილობრივ ახდენს გავლენას შევსების კოეფიციენტზე, რადგანაც, როგორც ექსპერიმენტები ადასტურებს, ცილინდრში მოხვედრილი მუხტის სიდიდე იცვლება შემავალი აირის ტემპერატურიდან კვადრატული ფესვის უკუპროპორციულად.

თუ ცილინდრში მუხტის მიწოდება იძულებით წარმოებს (ე. ი. გამოყენებული ჩაბერვა), მაშინ გარემო პირობებზე უნდა მივიღოთ მუხტის ის ტემპერატურა T_h და წნევა p_h , რომლებიც დამყარდება დაპირხნის შემდეგ.

შევსების კოეფიციენტის გაზრდის მიზნით იყენებენ აირგანაწილების ფაზებს, რაც იმას ნიშნავს, რომ შემშვები სარქველის გაღებისა და ჩაკეტვის მომენტები არ ხვდება მკვდარ წერტილებს, კერძოდ, შემშვები სარქველი იღება დგუშის მისვლამდე ზედა მკვდარ წერტილში და იხურება დაგვიანებით, ქვედა მკვდარი წერტილის შემდეგ.

შევსების კოეფიციენტის განსაზღვრისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ რაოდენობრივი ბალანსი შევსების პროცესის განმავლობაში, რომელსაც შემდეგი სახე ექნება:

$$M_a = M_r + M_H. \quad (87)$$

ეს ბლანსი შეიძლება ასე წავიკითხოთ: აირის რაოდენობა შევსების დსსსრულს (M_a) წარმოადგენს ნარჩენი, აირისა (M_r) და ახლად შეწოვილი (უტის (M_H) ჯამს; ამ შემთხვევაში აირების რაოდენობა გაზოსაქულია ზოლებში. ასეთსავე შედეგს მივიღებთ, თუ აირის რაოდენობას გაზოვსახავთ მასის ერთეულებში. თერმოდინამიკის ცნობილი

$$M = \frac{pV}{8314 T} \quad \text{ტოლობის საფუძველზე შეიძლება დაეწეროდ:}$$

$$M_a = \frac{p_a V_a}{8314 T_a}; \quad M_r = \frac{p_r V_c}{8314 T_r} \quad \text{და} \quad M_H = \frac{p_H V_H \eta_v}{8314 T_H},$$

რაც გვაძლევს:

$$\frac{p_a V_a}{T_a} = \frac{p_r V_c}{T_r} + \frac{p_H V_H \eta_v}{T_H}.$$

თუ განტოლების ყველა წევრს გავყოფთ კუმშვის კამერის V_c მოცულობაზე და გავიხსენებთ, რომ

$$\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon \quad \text{და} \quad \frac{V_H}{V_c} = \frac{V_a - V_c}{V_c} = \varepsilon - 1,$$

მაშინ მივიღებთ:

$$\frac{p_a \varepsilon}{T_a} = \frac{p_r}{T_r} + \frac{p_H (\varepsilon - 1)}{T_H} \eta_v$$

საიდანაც .

$$\eta_v = \left(\frac{p_a \varepsilon}{T_a} - \frac{p_r}{T_r} \right) \frac{T_H}{p_H (\varepsilon - 1)} \quad (88)$$

ან ნორმალური ატმოსფერული პირობებისათვის

$$\eta_v = \left(\frac{p_a \varepsilon}{T_a} - \frac{p_r}{T_r} \right) \frac{T_0}{p_0 (\varepsilon - 1)}. \quad (89)$$

ამ ფორმულის გამოყენება η_v -ს გამოთვლისათვის გაძნელებულია, ვინაიდან მასში შედის ჩვენთვის ჯერჯერობით უცნობები p_a და T_a , მაგრამ ის ძალიან მარჯვია η_v -ს ცვალებადობის ანალიზისათვის.

პრაქტიკაში უფრო ხშირად მსგავსი ძრავების მიხედვით შეირჩევენ ზოლმე შევსების კოეფიციენტის სიდიდეს და ამის შემდეგ ანგარიშობენ შევსების წნევას p_a . რა თქმა უნდა, მისაღებია შებრუნებული პირობაც, როცა შევირჩევთ p_a -ს და ვინგარიშებთ η_v -ს.

ღიზელის ძრავებში, ვინაიდან მის შემშვებ სისტემაში სადროსელო მისაფარი არ კეთდება, შევსების კოეფიციენტი შეიცვლება მხოლოდ ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობის გამო.

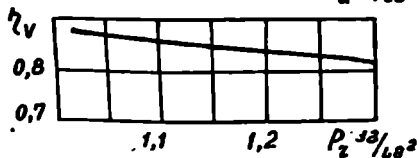
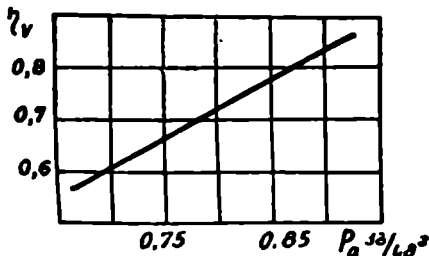
კარბურატორიან და აირით მომუშავე ძრავებში სადროსელო მისაფარის არსებობის გამო შევსების კოეფიციენტი მკვეთრად იცვლება დატვირთვის ცვალებადობასთან ერთად.

ჩვეულებრივ, სახელმძღვანელოებსა და კატალოგებში ასახელებენ ძრავას შევსების კოეფიციენტის იმ მნიშვნელობას, რომელიც შეესაბამება მის მუშაობას სრული დატვირთვის დროს მინიმალურ ბრუნთა რიცხვით.

თანამედროვე საავტოტრაქტორო ძრავებისთვის შევსების კოეფიციენტი შეადგენს:

- კარბურატორიანი ძრავებისათვის $0,65 \div 0,85$;
- ღიზელებისათვის $0,75 \div 0,90$.

შევსების კოეფიციენტის სიდიდე ძირითადად დამოკიდებულია შეწოვის p_a წნევაზე და, მასასადამე, ყველა იმ ფაქტორზე, რომლებიც გავლენას ახდენს p_a -ზე. მათ შორის ძირითადად აღსანიშნავია შემშვები სისტემის ჰიდრაულიკური წინაღობა და ძრავას ბრუნთა რიცხვი.



ნახ. 65. η_v -ს დამოკიდებულება p_a -სა და p_r -ზე.

შევსების კოეფიციენტზე აგრეთვე გავლენას ახდენს ნარჩენი აირის წნევა p_r , რომლის ზრდა იწვევს η_v -ს შემცირებას.

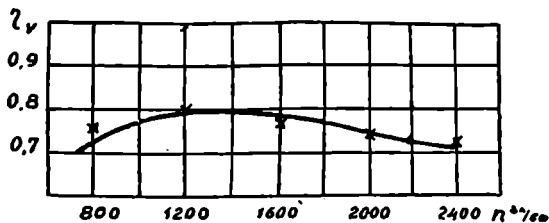
65-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია η_v -ს დამოკიდებულება p_a -სა და p_r -ზე, ხოლო 66-ე ნახ-ზე— η_v -ს დამოკიდებულება ბრუნთა რიცხვზე.

ბრუნთა რიცხვის გადამეტებულად შემცარების შემთხვევაში η_v -ს შემცირება იმით აიხსნება, რომ ამ დროს მოძრავი აირის (ან ჰაერის) ინერცია უმნიშვნელოა, გა-

ნაწილების ფაზები ამ რეჟიმისათვის აღარაა ოპტიმალური და შევსების დასასრულს ხდება ცილინდრიდან შემშვებ მილში აირის უკან გამოდევნა.

შეთბობის ΔT ტემპერატურის ზრდა მნიშვნელოვნად ამცირებს ცილინდრების შევსებას, რადგანაც ამ დროს მცირდება მუხტის სიმკვრივე.

კუმშვის ხარისხის გავლენა შევსების კოეფიციენტზე უმნიშვნელოა და პრაქტიკულად არ შეიმჩნევა.



ნახ. 66. 70-ს დამოკიდებულება ბრუნთა რიცხვზე KAZ-120 ძრავასათვის.

აირის წნევა და ტემპერატურა შევსების დასასრულს

ოთხტაქტიანი ძრავას შევსების პროცესის დამთავრების პარამეტრებად, ჩვეულებრივ, ღებულობენ აირის მაჩვენებლებს ქ. მ. წ-ში, ე. ი. a წერტილში (ნახ. 54).

ამრიგად, წნევა და ტემპერატურა შევსების დასასრულს იქნება p_a და T_a .

თუ შემშვები სისტემის წინალობის დასაძლევად საჭირო წნევა შეადგენს Δp_a კგ/სმ²-ს, მაშინ შევსების წნევა

$$p_a = p_{II} - \Delta p_a. \quad (90)$$

კარბურატორიან და აირით მომუშავე ძრავებში, სადაც გამოყენებულია სიმძლავრის რეგულირების რაოდენობრივი მეთოდი, დატვირთვის ცვლასთან ერთად იცვლება სადროსელო მისაფარის მდგომარეობა, რაც მკვეთრად ცვლის შემშვები სისტემის წინალობას და, მაშასადამე, შევსების წნევას. მთლიანი დატვირთვით ასეთი ძრავას მუშაობას შეესაბამება სადროსელო მისაფარის სრული გაღება და ამიტომ შევსების უდიდესი წნევა (ე. ი. მინიმალური გაუზიარება).

შევსების წნევა დამოკიდებულია აგრეთვე მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე, რომლის მატება იწვევს შემშვები სისტემის წინალობის გადიდებას და ამის გამო p_a -ს შემცირებას.

ღიზელებში სიმძლავრის ხარისხობრივი რეგულირების გამო სადროსელო მისაფარი საჭირო არაა, ამიტომ ასეთ შემთხვევაში p_a

დამოკიდებული იქნება მხოლოდ შევსების სიჩქარესა და ამიტომ მუხ-
ლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე.

p_a -ს სიდიდეზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ჰაერმწმენდი, რო-
მელიც ამცირებს შევსების წნევას $0,04 \div 0,06$ კგ/სმ² სიდიდით.
აღსანიშნავია, რომ ჰაერმწმენდის მოუვლელობამ და დაგვიანებულმა
გაწმენდამ შეიძლება შეწოვის წინაღობა იმდენად გაზარდოს, რომ
ძრავას ამუშავება შეუძლებელიც კი გახდეს.

მთლიანი დროსელით მუშაობის დროს არსებული კარბურატორია-
ნი ძრავებისათვის შევსების წნევა ცვალებადობს $p_a = 0,7 \div 0,9$ კგ/სმ²
ზღვრებში. სადროსელო მისაფარის მიხურვით შევსების წნევა მცირ-
დება და ძრავას უქმი სვლით მუშაობის დროს შეიძლება მიაღწიოს
 $p_a = 0,3 \div 0,5$ კგ/სმ² სიდიდეს.

კარბურატორიან ძრავასთან შედარებით დიზელის შემწვევ სის-
ტემას ნაკლები წინაღობა აქვს, რადგანაც მას არ სჭირდება კარბურა-
ტორი: ამ მიზეზის გამო დიზელებში შეწოვის წნევა უფრო მაღალია
და იცვლება $p_n = 0,75 \div 0,95$ კგ/სმ² ზღვრებში.

შევსების წნევა შეიძლება ვიანგარიშოთ ენერჯის ბალანსიდან
(78).

$$U_a \doteq U_H + \Phi U_r + U_A.$$

ბალანსში შემავალი წევრი U_A , რომელიც გამოსახავს სითბოში
გადასულ მუხტის კინეტიკურ ენერჯიას, იქნება

$$U_A = \frac{mW^2}{2}$$

ან 1 კგ აირისათვის (ახალ განზომილებებში).

$$U_A = \frac{W^2}{2},$$

სადაც W ცილინდრში შემავალი მუხტის მაქსიმალური სიჩქარეა.

თუ გავითვალისწინებთ, რომ ცილინდრში მოხვედრილა მუხტის
მოცულობაა $V_h \eta_v$, მაშინ W სიჩქარე შეიძლება განვსაზღვროთ ცნობი-
ლი გამოსახულებიდან:

$$W = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_n V_h \eta_v \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]},$$

საიდანაც

$$\frac{W^2}{2} = \frac{k}{k-1} \rho_{II} V_h \eta_v \left[1 - \left(\frac{\rho_a}{\rho_{II}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = U_A. \quad (91)$$

განსაზღვრული მიახლოებით იმავე შედეგს მივიღებთ, თუ W სიჩქარის საანგარიშოდ გამოვიყენებთ ბერნულის ფორმულას

$$W = \sqrt{2 V_h \eta_v (\rho_{II} - \rho_a)},$$

საიდანაც

$$\frac{W^2}{2} = V_h \eta_v (\rho_{II} - \rho_a) \approx U_A. \quad (92)$$

ბალანსის სხვა შემადგენლები განისაზღვრება ტექნიკური თერმოდინამიკის ცნობილი დამოკიდებულებებიდან (ახალ განზომილებებში):

$$U_A = M_a mc_{va} T_a = \frac{\rho_a V_a}{8314 T_a} mc_{va} T_a = \rho_a V_a \frac{mc_{va}}{8314};$$

$$U_{II} = M_{II} mc_{vII} T_{II} = \frac{\rho_{II} V_h \eta_v}{8314 T_{II}} mc_{vII} T_{II} = \rho_{II} V_h \eta_v \frac{mc_{vII}}{8314};$$

$$U_r = M_r mc_{vr} T_r = \frac{\rho_r V_c}{8314 T_r} mc_{vr} T_r = \rho_r V_c \frac{mc_{vr}}{8314}.$$

ამ გამოსახულებების გამოყენებით ენერჯის ბალანსი შეიძლება გადავწეროთ შემდეგი სახით:

$$\rho_a V_a \frac{mc_{va}}{8314} = \rho_{II} V_h \eta_v \frac{mc_{vII}}{8314} + \varphi \rho_r V_c \frac{mc_{vr}}{8314} + V_h \eta_v (\rho_{II} - \rho_a).$$

თუ ამ გამოსახულების ყველა წევრს გავყოფთ V_h -ზე და მივიღებთ, რომ

$$\frac{mc_{va}}{8314} = \frac{mc_{vII}}{8314} = \frac{1}{k-1}; \quad \frac{mc_{vr}}{mc_{vII}} = \varphi \quad \text{და} \quad \frac{mc_{vr}}{8314} = \frac{\varphi}{k-1},$$

გვექნება

$$\rho_a \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \frac{1}{k-1} = \rho_{II} \eta_v \frac{1}{k-1} + \varphi \frac{\rho_r}{\varepsilon-1} \frac{\varphi}{k-1} + \eta_v (\rho_{II} - \rho_a)$$

აბ

$$\frac{\rho_a \varepsilon}{\varepsilon-1} = \rho_{II} \eta_v k + \frac{\varphi \rho_r \varphi}{\varepsilon-1} - \eta_v \rho_a (k-1),$$

$$p_a = \frac{p_{11} \eta_v k}{\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} + \eta_v (k - 1)} + \frac{\varphi p_r \psi}{\varepsilon + (k - 1) \eta_v (\varepsilon - 1)}, \quad (93)$$

სადაც k არის ადიაბატის მაჩვენებელი.

კოეფიციენტი φ , რომელიც ითვალისწინებს შეესების დასაწყისში ნამუშევარი აირების გაფართოების გამო მისი შინაგანი ენერჯის შემცირებას, მუდამ ნაკლებია ერთზე.

სწრაფსვლიან დიზელებში ის შეადგენს $0,95 \div 0,97$ სიდიდეს, ხოლო ნელსვლიან დიზელებში უახლოვდება ერთს.

კარბურატორიანი ძრავასათვის, მისი სრული დროსელით მუშაობისას, საშუალოდ $\varphi = 0,93 \div 0,95$, ხოლო უქმ სვლაზე (მინიმალური დროსელი) $\varphi = 0,77 \div 0,80$.

კოეფიციენტი ψ , რომელიც გამოსახავს ნარჩენი აირისა და ახალი მუხტის თბოტევადობათა ფარდობას, მუდამ მეტია ერთზე და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის სიდიდეზე დამოკიდებულებით იცვლება ზღვრებში $1.10 \div 1,15$.

ამრიგად, ნამრავლი $\varphi\psi$ ხშირ შემთხვევაში უახლოვდება ერთს.

გამოთვლები გვიჩვენებს, რომ დაშვებული იქნება სრულიად უმნიშვნელო ცდომილება, თუ დიზელებისათვის და სრული დატვირთვით მომუშავე კარბურატორიანი ძრავებისათვის მივიღებთ $\varphi\psi = 1$. ამას ხელს უწყობს ის გარემოებაც, რომ (93) ფორმულის მეორე წევრი, რომელშიაც შედის სიდიდე $\varphi\psi$, ბევრად ნაკლებია ამ გამოსახულების პირველ წევრზე.

ასეთი დაშვებით გვექნება.

$$p_a = \frac{p_{11} \eta_v k}{\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} + \eta_v (k - 1)} + \frac{p_r}{\varepsilon + (k - 1) \eta_v (\varepsilon - 1)}. \quad (94)$$

მიღებულ გამოსახულებას ზოგადი სახე აქვს. ის შეიძლება გამოვიყენოთ ნებისმიერი ატმოსფერული პირობებისათვის. მის შესაბამისად, როგორც კერძო შემთხვევები, შეიძლება დაწვეროთ:

ნორმალური ატმოსფერული პირობებისათვის.

$$p_a = \frac{p_0 \eta_v k}{\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} + \eta_v (k - 1)} + \frac{p_r}{\varepsilon + (k - 1) \eta_v (\varepsilon - 1)}; \quad (95)$$

ზღვის ღონიდან მოცემული სიმაღლისათვის.

$$\rho_{an} = \frac{\rho_{II} \eta_{vII} k}{\varepsilon} + \frac{\rho_{rII}}{\varepsilon + (k-1) \eta_{vII} (\varepsilon-1)}. \quad (96)$$

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} + \eta_{vII} (k-1)$$

საჭიროების შემთხვევაში (მაგალითად, კარბურატორიანი ძრავას სადროსელო რეჟიმის გაანგარიშების დროს) სიძნელეს არ წარმოადგენს ψ და Φ კოეფიციენტების სიდიდეთა გამოთვლა.

ψ -ს გამოსათვლელად საკმარისია ვიანგარიშით თბოტევადობები მოცემულ შემთხვევაში არსებული ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის სიდიდის მიხედვით.

რაც შეეხება Φ კოეფიციენტს, მისთვის შეიძლება დავწეროთ:

$$\Phi = \frac{U'_r}{U_r},$$

სადაც U_r და U'_r არის ნარჩენი აირის შიგა ენერგია მისი გაფართოების დასაწყისსა და დასასრულს (წერტილები r და r' , ნახ. 54).

ცნობილი გამოსახულებების შესაბამისად შეიძლება დავწეროთ:

$$U_r = \rho_r V_c \frac{m c p_r}{8314}$$

და

$$U'_r = \rho_a V'_c \frac{m c p_r}{8314},$$

სადაც V'_c (ნახ. 53) არის ნარჩენი აირის მოცულობა მისი გაფართოების შემდეგ.

ამრიგად,

$$\Phi = \frac{\rho_a V'_c}{\rho_r V_c}.$$

თუ დავწერთ პოლიტროპის განტოლებებს r და r' წერტილები-სათვის (ნახ. 53), მოხერხდება მივიღოთ:

$$\frac{V'_c}{V_c} = \frac{\rho_r}{\rho_a}^{\frac{1}{n}}$$

და მაშინ

$$\Phi = \left(\frac{\rho_a}{\rho_r} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (97)$$

სადაც n არის ნარჩენი აირების გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი.

ლიტერატურაში n მაჩვენებლისათვის ასახელებენ სიდიდეებს 1, 2-დან 1, 5-მდე. თუ საშუალოდ მივიღებთ $n=1,35$, საშუალება გვქვამება ნებისმიერი შემთხვევისათვის ვიანგარიშოთ Φ .

სრული დატვირთვით მომუშავე ნელსვლიანი ძრავებისათვის შეიძლება უმნიშვნელობის გამო მხედველობაში არ მივიღოთ ნარჩენი აირების მცირე გაფართოების შევსების დასაწყისში ($U=1$) და მცირე სიჩქარის გამო მოძრავი მუხტის კინეტიკური ენერგია ($U_A=0$). მაშინ ენერგიის ბალანსი (78) მიიღება გამარტივებულ სახეს

$$U_a = U_n + U_r,$$

რომელშიც ადრე მიღებული გამოსახულებების შეტანა მოგვცემა:

$$p_a V_a \frac{mc_{va}}{8314} = p_n V_n \eta_v \frac{mc_{vn}}{8314} + p_r V_r \frac{mc_{vr}}{8314}.$$

თუ მივიღებთ, რომ $mc_{vn} = mc_{vn} = mc_{vr}$ და გამოასახულების ყველა წევრს გავყოფთ V_a -ზე, გვქვამება:

$$p_a \varepsilon = p_n (\varepsilon - 1) \eta_v + p_r,$$

საიდანაც

$$p_a = \frac{p_n (\varepsilon - 1) \eta_v + p_r}{\varepsilon}. \quad (98)$$

ეს ფორმულა სავესებით დამაკმაყოფილებელ შედეგს იძლევა მაღალი სიჭარბის კოეფიციენტის მქონე ნელსვლიანი დიზელისათვის.

შევსების წნევის საანგარიშოდ სხვა მეთოდით არსებობს, რომელსაც ქვემოთ განვიხილავთ.

ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე შევსების დროს შეიძლება გამოითვალოს ფორმულით:

$$W = \varphi \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_n v_n \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (99)$$

სადაც k არის ადიაბატის მაჩვენებელი;

p_n — გარემოს წნევა;

p_a — შევსების წნევა;

v_n — ჰაერის კუთრი მოცულობა;

φ — გამოდინების კოეფიციენტი, რომელიც ახასიათებს შემშვების სისტემის წინაღობას.

გარდა ამისა, ჰაერის ნაკადის უწყვეტობის პირობიდან შეიძლება მივიღოთ:

$$Wf = W_{\text{ვ}} F$$

55

$$W = W_{\text{ვ}} \frac{F}{f} = \frac{Sn}{30} \frac{F}{f}, \quad (100)$$

სადაც $W_{\text{ვ}} = \frac{Sn}{30}$ არის დღეულის საშუალო სიჩქარე;

S —დღეულის სვლა;

n —მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში;

F —დღეულის ფართობი;

f —შემშვები სარქველის გასავალი კვეთის ფართობი.

თუ (99) და (100) გამოსახულებათა მარჯვენა მხარეებს ერთმანეთს გავუტოლებთ, გვექნება:

$$\frac{Sn}{30} \frac{F}{f} = \varphi \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \rho_{\parallel} \sigma_{\parallel} \left[1 - \left(\frac{\rho_a}{\rho_{\parallel}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]},$$

რაც სათანადო გარდაქმნების შემდეგ ვეძლევა:

$$\left(\frac{SF}{80f} \right)^2 n^2 = \varphi^2 2 \frac{k}{k-1} \rho_{\parallel} \sigma_{\parallel} \left[1 - \left(\frac{\rho_a}{\rho_{\parallel}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

56

$$1 - \left(\frac{\rho_a}{\rho_{\parallel}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{Sf}{30} \right)^2 \frac{n^2}{\varphi^2 2 \frac{k}{k-1} \rho_{\parallel} \sigma_{\parallel}}$$

და საბოლოოდ

$$\frac{\rho_a}{\rho_{\parallel}} = \left[1 - \left(\frac{SF}{30f} \right)^2 \frac{n^2}{\varphi^2 2 \frac{k}{k-1} \rho_{\parallel} \sigma_{\parallel}} \right]^{\frac{k}{k-1}},$$

საიდანაც

$$\rho_a = \rho_{\parallel} \left[1 - \left(\frac{V_h}{30f} \right)^2 \frac{n^2}{\varphi^2 \frac{2k}{k-1} \rho_{\parallel} \sigma_{\parallel}} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (101)$$

ამ ფორმულის ღირსება ისაა, რომ მასში შედის ისეთი კონსტრუქციული ფაქტორები, როგორცაა ბრუნთა რიცხვი n , ცილინდრის უმა მოცულობა $V_h = Sn$ და სარქველის გასავალი კვეთის f ფართობი.

მისი პრაქტიკული გამოყენება გაძნელებულია იმიტომ, რომ სარკველის გასავალი კვეთი ცვალებადია და, მაშასადამე, ჩვენ უნდა მივიღოთ მისი რაღაც საშუალო სიდიდე. გარდა ამისა, ძნელია გამლდინების ფ კოეფიციენტის სიდიდის დადგენა, ვინაიდან ისიც ცვალებადობს. ძრავას რეჟიმის ცვლასთან ერთად. ამ მიზეზების გამო უფრო ხელსაყრელია ეს ფორმულა გამოვიყენოთ შევსების პროცესის ანალიზისათვის.

შევსების ტემპერატურა T_a შეიძლება გამოვთვალოთ სითბოს ბალანსიდან (79), რომელიც შემდეგი სახით შეიძლება დაიწეროს

$$M_r mc_p T_r - M_r mc_p T_a + U_A = M_{II} mc_{pII} T_a - M_{II} mc_{pII} T_{II}$$

ნაჩვენები იყო, რომ (ფორმულა 92) $U_A = V_h \eta_v (\rho_{II} - \rho_a)$, $\gamma = \frac{M_r}{M_{II}}$

და $\psi = \frac{mc_p}{mc_{pII}}$. თუ ამას მივიღებთ მხედველობაში და ზემოთ დაწერილი ბალანსის ყველა წევრს გავყოფთ $M_{II} mc_{pII}$ სიდიდეზე, გვექნება

$$\gamma \psi T_r - \gamma \psi T_a + \frac{V_h \eta_v (\rho_{II} - \rho_a)}{M_{II} mc_{pII}} = T_a - T_{II}$$

ან

$$T_a (1 + \gamma \psi) = T_{II} + \gamma \psi T_r + \frac{V_h \eta_v (\rho_{II} - \rho_a)}{M_{II} mc_{pII}}$$

თუ გავიხსენებთ, რომ $M_{II} = \frac{\rho_{II} V_h \eta_v}{8314 T_{II}}$, ხოლო $mc_p - mc_v = 8314$.

(ე. ი. $\frac{8314}{mc_p} = \frac{k-1}{k}$) და აქაც მივიღებთ $\psi \approx 1$, შევძლებთ დავწეროთ:

$$T_a (1 + \gamma \psi) = T_{II} + \gamma T_r + \frac{\rho_{II} - \rho_a}{\rho_{II}} T_{II} \frac{k-1}{k}$$

საიდანაც საბოლოოდ

$$T_a = \frac{T_{II} + \gamma T_r + \frac{\rho_{II} - \rho_a}{\rho_{II}} T_{II} \frac{k-1}{k}}{1 + \gamma \psi} \quad (102)$$

მიღებულ ფორმულას ზოგადი სახე აქვს და ის გამოსადეგია ნებისმიერი ატმოსფერული პირობებისათვის. მისგან, როგორც კერძო შემთხვევები, შეიძლება მივიღოთ:

ნორმალური ატმოსფერული პირობებისათვის

$$T_a = \frac{T_0 + \gamma T_r + \frac{\rho_0 - \rho_a}{\rho_0} T_0 \frac{k-1}{k}}{1 + \gamma \psi}; \quad (103)$$

ზღვის დონიდან მოცემული სიმაღლისათვის

$$T_{aII} = \frac{T_{II} + \gamma_{II} T_{rII} + \frac{\rho_{II} - \rho_{aII}}{\rho_{II}} T_{II} \frac{k-1}{k}}{1 + \gamma_{II} \psi}. \quad (104)$$

(102) ტოლობაში $\frac{\rho_{II} - \rho_a}{\rho_{II}} T_{II} \frac{k-1}{k}$ სიდიდე წარმოადგენს შესწორებას T_a ტემპერატურის გამონაკარიშების დროს და ითვალისწინებს მოძრავი მუხტის კინეტიკური ენერჯიის სითბოდ გარდაქმნის ეფექტს. ეს შესწორება განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია კარბურატორიანი ძრავას მუშაობისას არასრული დატვირთვით.

მაგალითად, ЗИЛ — 120 ძრავასათვის სრულ დროსელზე მისი მუშაობისათვის ამ შესწორებამ შეადგინა 18° , ხოლო უქმი სვლისათვის მიაღწია 76° -ს.

ნელსვლიან დიზელებში ეს ეფექტი შეუმჩნეველია და ამიტომ მათთვის შეიძლება მივიღოთ.

$$T_a = \frac{T_{II} + \gamma \psi T_r}{1 + \gamma \psi}. \quad (105)$$

ზოგი ავტორი ღებულობს, რომ $\psi = 1$ და მაშინ

$$T_a = \frac{T_{II} + \gamma T_r}{1 + \gamma} \quad (106)$$

ან ნორმალური ატმოსფერული პირობებისათვის

$$T_a = \frac{T_0 + \gamma T_r}{1 + \gamma}. \quad (107)$$

შევესების ტემპერატურა შეიძლება ვიანგარიშოთ აგრეთვე აირების რაოდენობრივი ბალანსიდან

$$M_a = M_{II} + M_r = M_{II} + \gamma M_{II} = M_{II} (1 + \gamma).$$

ამ ფორმულაში M_a და M_{II} სიდიდეების ცნობილი გამოსახულებების შეტანით მივიღებთ:

$$\frac{\rho_a V_a}{8314 T_a} = \frac{\rho_{II} V_{II} \eta_v}{8314 T_{II}} (1 + \gamma)$$

$$\frac{p_a \epsilon}{T_a} = \frac{p_{II} (\epsilon - 1) \eta_v}{T_{II}} (1 + \gamma),$$

საიდანაც

$$T_a = \frac{T_{II}}{\eta_v (1 + \gamma)} \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \frac{p_a}{p_{II}} \quad (108)$$

ნორმალური ატმოსფერული პირობებისათვის გვექნება

$$T_a = \frac{T_0}{\eta_v (1 + \gamma)} \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \frac{p_a}{p_0}, \quad (109)$$

ხოლო ზღვის დონიდან მოცემულ სიმაღლეზე

$$T_{aII} = \frac{T_{II}}{\eta_{II} (1 + \gamma_{II})} \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \frac{p_{aII}}{p_{II}} \quad (110)$$

T_a ტემპერატურის სიდიდე კარბურატორიან ძრავებში იცვლება ზღვრებში $330 \div 390^\circ K$, ხოლო დიზელებში $310 \div 360^\circ K$.

დიზელებში ამ ტემპერატურის შემცირება იმით აიხსნება, რომ ასეთ ძრავებში მაღალი კუმშვის ხარისხის გამო T_r -ისა და γ - მნიშვნელობები კარბურატორიან ძრავასთან შედარებით ნაკლები გამოდის.

შევხების პროცესის პარამეტრების ცვალებადობა სახიმალლო პირობებში

ზოგ შემთხვევაში ხელსაყრელია ზღვის დონიდან მოცემული სიმაღლისათვის პარამეტრების გამოთვლა ზღვის დონეზე მისი საწყისი სიდიდის გადაანგარიშებით.

ქვემოთ მოცემულია ასეთი გადაანგარიშების მეთოდი შევსების პროცესის ზოგიერთი პარამეტრისათვის.

ნარჩენი აირის წნევა და ტემპერატურა. ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს განობოლქვის უკუწნევა მცირდება, რის შედეგად ნარჩენი აირის წნევა ეცემა.

თუ აღვნიშნავთ ნარჩენი აირის წნევას ზღვის დონეზე და მოცემულ სიმაღლეზე ასოებით p_{r0} და p_{rII} და გავითვალისწინებთ, რომ შემშვები სისტემის ჰიდრაულიკური წინაღობა Δp_r არაა დამოკიდებული ზღვის დონიდან სიმაღლეზე, მაშინ გვექნება

$$p_{rII} = \mu p_{r0} + \Delta p_r$$

და

$$\Delta p_r = p_{r0} - p_{0r}$$

$$P_{r_{II}} = P_{r_0} - P_0(1 + \mu). \quad (111)$$

მე-9 ცხრილში ნაჩვენებია $P_{r_{II}}$ -ის სიდიდეები ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლისათვის. მონაცემები შეესაბამება ძრავას, რომლისთვისაც ზღვის დონეზე $P_{r_0} = 1,05$ კგ/სმ² (0,103 მგ/მ²).

ცხრილი 9

$P_{r_{II}}$ -ის სიდიდეები სხვადასხვა სიმაღლისათვის

სიმაღლე ზღვის დონიდან, მ	0	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000
$P_{r_{II}}$ კგ/სმ ²	1,05	0,989	0,934	0,881	0,828	0,780	0,732	0,668	0,645
$P_{r_{II}}$ მგ/მ ²	0,103	0,097	0,091	0,086	0,081	0,076	0,072	0,067	0,063

ღიზელისაგან განსხვავებით კარბურატორიან ძრავაში კარბურატორის უცვლელი რეგულირების დროს შეიმჩნევა ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად ნარჩენი აირების ტემპერატურის შემცირება.

ეს იმით აიხსნება, რომ კარბურატორიანი ძრავები მუშაობენ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტით, რომელიც ერთთან ახლოა. ასეთ პირობებში საწვავი ნარევის გამდიდრების დროს მნიშვნელოვანი ზღვება ეანგბადის ნაკლებობის გამო საწვავის არასრული წვა, მცირდება გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა და აირის ტემპერატურა კლებულობს.

გაზომვები გვიჩვენებს, რომ კარბურატორიანი ძრავასათვის სიმაღლის მომატებისას ყოველ 1000 მ-ზე ნარჩენი აირის ტემპერატურა კლებულობს 20÷30°-ით.

ღიზელისათვის საწვავის ტუმბოს უცვლელი რეგულირების დროს ნარჩენი აირის ტემპერატურის საანგარიშოდ შეიძლება გამოვიყენოთ (64) ფორმულა.

შ ე ვ ს ე ბ ი ს კო ე ფ ი ც ი ე ნ ტ ი. შევსების კოეფიციენტს, ჩვეულებრივ, უფარდებენ იმ გარემო პირობებს, რომელშიაც განსახილავ მომენტში მუშაობს ძრავა. ასეთი პირობა ხელსაყრელია იმით, რომ იძლევა შევსების კოეფიციენტის სიდიდის მიხედვით ძრავას კონსტრუქციის შეფასების შესაძლებლობას.

ამ პირობების შესაბამისად შეიძლებოდა ჩაგვეთვალა, რომ შევსების კოეფიციენტი არაა დამოკიდებული ატმოსფერულ პირობებზე და რომ ის იცვლება მხოლოდ დადროსელებისა და ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობის დროს.

მაგრამ ექსპერიმენტი არ ადასტურებს ამას და უჩვენებს, რომ შევსების კოეფიციენტი, მართალია, არაა დამოკიდებული ატმოსფერული ჰაერის წნევაზე, მაგრამ რამდენიმედ იცვლება ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურის ცვალებადობის დროს.

ეს აიხსნება იმით, რომ ცილინდრში მოხვედრილი ჰაერის მასა იცვლება ტემპერატურის არაპროპორციულად.

შევსების კოეფიციენტის სიდიდე ზღვის დონეზე და მოცემულ სიმაღლეზე იქნება:

$$\eta_{\text{ვ0}} = \frac{G_{\text{ვ0}}}{G_{\text{ვ0}}} \text{ და } \eta_{\text{ვH}} = \frac{G_{\text{ვH}}}{G_{\text{ვH}}},$$

სადაც $G_{\text{ვ0}}$ და $G_{\text{ვH}}$ არის ცილინდრში მოხვედრილი ჰაერის ნამდვილი რაოდენობა ზღვის დონეზე და მოცემულ სიმაღლეზე; $G_{\text{ვ0}}$ და $G_{\text{ვH}}$ — მუხტის თეორიული მასა ზღვის დონეზე და მოცემულ სიმაღლეზე.

მეორე გამოსახულების გაყოფით პირველზე ვღებულობთ:

$$\frac{\eta_{\text{ვH}}}{\eta_{\text{ვ0}}} = \frac{G_{\text{ვH}}}{G_{\text{ვ0}}} \frac{G_{\text{ვ0}}}{G_{\text{ვH}}}. \quad (112)$$

ექსპერიმენტული მონაცემების მიხედვით, ჩვეულებრივ, ღებულობენ, რომ ჰაერის ხარჯი იცვლება მისი წნევის პირდაპირპროპორციულად, ხოლო ტემპერატურიდან — კვადრატული ფუნქციის უკუპროპორციულად.

ეს უფლებას გვაძლევს დავწეროთ:

$$\frac{G_{\text{ვH}}}{G_{\text{ვ0}}} = \frac{p_{\text{H}}}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_{\text{H}}}} = \frac{\mu p_0}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{\beta T_0}} = \frac{\mu}{\sqrt{\beta}}. \quad (113)$$

გარდა ამისა,

$$G_{\text{ვ0}} = V_{\text{H}} \gamma_{\text{ვ0}}$$

და

$$G_{\text{ვH}} = V_{\text{H}} \gamma_{\text{ვH}}.$$

სადაც V_{H} არის ცილინდრის მუშა მოცულობა;

$\gamma_{\text{ვ0}}$ და $\gamma_{\text{ვH}}$ — ჰაერის სიმკვრივე ზღვის დონეზე და მოცემულ სიმაღლეზე. თუ მხედველობაში მივიღებთ, რომ

$$\gamma_{\text{ვH}} = \gamma_{\text{ვ0}} \frac{p_{\text{H}}}{p_0} \frac{T_0}{T_{\text{H}}} = \gamma_{\text{ვ0}} \frac{\mu}{\beta},$$

შეიძლება დავწეროთ

$$G_{\text{ვH}} = V_{\text{H}} \gamma_{\text{ვ0}} \frac{\mu}{\beta}$$

$$\frac{G_{\text{ვთ}}}{G_{\text{მთ}}} = \frac{\beta}{\mu}. \quad (114)$$

თუ (112) განტოლებაში შევიტანთ სათანადოდ (113) და (114) გამოსახულებებს, გვექნება:

$$\frac{\eta_{\text{მთ}}}{\eta_{\text{ვთ}}} = \sqrt{\beta}$$

ა6

$$\eta_{\text{მთ}} = \eta_{\text{ვთ}} \sqrt{\beta} = \eta_{\text{ვთ}} \sqrt{\frac{T_{\text{მ}}}{T_{\text{ვ}}}}. \quad (115)$$

საერთაშორისო სტანდარტული ატმოსფეროს მიხედვით მულამ $T_{\text{მ}} < T_{\text{ვ}}$ ($\beta < 1$), რის გამო შეიძლება მივიღოთ, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს შევსების კოეფიციენტი კლებულობს.

(115) ფორმულის მიხედვით, მაგალითად, გამოდის, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის მატებისას 0-დან 3000-მდე შევსების კოეფიციენტი მცირდება 0,70-დან 0,67-მდე.

პ ა ე რ ი ს ს ი ჯ ა რ ბ ი ს კ ო ე ფ ი ც ი ე ნ ტ ი. იმის გამო, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლას ზრდის დროს კარბურატორიან ძრავაში ჰაერის ხარჯი საწვავთან შედარებით მეტი ინტენსივობით კლებულობს, — საწვავი ნარევი მდიდრდება.

სიმაღლის შესაბამისი ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის საანგარიშოდ ღებულობენ პირობას, რომ კარბურატორიან ძრავაში ატმოსფერულ ჰაერის წნევისა და ტემპერატურის ცვალებადობის დროს ჰაერის ხარჯი იცვლება წნევის პირდაპირპროპორციულად და ტემპერატურიდან კვადრატული ფესვის უკუპროპორციულად, ხოლო საწვავის ხარჯი — ჰაერის წნევიდან კვადრატული ფესვის პროპორციულად.

ასეთი პირობა იძლევა ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მნიშვნელობებს, რომლებიც საკმაოდ ახლოა ექსპერიმენტულთან.

მიღებულში პირობის თანახმად, შეიძლება დავწეროთ:

$$G_{\text{მთ}} = G_{\text{ვთ}} \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} \quad (116)$$

ღა

$$G_{\text{მთ}} = G_{\text{ვთ}} \sqrt{\mu}, \quad (117)$$

სადაც, გარდა მიღებული აღნიშვნებისა, $G_{\text{ვთ}}$ და $G_{\text{მთ}}$ საწვავის საათობრივი ხარჯი, ზღვის დონესა და მოცემულ სიმაღლეზე.

თუ L_0 კგ გამოხატავს ჰაერის რაოდენობას, რომელიც საჭიროა 1 კგ საწვავის სრული წვისათვის, მაშინ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი 10. ვ. მახალდანი

ტის გამოსახულებანი ზღვის დონისა და მოცემული სიმაღლისათვის შეიძლება დაიწეროს შემდეგნაირად:

$$\alpha_0 = \frac{G_{30}}{G_{50} l_0}$$

და

$$\alpha_{11} = \frac{G_{11}}{G_{50} l_0} = \frac{G_{30} \mu}{G_{50} \sqrt{\mu l_0} \sqrt{\beta}}$$

ამ განტოლებების ერთობლივი გადაწყვეტით მივიღებთ:

$$\alpha_{11} = \alpha_0 \sqrt{\frac{\mu}{\beta}} \quad (118)$$

ან

$$\alpha_{11} = \alpha_0 \sqrt{\frac{\gamma_{11}}{\gamma_{30}}} \quad (119)$$

დიზელისათვის მოცემული სიმაღლის შესაბამისი ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის საანგარიშოდ უნდა გავითვალისწინოთ ის, რომ ასეთ ძრავაში სიმაღლის ზრდის დროს იცვლება მხოლოდ ცილინდრში მოხვედრილი ჰაერის რაოდენობა, საწვავის მიწოდება კი უცვლელი რჩება.

ამრიგად, დიზელისათვის შეიძლება დავწეროთ:

$$G_{11} = G_{30} \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} \quad \text{და} \quad G_{11} = G_{50}$$

შესაბამისად მივიღებთ:

$$\alpha_0 = \frac{G_{30}}{G_{50} l_0} \quad \text{და} \quad \alpha_{11} = \frac{G_{11}}{G_{50} l_0} = \frac{G_{30} \mu}{G_{50} l_0 \sqrt{\beta}}$$

საიდანაც

$$\alpha_{11} = \alpha_0 \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} \quad (120)$$

ცხრილი 10

ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ცვლელადობა სასიმაღლო პირობებში

სიმაღლე, H მ	0	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000
α	1,00	0,98	0,95	0,92	0,90	0,88	0,86	0,84	0,81

მე-10 ცხრილში მოცემულია სხვადასხვა სიმაღლისათვის (118) ფორმულით გამოთვლილი ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის სიდიდეები, მაშინ, როცა $\alpha_0 = 1$.

ნარჩენი აირის კოეფიციენტი. ზღვის დონისათვის და ზღვის დონიდან მოცემული სიმაღლისათვის ნარჩენი აირის კოეფიციენტის გამოსათვლელად შეიძლება დავწეროთ:

$$\gamma_0 = \frac{M_{r0}}{M_0}$$

და

$$\gamma_{II} = \frac{M_{rII}}{M_{II}}$$

შესაბამისად, ნარჩენი აირებისა და ახალი მუხტის რაოდენობა იქნება:

$$M_{r0} = \frac{\rho_{r0} V_c}{8314 T_{r0}}; \quad M_{rII} = \frac{\rho_{rII} V_c}{8314 T_{rII}}$$

და

$$M_0 = \frac{\rho_0 V_h \eta_{c0}}{8314 T_0}; \quad M_{II} = \frac{\mu \rho_0 V_h \eta_{cII}}{8314 \beta T_0}$$

ამ სიდიდეების შეტანა γ_0 და γ_{II} -ის გამოსახულებებში გვაძლევს:

$$\gamma_0 = \frac{\rho_{r0} V_c T_0}{\rho_0 V_h \eta_{c0} T_r} = \frac{\rho_{r0}}{\rho_0} \cdot \frac{1}{\epsilon - 1} \cdot \frac{1}{\eta_{c0}} \cdot \frac{T_0}{T_r}$$

და

$$\gamma_{II} = \frac{\rho_{rII} V_c \beta T_0}{\mu \rho_0 V_h \eta_{cII} T_{rII}} = \frac{\rho_{rII}}{\mu \rho_0} \cdot \frac{1}{\epsilon - 1} \cdot \frac{\beta}{\eta_{cII}} \cdot \frac{T_0}{T_{rII}}$$

ამ განტოლებების ერთობლივი გადაწყვეტით მივიღებთ:

$$\gamma_{II} = \gamma_0 \frac{\rho_{rII}}{\rho_{r0}} \cdot \frac{\beta}{\mu} \cdot \frac{\eta_{c0}}{\eta_{cII}} \cdot \frac{T_{r0}}{T_{rII}}$$

ან (115) ფორმულის მხედველობაში მიღებით.

$$\gamma_{II} = \gamma_0 \frac{\rho_{rII}}{\rho_{r0}} \frac{\sqrt{\beta}}{\mu} \frac{T_{r0}}{T_{rII}} \quad (121)$$

შევსებთ სწავლას. თუ მივიღებთ პირობას, რომ ჰაერის სიჩქარე შემშვებ მილში არაა დამოკიდებული სიმაღლეზე ზღვის დონიდან, მაშინ მოცემული სიმაღლისათვის შევსების წნევის საანგარიშოდ შეიძლება დავწეროთ:

$$P_{a11} = P_{11} - \Delta P_a = \mu P_a \Delta P_a,$$

სადაც ΔP_a არის შემწვები სისტემის ჰიდრავლიკური წინაღობის ეკვივალენტური წნევა.

ზღვის დონისათვის

$$\Delta P_a = P_0 - P_a,$$

რაც უფლებას გვაძლევს დავწეროთ

$$P_{a11} = P_{a0} - P_0 (1 - \mu). \quad (122)$$

მე-11 ცხრილში ნაჩვენებია P_{a11} -ის მნიშვნელობანი სხვადასხვა სიმაღლისათვის, მაშინ, როცა მისი საწყისი მნიშვნელობაა $P_{a0} = 0,76$ კგ/სმ² = 0,075 მწ/მ².

ც ხ რ ი ლ ი 11

შევისების წნევის ცვალებადობა სასიმაღლო პირობებში

სიმაღლე, H მ	0	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000
P_a კგ/სმ ²	0,76	0,70	0,64	0,59	0,54	0,49	0,44	0,40	0,36
P_a მწ/მ ²	0,075	0,069	0,063	0,058	0,053	0,048	0,043	0,039	0,035

§ 2. კუმშვის პროცესი

ოთხტაქტიან ძრავაში კუმშვის პროცესი იწყება შემწვები სარქველის ჩაკეტვის შემდეგ, ორტაქტიან ძრავაში კი დგუშის მიერ გამომქრევი და გამომწვები ფანჯრების გადახურვის (ან გამომწვები სარქველების ჩაკეტვის) შემდეგ.

კარბურატორიანი ძრავას ცილინდრებში იკუმშება საწვავი ნარევისა და ნარჩენი აირის, ხოლო დიზელის ცილინდრებში ჰაერისა და ნარჩენი აირის ნარევი (მუშა ნარევი).

კუმშვის პროცესის განმავლობაში წარმოებს წვისათვის ხელსაყრელი პირობების შექმნა. მუხტის წინასწარი კუმშვა ეფექტურს ხდის საწვავის წვას და მნიშვნელოვნად ადიდებს როგორც ძრავას სიმძლავრეს, ისე მის შარგი ქმედების კოეფიციენტს.

რეალურ ძრავაში კუმშვის პროცესი მიმდინარეობს რთული კანონის მიხედვით, რადგანაც:

1. კუმშვის დასაწყისში გრძელდება ახალი მუხტის მიწოდება;

2. კუმშვის სვლის განმავლობაში სითბოს გაცვლა-გამოცვლა აირსა და ცილინდრის კედლებს შორის სხვადასხვა ინტენსივობით ხასიათდება;

3. განუწყვეტლივ მცირდება ცილინდრის კედლებთან აირის შეხების ფართობები;

4. მუდამ არსებობს აირის რაოდენობრივი კარგვა დგუშის რგოლების არასაკმარისი სიმჭიდროვის გამო;

5. წვა იწყება კუმშვის პროცესის დასასრულს.

ზემოხსენებულიდან გამომდინარეობს, რომ რეალურ ძრავაში მუშა სხეულის კუმშვა ცვლადი მაჩვენებლის მქონე პოლიტროპულ პროცესს წარმოადგენს, მაგრამ იმის გამო, რომ ჩამოთვლილი მოვლენების ზუსტი მათემატიკური აღრიცხვა შეუძლებელია, საკითხის გამართივების მიზნით, მუშა სხეულის კუმშვას იხილავენ როგორც საშუალო, მუდმივი სიდიდის მქონე მაჩვენებლებიან პოლიტროპულ პროცესს.

მიღებული პირობის მიხედვით წნევა და ტემპერატურა კუმშვის დასასრულს დამოკიდებული იქნება პროცესის საწყის პარამეტრებზე, კუმშვის ხარისხსა და პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდეზე.

კუმშვის ხარისხი

იდეალური ციკლების განხილვის დროს დადგენილი იყო, რომ კუმშვის ხარისხის ზრდით ციკლის თერმული მ. ქ. კ. მატულობს. მაგრამ კუმშვის ხარისხის გადიდებით მატულობს აირების წნევა ცილინდრში, რაც იწვევს ძრავას მოხახუნე ნაწილებზე დატვირთვის გაზრდას და, მაშასადამე, ძრავას მექანიკური მ. ქ. კ. შემცირებას. კუმშვის ხარისხის ყველაზე უფრო ხელსაყრელ სიდიდეს მივიღებთ მაშინ, როდესაც თერმული და მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტების ნამრავლი უდიდესი იქნება.

თანამედროვე ძრავებისათვის ასეთი პირობა შეესაბამება კუმშვის ხარისხის სიდიდეს $\varepsilon = 11 \div 12$. თუმცა ძრავას კონსტრუქციის გაუმჯობესებით, ნაწილების უკეთესი დამზადებითა და სათანადო შემზებით მასალის გამოყენებით ეს რიცხვი შეიძლება რამდენიმედ გაიზარდოს.

ამრიგად გამოდის, რომ თანამედროვე შიგაწვის ძრავასათვის (დამოუკიდებლად მისი ტიპისა) ხელსაყრელია მუშაობა კუმშვის ხარისხით $\varepsilon = 11 \div 12$.

სინამდვილეში ამ პირობის დაცვა ჯერჯერობით შეუძლებელია და არსებული ძრავების კუმშვის ხარისხის სიდიდე, თითქმის მუდამ, განსხვავდება დასახელებული ოპტიმუმისაგან, რადგანაც ძრავას კუმშვის

ხარისხის დასაშვები მნიშვნელობა განისაზღვრება ცილინდრში მიმდინარე პროცესებისაგან დამოკიდებული სხვა პირობების მიხედვით.

კუმშვის ხარისხის ზრდას თან სდევს შეკუმშული მუშა სხეულის ტემპერატურის ზრდა, რაც კარბურატორიან, აირგენერატორულ და აიროვან საწვავით მომუშავე ძრავებში მუხტის თვითაალებისა და დეტონაციის წარმოშობის საშიშროებას ქმნის, დიზელის ძრავებში კი აუმჯობესებს ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის წვის პირობებს.

ისეთ ძრავებში, სადაც წინასწარ გამზადებული საწვავი ნარევის კუმშვა წარმოებს (კარბურატორიანი, აირგენერატორული და აიროვანი საწვავით მომუშავე ძრავები), კუმშვის ხარისხი ისეთი უნდა იყოს, რომ ძრავა მუშაობდეს თვითაალებისა და დეტონაციის გარეშე. ამ ზღვარზე მეტად კუმშვის ხარისხის ზრდით ჯერ უარესდება ძრავას მუშაობა და შემდეგ კი სრულიად შეუძლებელი ხდება.

დიზელის ძრავას მუშაობის პრინციპი მოითხოვს, რომ კუმშვის დასასრულს ჰაერის ტემპერატურა ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის თვითაალების ტემპერატურაზე მეტი იყოს. წინააღმდეგ შემთხვევაში ძრავას მუშაობა შეუძლებელი იქნება. ამ პირობის მიხედვით აწესებენ დიზელის ძრავას მინიმალური კუმშვის ხარისხის სიდიდეს იმ ვარაუდით, რომ ჰაერის ტემპერატურა კუმშვის დასასრულს აღემატებოდეს საწვავის თვითაალების ტემპერატურას 2000 — 3000-ით.

ძრავას კუმშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდე დამოკიდებულია საწვავის თვისებებსა და ძრავას კონსტრუქციაზე. არსებული ძრავებისათვის შეიძლება მივიღოთ კუმშვის ხარისხის შემდეგი საშუალო სიდიდეები:

ბენზინით მომუშავე საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავებისათვის $\epsilon = 6 \div 9$;

უკომპრესორო დიზელებისათვის $\epsilon = 12 \div 20$;

კალორიზატორული ძრავებისათვის $\epsilon = 5 \div 7,5$.

24-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სხვადასხვა საწვავის თვითაალების ტემპერატურის სიდიდეები წნევისაგან დამოკიდებულებით.

ცხადია, დიზელებისათვის ხელსაყრელია ისეთი საწვავის გამოყენება, რომლის თვითაალების ტემპერატურა დაბალია, სხვა ძრავებში კი, სადაც გამოყენებულია საწვავი ნარევის გარეწარმოქმნა, პირიქით — უმჯობესია საწვავი თვითაალების მაღალი ტემპერატურით.

კუმშვის ოდროს სიბოძოს, ცვლა და პოლიტროპის საშუალო

მაჩვენებელი

კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელს, ჩვეულებრივ, არაკვევენ მომუშავე ძრავასაგან ართმეული ინდიკატორული დიაგრამის მი-

ბედვით. ამ მიზნით იღებენ კუმშვის ხაზის იმ უბანს, რომელიც მოქცეულია შემშვები სარქვლის დახურვისა და წვის დაწყების მომენტის შესაბამის წერტილებს შორის. ისეთ ძრავებში, სადაც გამოყენებულია ელექტროანთება, წვის დაწყების მომენტად შეიძლება მივიღოთ ნაპერწკლის მიწოდების მომენტი.

პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის გამოთვლა წარმოებს იმ მონაზრების საფუძველზე, რომ კუმშვის მუშაობა შერჩეული საშუალო მაჩვენებლის დროს უდრიდეს კუმშვის. მუშაობას ნამდვილ ინდიკატორულ დიაგრამაზე დგუშის სვლის იმავე უბნისათვის.

დასაპროექტებელი ძრავასათვის კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელს ირჩევენ მსგავსი ძრავების გამოცდილ დაგროვილი მასალის მიხედვით. იმ შემთხვევაში, თუ დასაპროექტებელი ძრავა დიდად განსხვავდება იმ ძრავებისაგან, რომლებსთვისაც ცნობილია საშუალო მაჩვენებლის სიდიდეები, საჭირო ხდება მაჩვენებლის მიახლოებითი შერჩევა ისეთი პარამეტრების გათვალისწინებით, რომლებიც კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდეზე გავლენას ახდენენ.

ძრავას თბური გაანგარიშების დროს კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი შეიძლება განისაზღვროს კუმშვის პროცესისათვის დაწერილი სითბოს ბალანსიდან ისე, როგორც ეს გაკეთებული იყო ადიაბატის მაჩვენებლის განსაზღვრისათვის თეორიულ ციკლში (მაზინგის შეთოდი, იხ. მესამე თავის § 2).

პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდე დიდადა დამოკიდებული მუშა სხეულსა და ცილინდრის კედლებს შორის სითბოს გაცვლა-გამოცვლის პირობებზე. რაც უფრო მეტ სითბოს გადასცემს მუშა სხეული ცილინდრის კედლებს, მით უფრო ნაკლებია კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელი.

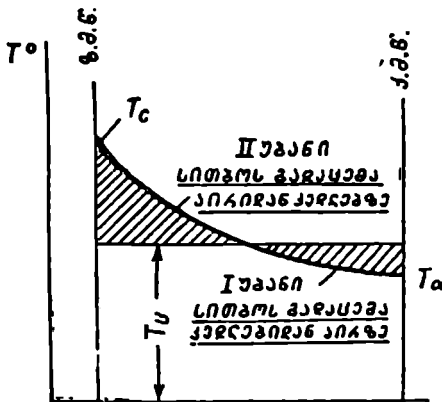
სხვადასხვა ძრავასათვის აირის ტემპერატურა კუმშვის დასაწყისში შეადგენს $T_a = 300 - 400^\circ K$, რომელიც კუმშვის დასასრულისათვის იზრდება $T_c = 600 - 900^\circ K$ -მდე; ამავე დროს ცილინდრის კედლების საშუალო ტემპერატურა $T_b = 400 - 450^\circ K$. აქედან ცხადია, რომ კუმშვის პროცესის დასაწყისში აირები სითბოს ღებულობს ცილინდრის კედლებისაგან, შემდეგ კი, პირიქით, სითბოს გადასცემს კედლებს.

ამრიგად, კუმშვის პროცესის განმავლობაში დგუშის სვლის სხვადასხვა უბანზე სითბოს გაცვლა-გამოცვლა აირსა და ცილინდრის კედლებს შორის იცვლება არა მარტო რაოდენობრივად, არამედ ნიშნის მიხედვითაც.

67-ე ნახ-ზე კარგადაა გამოსახული კუმშვის პროცესის. ორი უბანი, რომელთაგან პირველზე ხდება სითბოს გადაცემა კედლებიდან აირზე, მეორე უბანზე კი, პირიქით, — აირიდან კედლებზე.

სითბოს გადაცემა რაოდენობრივად ორივე უბანზე ერთნაირია რომ ყოფილიყო, მაშინ კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი (n_s) ადიაბატის მაჩვენებლის ტოლი იქნებოდა. მაგრამ სინამდვილეში აირები უფრო მეტ სითბოს კარგავენ მეორე უბანზე, ვიდრე ღებულობენ პირველ უბანზე, რის შედეგადაც კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი ადიაბატის მაჩვენებელზე; ნაკლებია ($n_s < 1,41$) და მერყეობს $1,32 \div 1,39$ ზღვრებში.

კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელი დამოკიდებულია ისეთ ფაქტორებზე, როგორცაა: მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი, გაგრილების ინტენსივობა, კუმშვის ხარისხი, დგუშის რგოლების სიმჭიდროვე, ცილინდრის გეომეტრიული ზომები და ძრავას დატვირთვა.



ნახ. 67. ტემპერატურის ცვალებადობა კუმშვის პროცესის განმავლობაში.

მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდეზე. ბრუნთა რიცხვის ზრდით მცირდება პროცესის ხანგრძლივობა და, მაშასადამე, აირიდან ცილინდრის კედლებზე გადაცემული სითბოს რაოდენობა, რასაც თან სდევს კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის ზრდა.

68-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ექსპერიმენტულად მიღებული კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის დამოკი-

დებულია მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვისაგან.

ეს დამოკიდებულება თავდაპირველად მიღებული იყო პროფ. ვ. პეტროვის მიერ კარბურატორიანი ძრავასათვის (ძრავა „პერკულესი“). შემდგომ დადასტურდა, რომ დაახლოებით ასეთივე შედეგს იძლევა ღიზელიც.

ღიაგრამაზე გამოსახულ მრუდს დამაკმაყოფილებლად პასუხობს ემპირიული ფორმულა:

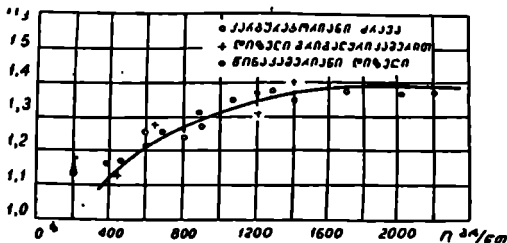
$$n_s = 1,41 - \frac{100}{n}, \quad (123)$$

სადაც n არის მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში.

საკირთა აღინიშნოს, რომ ზემომოყვანილი დამოკიდებულებები შეესაბამება: პირველ შემთხვევაში დროსელის მთლიან გაღებას, მეორე შემთხვევაში კი საწვავის სრულ მიწოდებას.

ძრავას დატვირთვის შემცირებით ცილინდრის კედლების საშუალო ტემპერატურა მცირდება, რაც ზრდის სითბოს გადაცემას ცილინდრის კედლებზე და იწვევს კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებლის შემცირებას.

აღვილი წარმოსადგენია, რომ ძრავას ინტენსიური გაგრილება გაზრდის სითბოს დანაკარგს და ამით გამოიწვევს კუმშვის პოლიტ-



ნახ. 68. კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის დამოკიდებულება ბრუნთა რიცხვზე.

რობის საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას. მაჩვენებელი მცირდება აგრეთვე ძრავას კუმშვის ხარისხის გადიდებით, რადგანაც ამ დროს იზრდება ცილინდრში მყოფი აირის ტემპერატურა და აირის დანაკარგი შემამკიდროებელი რგოლებიდან.

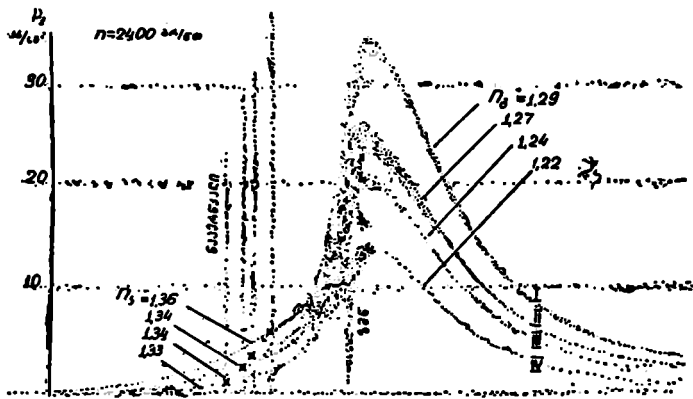
კარბურატორიანი ძრავებში, ღიზელებთან შედარებით, დაბალი კუმშვის ხარისხის მიუხედავად, კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელი უფრო დაბალია, რადგანაც აქ სითბოს ნაწილი იხარჯება საწვავის აორთქლებაზე.

სხვა ფაქტორების გარდა, კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდეზე გავლენას ახდენს ცილინდრის გეომეტრიული ზომებიც — რაც უფრო დიდია ცილინდრის დიამეტრი, მით უფრო მეტია მაჩვენებლის სიდიდე. ეს იმიტომ, რომ შეწოვილი აირის ერთეულ მოცულობაზე მოსული გაგრილების ფართობითი ზედაპირი ცილინდრის დიამეტრის უკუპროპორციულად იცვლება.

კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის შემცირება აღინიშნება კარბურატორიანი ძრავას დადროსელების დროს. ეს კარგად ჩანს ЗИЛ — 120 ძრავიდან აღებულ ინდიკატორულ დიაგრამებზე (ნახ. 69), სადაც აღნიშნულია კუმშვისა და გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლები (n_c და n_g). ინდიკატორული დიაგრამები აღე-

ბულია სრული დატვირთვისა (I), საშუალო დატვირთვებისა (II და III და უკმა სვლისათვის (IV).

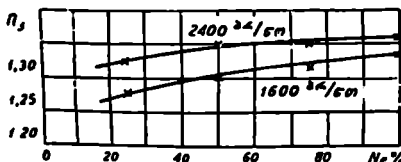
კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის n_s ნაწილობრივი ვარდნა ძრავას დატვირთვის შემცირებასთან ერთად აიხსნება იმით, რომ დადროსელების დროს ცილინდრის კედლების ტემპერატურა კლებულობს, საშუაო ნარევის ტემპერატურა კი მატულობს. ამის შედეგად კუმშვის პირველ პერიოდში მცირდება ნარევის შეთბობა ცილინდრის კედლებიდან, მეორე პერიოდში კი იზრდება სითბოს გადაცემა ნარევიდან კედლებზე და ამიტომ საბოლოოდ დიდდება კედლებისა-



ნახ. 69. ЗИЛ—120 ძრავიდან აღებული ინდიკატორული დიაგრამები.

თვის გადაცემული სითბოს რაოდენობა, რასაც თანსდევს კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებლის შემცირება.

ამას ისიც უნდა დავმატოს, რომ დადროსელების დროს ნარჩენი სამატომიანი აირების პროცენტული რაოდენობის მატების გამო ნარევის თბოტევადობა იზრდება, რაც აგრეთვე იწვევს კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებლის შემცირებას.

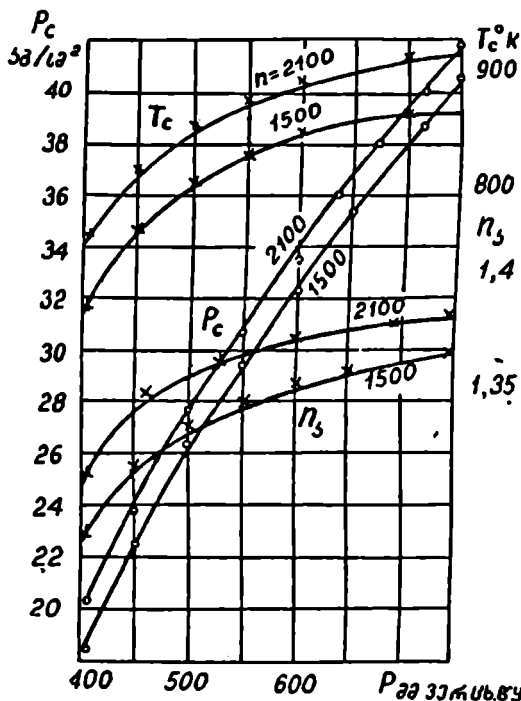


ნახ. 70. დადროსელების დროს n_s მაჩვენებლის ცვალებადობის ხასიათი.

მაჩვენებლის ცვალებადობას კარბურატორიანი ძრავას დადროსელების დროს.

კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელზე ზღვის დონიდან სიმაღლის გავლენის დასადგენად ჩატარდა სასიმაღლო პირობებში კარბურატორიანი ძრავებისა და დიზელების გამოცდა. ამ გამოცდის შედეგად მიღებული ЗИЛ — 120, Д — 54 და СМД — 7 ძრავების ინდიკატორული დიაგრამების ანალიზმა გვიჩვენა, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი არ იცვლება შესამჩნევად, თუმცა აღინიშნება მისი შემცირების ტენდენცია.

ამასთანავე უნდა აღინიშნოს, რომ ო. პონომარიოვისა და ე. პი-აღიჩევის მიერ საავტომობილო დიზელის ЯМЗ — 236 გამოცდის



ნახ. 71. ЯМЗ—236 დიზელის კუმშვის პარამეტრების ცვალებადობა ატმოსფერული წნევის ცვალებადობის დროს.

დროს აღინიშნა კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის მნიშვნელოვანი შემცირება ატმოსფერული ჰაერის წნევის ვარდნის დროს.

ეს ცვალებადობა მათ გამოსახეს ემპირიული ტოლობით:

$$n_1 = n_1^0 - n_1^0 \left(1 - \frac{p_{II}}{p_0} \right) \quad (124)$$

სადაც n_1 და n_1^0 არის კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლები ატმოსფერული ჰაერის p_{II} და საწყისი p_0 წნევების დროს.

71-ე ნახ.ზე მოცემულია ЯМЗ—236 ძრავასათვის n_1 , p_c და T_c პარამეტრების დამოკიდებულება ატმოსფერული ჰაერის წნევაზე.

ძრავას გამომცდელი ავტორები აღნიშნავენ, რომ ატმოსფერული ჰაერის წნევის შეზღუდვების დროს 300 მმ ვერცხ. წყ. სვ. ჰიდრიდმდე, კუმშვის დასასრულს ტემპერატურა ეცემა $610^\circ K$ -მდე და დიზელი ჩერდება.

დასასრულს, აღსანიშნავია ძრავას ტექნიკური მდგომარეობის გავლენა კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელზე, რაც უფრო მეტადაა გაცვეთილი დგუშის რგოლები, მით მეტია აირის დანაკარგები და, მაშასადამე, მით ნაკლებია პოლიტროპის მაჩვენებლის სიდიდე.

პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის განსაზღვრის მეთოდები

პირველი მეთოდი. თუ გვეცოდინება პოლიტროპის ორი წერტილის კოორდინატები $p_1 V_1$ და $p_2 V_2$, მაშინ გამოსახულების

$$p_1 V_1^n = p_2 V_2^n$$

გალოგარიტმებით მივიღებთ

$$\lg p_1 + n \lg V_1 = \lg p_2 + n \lg V_2,$$

საიდანაც პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი

$$n = \frac{\lg \frac{p_1}{p_2}}{\lg \frac{V_1}{V_2}} \quad (125)$$

ამრიგად, თუ მოცემულია ძრავას ინდიკატორული დიაგრამა (ნახ. 72), მაშინ მისი კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის განსაზღვრისათვის საკმარისია პოლიტროპის მრუდზე ავირჩიოთ ორი წერტილი 1 და 2, გავზომოთ მათი კოორდინატები $p_1 V_1$ და $p_2 V_2$ და (125) ტოლობით ვიანგარიშოთ საძიებელი მაჩვენებელი. თვითვე წესი, ცხადია, შეიძლება გამოვიყენოთ გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის განსაზღვრისათვისაც.

კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის განსაზღვრის დროს

ხელსაყრელია 1 და 2 წერტილები ისე შევარჩიოთ, რომ ერთი მათგანი შეესაბამებოდეს შემშვები სარქველის დახურვას, მეორე კი ელექტრონ ნაპერწკლის მიწოდებას (კარბურატორიან ძრავებში) ან ცილინდრში საწვავის შეფრქვევის დასაწყისს (დიზელებში).

მეორე მეთოდი. პოლიტროპის მრუდზე, იმავე მოსაზრებებით, რომლებიც გამოყენებული იყო ზემოთ, ირჩევენ ორ წერტილს 1 და 2, ამის შემდეგ პლანიმეტრით არკვევენ სიდიდეებს F_1 და F_2 , რომლებიც, შესაბამისად, წარმოადგენენ $1 a' b' 2$ და $1 a'' b'' 2$ ფართობებს (ნახ. 73).

პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი

$$n = \frac{F_2}{F_1} \quad (126)$$

ამ ფორმულის სისწორეში დასარწმუნებლად შეიძლება გამოვიყენოთ შემდეგი მსჯელობა:

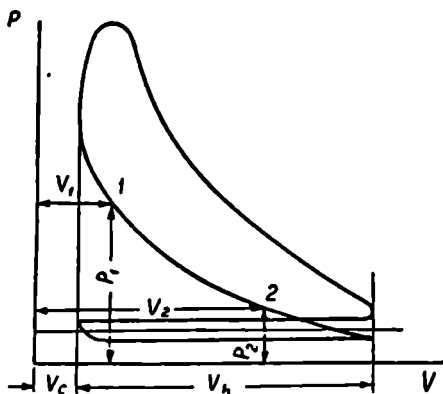
F_1 ფართობი გამოსახავს მუშაობას პოლიტროპულ პროცესში და ამიტომ

$$F_1 = \frac{1}{n-1} (p_1 V_1 - p_2 V_2)$$

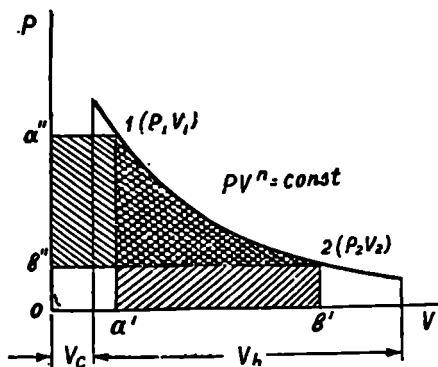
ამავე დროს გვექნება (ნახ. 73)

$$F_2 = \text{ფართობი } 1 a' b' 2 + \text{ფართობი } a'' 1 a'_0 - \text{ფართობი } 0 b'' 2 b' =$$

$$= \frac{1}{n-1} (p_1 V_1 - p_2 V_2) + p_1 V_1 - p_2 V_2 = \left(\frac{1}{n-1} + 1 \right) (p_1 V_1 - p_2 V_2) = \\ = \frac{n}{n-1} (p_1 V_1 - p_2 V_2) = n F_1, \quad \uparrow$$



ნახ. 72. სქემა პირველი მეთოდით პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის განსაზღვრისათვის.



ნახ. 73. სქემა მეორე მეთოდით პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის განსაზღვრისათვის.

რაც სავსებით ადასტურებს (126) ტოლობას.

მესამე მეთოდით პოლიტროპის ნებისმიერად შერჩეული n წერტილიდან (ნახ. 74) ვატარებთ ak მხეხს. პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი

$$n = \frac{Od}{dk}, \quad (127)$$

სადაც Od და dk მონაკვეთების სიგრძე შეიძლება გავზომოთ უშუალოდ ნახაზიდან (ნახ. 74).

ასეთი გზით შეიძლება განვსაზღვროთ პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი რამდენიმე წერტილისათვის და შემდეგ ავიღოთ მათი საშუალო.

ნახ. 74. სქემა მესამე მეთოდით პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის განსაზღვრისათვის.

(127) ტოლობის სისწორეში დასაარწმუნებლად განვიხილოთ სქემა (ნახ. 75).

პოლიტროპის მრუდზე გამოვყოთ ელემენტარული ab უბანი. მაშინ acb სამკუთხედიდან გვექნება:

$$\operatorname{tg} \alpha = - \frac{\Delta p}{\Delta V}. \quad (128)$$

დავიწყოთ a წერტილის მიხლოება b -სთან. მაშინ ზღვარში, როცა b შეეთავსება a -ს, მკვეთი ab გადაიქცევა a წერტილში პოლიტროპის ak მხეხად, ამასთანავე, α კუთხე გადავა α_1 კუთხეში, რომელსაც შეადგენს ak მხეხი აბსცისისა ღერძთან, ხოლო Δp და ΔV ელემენტები გარდაიქმნება dp და dv სიდიდეებად. ასეთ შემთხვევაში

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = - \frac{dp}{dv}. \quad (129)$$

$\frac{dp}{dV}$ სიდიდე განესაზღვროთ პოლიტროპის დიფერენციალური განტოლებიდან

$$pV^n = \text{const},$$

მ. ო.

$$V^n dp + nV^{n-1} p dV = 0$$

ან

$$V dp + n p dV = 0,$$

საიდანაც

$$\frac{dp}{dV} = -\frac{np}{V},$$

რის ჩასმა (129) ტოლობაში გვაძლევს.

$$\text{tg } \alpha_1 = -\frac{dp}{dV} = \frac{np}{V}.$$

სქემიდან (ნახ. 75) შეიძლება აგრეთვე დავწეროთ:

$$dk = \frac{ad}{\text{tg } \alpha_1} = \frac{p}{\text{tg } \alpha_1} = \frac{V}{n},$$

საიდანაც

$$n = \frac{V}{dk}.$$

თუ მხედველობაში მივიღებთ, რომ V ამ შემთხვევაში გამოსახავს a წერტილის აბსცისას, დავრწმუნდებით, რომ $V = Od$, რაც სავეებით ადასტურებს (127) ტოლობის სიზუსტეს.

განხილული სამივე მეთოდი შეიძლება გამოვიყენოთ ძრავას ინდიკატორული დიაგრამის მეშვეობით კუმშვის ან გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის საანგარიშოდ, მაგრამ უპირატესობა მაინც მეორეს უნდა მიეცეს, როგორც უფრო ზუსტ მეთოდს.

აირის წნევა და ტემპერატურა კუმშვის დასასრულს

76-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია კუმშვის პროცესის შესაბამისი დიაგრამა. ამ დიაგრამაზე a წერტილი წარმოადგენს კუმშვის პროცესის საწყისს (რომელიც ამავე დროს შევსების პროცესის დასასრულია), c წერტილი კი კუმშვის დასასრულს.

a წერტილის პარამეტრები (p_a და T_a) განსაზღვრული იყო შევსების პროცესის განხილვის დროს. რაც შეეხება c წერტილს, მისი პარამეტრები განისაზღვრება კუმშვის საწყისი წნევისა და ტემპერატურის,

კუმშვის ხარისხის სიდიდისა და კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის მიხედვით, რისთვისაც საკმარისია გამოვიყენოთ პოლიტროპული პროცესის ცნობილი განტოლებები.

თუ ამ განტოლებებს დაეწერთ a და c წერტილებისათვის, გვექნება

$$p_a V_a^{n_j} = p_c V_c^{n_j}$$

და

$$T_a V_a^{n_j - 1} = T_c V_c^{n_j - 1}$$

საიდანაც მივიღებთ:

კუმშვის დასასრულს წნევისათვის

$$p_c = p_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_j} = p_a \varepsilon^{n_j} \quad (130)$$

კუმშვის დასასრულს ტემპერატურისათვის

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_j - 1} = T_a \varepsilon^{n_j - 1} \quad (131)$$

არსებული ძრავებისათვის კუმშვის დასასრულს წნევისა და ტემპერატურის საშუალო სიდიდეები შეიძლება მივიღოთ ზღვრებში, რომლებიც ნაჩვენებია მე-12 ცხრილში.

კუმშვის პროცესის მიმდინარეობა ძრავას ამუშავების დროს

ძრავას ამუშავების დროს კუმშვის პროცესის მიმდინარეობის თავისებურება განპირობებულია იმით, რომ მუხლა ლილვის დაბალი ბრუნთა რიცხვისა და, მაშასადამე, დგუშის მოძრაობის მცირე სიჩქარის გამო. შესამჩნევად იზრდება კუმშვის დრო და ამიტომ მატულობს აირის დანაკარგები დგუშსა და ცილინდრის კედლებს შორის არსებულ ღრეჩოებში მათი გაპარვის გამო.

ეს გარემოება იწვევს კუმშვის დასასრულს აირის წნევისა და ტემპერატურის შემცირებას და აუარესებს ძრავას ამუშავების უნარიანობას. ეს უფრო შესამჩნევია დიზელებში, რადგანაც მათში არ არსებობს აალების გარეშე წყარო და საწვავის წვა იწყება მხოლოდ თვითაალებით.

კუმშვის დასასრულს წნევისა და ტემპერატურის ცვლელბადობის ზღვრები

ძრავა	P_c მწ/მ ²	P_c კგ/სმ ²	$T_c^{\circ} K$
კარბურატორიანი	0,7÷1,2	7÷12	600÷750
აირით მომუშავე	1,2÷1,8	12÷18	700÷800
ღიზელი	3,0÷4,5	30÷45	750÷900

ძრავას ამუშავეების შემდეგ მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის გადიდების გამო მცირდება კუმშვის პროცესის დრო და ამიტომ დაკარგული აირის რაოდენობაც. ნომინალურ ბრუნთა რიცხვზე, ნორმალურ ტექნიკურ მდგომარეობაში მყოფ ძრავებში, ეს დანაკარგი შეუმჩნეველი ხდება და ამიტომ არცაა მხედველობაში მიღებული კუმშვის დასასრულს აირის წნევისა და ტემპერატურის გაანგარიშების დროს.

იმისათვის, რომ შეგვეძლოს მსჯელობა ძრავას ამუშავეების უნარიანობის შესახებ, სასურველია ვიცოდეთ აირის დანაკარგების გათვალისწინებით კუმშვის დასასრულს აირის წნევისა და ტემპერატურის გაანგარიშების მეთოდი.

ეს მეთოდი დამყარებულია იმაზე, რომ საანგარიშოდ აღებულია პოლიტროპის განტოლებები, დაწერილი აირის კუთრი მოცულობისათვის.

$$p v^{n_j} = \text{const} \text{ და } T v^{n_j - 1} = \text{const}.$$

კუმშვის პროცესის საწყისი a და ბოლო c წერტილებისათვის (ნახ. 76) შეიძლება დავწეროთ:

$$p_a v_a^{n_j} = p_c v_c^{n_j}, \tag{132}$$

სადაც v_a და v_c არის აირის კუთრი მოცულობა a და c წერტილებითათვის.

თუ G_a და G_c იქნება აირის რაოდენობა a და c წერტილებში, ხოლო V_a და V_c — ცილინდრის სრული და კუმშვის კამერის მოცულობები, მაშინ შეიძლება დავწეროთ:

$$v_a = \frac{V_a}{G_a} \text{ და } v_c = \frac{V_c}{G_c},$$

რის შეტანა წინა განტოლებაში მოგვეცემს.

ან

$$p_a \left(\frac{V_a}{G_a} \right)^{n_j} = p_c \left(\frac{V_c}{G_c} \right)^{n_j}$$

$$p_c = p_a \left(\frac{V_a}{V_c} \frac{G_c}{G_a} \right)^{n_j} = p_a \left(\varepsilon \frac{G_c}{G_a} \right)^{n_j} \quad (133)$$

ადვილი წარმოსადგენია, რომ სხვაობა $G_a - G_c = \Delta G$ გამოსახავს აირის დანაკარგს კუმშვის განმავლობაში. მისი შეტანა (133) ტოლობაში გვაძლევს:

$$p_c = p_a \left[\varepsilon \left(1 - \frac{\Delta G}{G_a} \right) \right]^{n_j} \quad (134)$$

ანალოგიურად შეიძლება მივიღოთ

$$T_c = T_a \left[\varepsilon \left(1 - \frac{\Delta G}{G_a} \right) \right]^{n_j - 1} \quad (135)$$

ამრიგად, თუ გვეცოდინება აირის ΔG დანაკარგი კუმშვის დროს, მაშინ (134) და (135) ტოლობების დახმარებით შეეძლება ვიანგარიშოთ აირის წნევა და ტემპერატურა კუმშვის დასასრულს მოცემულ შემთხვევაში.

როგორც მოსალოდნელი იყო, ფორმულები გვიჩვენებს, რომ აირის დანაკარგების ზრდა იწვევს კუმშვის დასასრულს წნევისა და ტემპერატურის შემცირებას. მაგალითისათვის შეიძლება დავასახელოთ, რომ, როდესაც აირის დანაკარგი კუმშვის დროს შეადგენს 20%-ს, აირის წნევა კუმშვის დასასრულს ეცემა დაახლოებით 25%-ით, ხოლო ტემპერატურა 12%-ით. ΔG დანაკარგი შეიძლება დადგინდეს მხოლოდ ექსპერიმენტული გზით. ის პირველ რიგში დამოკიდებულია მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე, შემამკვიდრებელი სისტემის კონსტრუქციაზე, ძრავას ტექნიკურ მდგომარეობასა და მოხახუნე ზედაპირების შეზეთაზე.

კუმშვის პროცესის მიმდინარეობა კარბურატორიანი ძრავას დადროსელების დროს

კარბურატორიანი ძრავასათვის კუმშვის ხარისხს, ჩვეულებრივ, არჩევენ ძაუნთაირად, რომ მოცემული საწვავით ძრავა ყველაზე მძიმე პირობებში მუშაობდეს დეტონაციის ზღვარზე. ყველაზე მძიმე პირო-

ბებად ასეთი ძრავასათვის უნდა ჩაითვალოს მისი მუშაობა სრული დროსეულითა და მინიმალური ბრუნთა რიცხვით. ყველა სხვა შემთხვევაში, როცა ძრავა მუშაობს არასრული დატვირთვით და გადიდებული ბრუნთა რიცხვით, კუმშვის ხარისხი დასაშვებზე უფრო მცირე გამოდის, მაგრამ, სამწუხაროდ, ჩვეულებრივ ძრავებში ამ გარემოების თავიდან აცილება შეუძლებელია.

დადროსელებულ ძრავაში კუმშვის ხარისხის გადიდების შესაძლებლობა იქმნება იმიტომ, რომ ამ დროს მცირდება ცილინდრში მყოფი აირის კუმშვის წნევა და მატულობს სამუშაო წარჩენი ნამუშევარი აირების რაოდენობა და, მაშასადამე, მცირდება ზიდრეკილება დეტონაციისაკენ.

თუ ძრავა გამოყენებულია ავტომობილისათვის, მაშინ უნდა ვიგულისხმოთ, რომ მას ძირითადად მოუხდება მუშაობა არასრული დატვირთვით და მხოლოდ ცალკეულ შემთხვევებში სრულ დროსეულით.

ამრიგად, ჩვეულებრივი საავტომობილო კარბუატორიანი ძრავა ძირითად სამუშაო რეჟიმზე მუშაობს შემცირებული კუმშვის ხარისხით, რაც, რა თქმა უნდა, ცუდად მოქმედებს ავტომობილის ეკონომიურობაზე.

ამ საკითხის საუკეთესო გადაწყვეტა იქნებოდა ცვლადი კუმშვის ხარისხის მქონე ძრავას გამოყენება, სადაც დადროსელების ხარისხის შესაბამისად ავტომატურად გაიზრდებოდა კუმშვის ხარისხი. ასეთ შემთხვევაში ძრავა ყველა რეჟიმზე იმუშავებდა ოპტიმალური კუმშვის ხარისხით და უზრუნველყოფდა ავტომობილის მაღალ ეკონომიურობას.

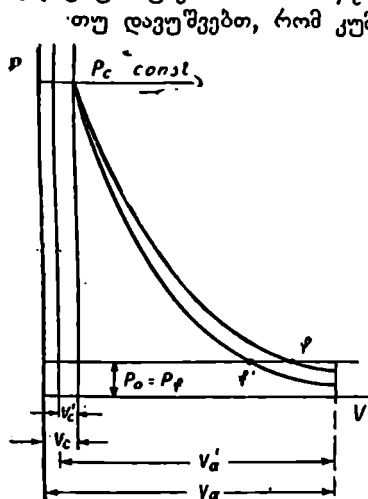
სამწუხაროდ, ასეთი ძრავების გავრცელება ჭერჭერობით შეზღუდულია კუმშვის ხარისხის ცვლის მექანიზმის სირთულით და მისი მცირე საექსპლოატაციო საიმედობით.

ჩვენთან და უცხოეთში ჩატარებული ექსპერიმენტები უჩვენებს, რომ ძრავას მუშაობა ყველა შესაძლო რეჟიმზე სავსებით ნორმალური იქნება, თუ მისი კუმშვის ხარისხი მოახდენს ცვალებადობას კანონით, რომლის დროსაც კუმშვის დასაჩარულს წნევა ყველა შემთხვევაში მუდმივი იქნება ($p_c = \text{const}$) და არ გადააქარბებს სრულ დროსელზე ამ პარამეტრის სიდიდეს.

ეს გარემოება საშუალებას გვაძლევს გამოვთვალოთ მაქსიმალურად დასაშვებ კუმშვის ხარისხის ზღვიდე ძრავას მოცემული რეჟიმისათვის.

77-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია დიაგრამა, აგებული პირობისათვის, როცა ყველა სადროსელო რეჟიმზე უზრუნველყოფილია კუმშვის დასაჩარულს აირის წნევის მუდმივობა ($p_c = \text{const}$).

აქ კუმშვის ზედა პოლიტროპა შეესაბამება ძრავას მუშაობას სრული დროსელით და $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$ კუმშვის ხარისხით, ქვედა პოლიტროპა კი — მუშაობას მიხურული დროსელით და კუმშვის $\varepsilon_e = \frac{V'_a}{V'_c}$ ხარისხით, რომელიც უპასუხებს პირობას $p_c = \text{const}$.



ნახ. 77. კუმშვის პოლიტროპები შემთხვევისათვის $p_c = \text{const}$.

თუ დავუშვებთ, რომ კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი n_j არაა დამოკიდებული კუმშვის ხარისხზე, მაშინ მოცემული რეჟიმისათვის მაქსიმალურად დასაშვები კუმშვის ხარისხის ε_e სიდიდის საანგარიშოდ შეიძლება დავწეროთ ტოლობა

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_j} = p'_a \varepsilon_e^{n_j},$$

საიდანაც

$$\varepsilon_e = \left(\frac{p_a}{p'_a} \right)^{1/n_j} \quad (136)$$

თუ შევსებთ წნევების ფარდობას შევცვლით შევსების კოეფიციენტების ფარდობით, ე. ი. მიხაზლობით მივიღებთ, რომ $\frac{p_a}{p'_a} \approx \frac{\eta_v}{\eta'_v}$, მაშინ მივიღებთ პრაქტიკული გამოყენებისათვის მარჯვე ფორმულას:

$$\varepsilon_e = \left(\frac{\eta_v}{\eta'_v} \right)^{1/n_j} \quad (137)$$

ცხადია, რომ კუმშვის ხარისხის სიდიდეზე გავლენას მოახდენს ისეთი ფაქტორები, როგორცაა აირის გრიგალური მოძრაობა, თბოგადაცემის ხასიათის ცვალებადობა და სხვა კონსტრუქციული ფაქტორები, მაგრამ მათი გათვალისწინება გამოანგარიშებაში თითქმის შეუძლებელია.

ამიტომ კონკრეტული ძრავისათვის კუმშვის ხარისხის ცვალებადობის ხასიათი უნდა დაზუსტდეს ექსპერიმენტული გზით.

კუმშვის პროცესის მიმდინარეობა სასიმალო პირობებში

შიგაწვის ძრავას სასიმალო პირობებში მუშაობის დროს მცირდება ცილინდრში მოხვედრილი მუხტის მასა, რასაც თან სდევს კუმ-

შვის დასასრულს წნევის შემცირება. ამრიგად, ზღვის დონიდან სიმაღლის მატების დროს წარმოებს კარბურატორიან ძრავაში დადროსელების მსგავსი პროცესი.

დასახელებული მიზეზის გამო ძრავასათვის ნორმალურ პირობებში დაწესებული კუმშვის ხარისხის სიდიდე სასიმაღლო პირობებში კარგავს თავის ოპტიმალობას და მოითხოვს შესწორებას.

მაგალითად, კარბურატორიან ძრავაში ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად კლებულობს მიღრეკილება დეტონაციისაკენ და იქმნება კუმშვის ხარისხის გადიდების შესაძლებლობა.

78-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს კუმშვის დასასრულს წნევას ვარდნის ხასიათი ЗИЛ—120 და ГАЗ—51 ძრავებისათვის.

კუმშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდე მოცემული სიმაღლისათვის ზღვის დონიდან კარბურატორიანი ძრავასათვის, მსგავსად დადროსელებისა, შეიძლება ვიანგარიშოთ იმ პირობით, რომ ყველა სიმაღლეზე კუმშვის დასასრულს წნევა რჩებოდეს მუდმივი და ტოლი წნევისა, რომელსაც ძრავა ავითარებს ზღვის დონეზე.

თუ მოცემული ძრავასათვის ნორმალურ პირობებში ოპტიმალური კუმშვის ხარისხია ϵ , ხოლო ზღვის დონიდან მოცემული სიმაღლისათვის ϵ_{II} , მაშინ კუმშვის პოლიტროპის მუდმივი n , მაჩვენებლის დროს კუმშვის დასასრულს წნევა იქნება:

$$p_{c0} = p_{a0} \epsilon^{n_1} \quad \text{და} \quad p_{cII} = p_{aII} \epsilon_{II}^{n_1}.$$

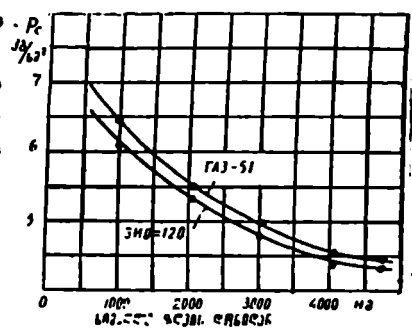
აღრე მიღებული პირობის თანახმად, $p_{c0} = p_{cII}$, რის გამო

$$p_{a0} \epsilon^{n_1} = p_{aII} \epsilon_{II}^{n_1}$$

ან

$$\frac{\epsilon_{II}}{\epsilon} = \left(\frac{p_{a0}}{p_{aII}} \right)^{1/n_1} \quad (138)$$

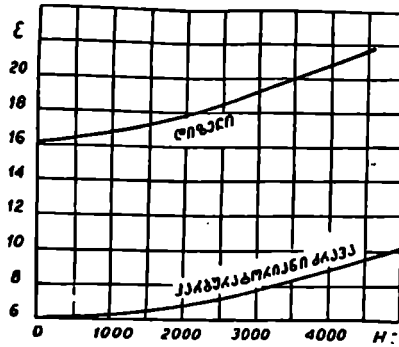
თუ მიახლოებით მივიღებთ $\frac{p_{a0}}{p_{aII}} \approx \frac{p_0}{p_n} = \frac{1}{\mu}$, მაშინ საბოლოოდ ვეპქნება



ნახ. 78. კუმშვის დასასრულს წნევის შემცირების ხასიათი მალაშობ პირობებში.

$$\varepsilon_H = \frac{\varepsilon}{\mu \cdot 1/n_j} \quad (139)$$

79 ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ε_H სილიდის ცვალებადობის ხასიათი ზღვის



ნახ. 79. ε_H სილიდის ცვალებადობა სიმაღლეების მიხედვით.

დონიდან სიმაღლის მიხედვით კარბურატორიანი ძრავისათვის, სადაც $\varepsilon = 6$, ხოლო $n_j = 1,34$, და ღიზელისათვის, სადაც $\varepsilon = 16$.

§ 8. წვის პროცესი

ზოგადი ცნობები

სამუშაო ნარევის კუმშვის დასასრულს წარმოებს საწვავის აალებ-
ბა და იწყება წვის პროცესი.

წვის პროცესი წარმოადგენს საწვავის ქიმიური ენერჯის სითბოდ
გარდაქმნის პროცესს, რომელიც ხორციელდება საწვავის დაჟანგვის
შედეგად.

კარბურატორიან და აირით მომუშავე ძრავებში აალების მიზეზს
წარმოადგენს ასანთ სანთელში წარმოქმნილი ელექტრონაპერწყალი;
ღიზელებში აალებას იწვევს წვის კამერაში შეფრქვეული საწვავის ნა-
წილაკების შეხება კუმშვისაგან გაცხელებულ ჰაერთან, ხოლო კალო-
რიზატორიან ძრავებში აალების მიზეზი ხდება საწვავის ნაწილაკების
შეფრქვევა წინასწარ გაცხელებულ ასანთ ბირთვში (კალორიზატორ-
ში).

წვის პროცესი შედგება მეტად რთული ფიზიკური და ქიმიური
მოვლენებისაგან, რის გამოც მისი გამოკვლევა დიდ სიძნელეებთანაა
დაკავშირებული.

ჩვენ აქ განვიხილავთ მხოლოდ ზოგიერთ ცნობებს წვის პროცესის შესახებ და გავცნობით მის თერმოდინამიკურ გაანგარიშებას.

წვის პროცესის სწორ წარმართვაზე დიდადაა დამოკიდებული ძრავას მაჩვენებლები, რის გამო საჭიროა ვიცოდეთ ამ პროცესის მართვის საშუალებანი.

შიგაწვის ძრავებში წვა სწრაფად უნდა მიმდინარეობდეს და ფეთქვის ხასიათი ჰქონდეს. წინააღმდეგ შემთხვევაში წვის შედეგად სითბო ნელა გამოიყოფა და თუ მთლიანად არა, მისი დიდი ნაწილი მაინც ძრავას ნაწილებს გადაეცემა. ასეთ შემთხვევაში ცილინდრში მყოფი აირის წნევა მცირედ გაიზრდება, რომელსაც უნარი არ ექნება განახორციელოს ძრავას ნორმალური მუშაობა.

ამასთანავე, ისიც უნდა გავითვალისწინოთ, რომ არც გადამეტეხულად სწრაფი წვაა ხელსაყრელი, რადგანაც ის იწვევს ძრავას ხისტ მუშაობას და აზიანებს მის ნაწილებს.

თანამედროვე შიგაწვის ძრავებისათვის წვის პროცესის ოპტიმალურ ხანგრძლივობად ითვლება ის მინიმალური დრო, რომელიც საკმარისია ძრავას რბილი მუშაობისათვის.

საწვავის წვა წარმოებს აირისებრ ფაზაში. იმისათვის, რომ დაეანგვის რეაქციები ვითარდებოდეს საკმაოდ დიდი სიჩქარით, თხევადი საწვავი უნდა აორთქლდეს და მისი ნაწილაკები შეერიოს ჰაერს. წვის პროცესი ყველაზე უფრო სწრაფად ვითარდება ერთგვაროვან ნარეუვებში, სადაც საწვავის მოლეკულები თანაბრადაა განაწილებული ჟანგბადის მოლეკულებს შორის.

თხევადი საწვავის წვის სიჩქარე განისაზღვრება საწვავის აორთქლებისა და მისი ჰაერთან შერევის სიჩქარით.

მე-80 ნახ-ზე ნაჩვენებია ორი გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამა, რომლებზედაც კუმშვისა და გაფართოების პროცესებთან ერთად კარგად მოჩანს წვის პროცესის მიმდინარეობა. ამ ნახ-ზე ზედა დიაგრამა შეესაბამება კარბურატორიან ძრავას, ხოლო ქვედა — დიზელს.

დიაგრამის აბსცისა გამოსახავს მუხლა ლილვის შემობრუნებას გრადუსობით, ხოლო ორდინატა — ცილინდრში მყოფი აირის წნევას.

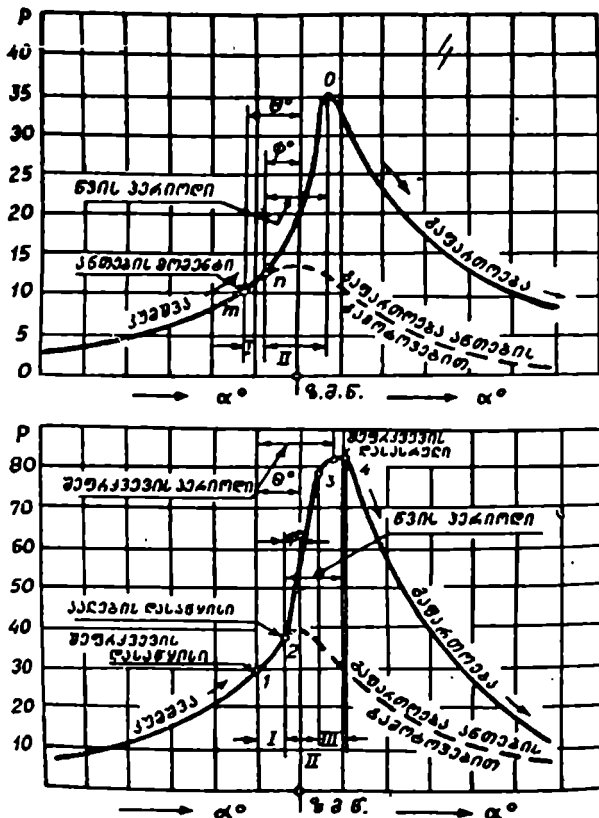
ორივე შემთხვევაში მთლიანი ხაზები გამოსახავს წნევების ცვალებადობას ძრავას ნორმალური მუშაობის დროს, ხოლო წყვეტილი — წნევების ცვალებადობას აალების გარეშე (როცა არ იქნება მიწოდებული ნაპერწკალი ან ცილინდრში არ იქნება შეფრქვეული საწვავი).

კარბურატორიან ძრავაში ნაპერწკლის მიწოდება (ე. ი. ანთება) ხდება *m* წერტილში (ნახ. 80, ზემოთ), მაშინ, როდესაც დგუში ჭერ არ მისულა ზედა მკვდარ წერტილში. ეს წინსწრება მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის მიხედვით θ° -ს შეადგენს. *m* წერტილში ნაპერ-

წყლის მიწოდების მიუხედავად, წნევის შესამჩნევი ზრდა იწყება მხოლოდ n წერტილში. სწორედ ესაა იმის მიზეზი, რომ კარბურატორიან და აირით მომუშავე ძრავებში აუცილებელია ელექტრონაპერწყლის მიწოდება განსაზღვრული წინსწრებით.

პერიოდს m -დან n წერტილამდე წვის პროცესის პირველ პერიოდს ან ზოგჯერ საინდუქტორო პერიოდს უწოდებენ.

ამ პერიოდის ხანგრძლივობა დამოკიდებულია სხვადასხვა ფაქ-



ნახ. 80. კარბურატორიანი (ზედა) და დიზელის (ქვედა) ძრავების გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამები.

ტორზე, რომელთაგან პირველ რიგში უნდა აღვნიშნოთ: სამუშაო ნარევის შედგენილობა, წნევა და ტემპერატურა, საწვავის ხარისხი, აირის

გრიგალური მოძრაობა, ნაპერწყლის სიძლიერე და სხვ. *რ.* წერტილიდან დაწყებული წნევა მკვეთრად იზრდება და მაქსიმუმს აღწევს *O* წერტილში.

დიზელის ცილინდრებში მიმდინარე წვის პროცესი კარბურატორიან ძრავასთან შედარებით ხასიათდება მრავალი თავისებურებებით.

კარბურატორიან ძრავაში საწვავი ნარევის შექმნა იწყება კარბურატორში, გრძელდება ნარევიან მოძრაობისას შემშვებ მილში და მთავრდება ცილინდრში კუმშვის პროცესის დასასრულს. ამ ხნის განმავლობაში საწვავი ასწრებს აორთქლებას და კარგად შეერევა ჰაერს, რის შედეგად წვის პროცესის დროს კარგად გამოიყენება ჰაერში მყოფი ჟანგბადი.

თვითაალებად ძრავაში (დიზელში) საწვავი ნარევის შექმნა შეზღუდულია დროით. აქ საწვავი ნარევის შექმნა იწყება მხოლოდ კუმშვის პროცესის დასასრულს, როდესაც ცილინდრში შეიფრქვევა საწვავი, და მთავრდება მეტად მოკლე პერიოდში, ვიდრე დგუში მივიღოდეს ზედა მკვდარ წერტილში.

იმის გამო, რომ თვითაალებად ძრავაში საწვავის შეფრქვევა იწყება ზედა მკვდარ წერტილამდე 15 — 30° წინსწრებით, ამიტომ ნარევის შექმნისათვის განკუთვნილი დრო ამ კუთხით მუხლა ლილვის შემობრუნებას შეესაბამება.

დროის სიმცირის გამო ცილინდრში შეფრქვეული საწვავი ვერ ასწრებს სრულ აორთქლებასა და კარგ შერევას ჰაერთან, რის შედეგადაც წვის დროს არ ხერხდება შეკუმშულ ჰაერში მყოფი ჟანგბადის სრული გამოყენება.

ამ მიზეზის გამო საწვავის სრული წვის მისაღწევად საჭირო ხდება ცილინდრში ჰარბი ჟანგბადის მიწოდება.

თანამედროვე დიზელის ძრავებში, მიუხედავად იმისა, რომ მიღებულია ზომები წვის წინა პერიოდში ძლიერი გრიგალური მოძრაობის შექმნისათვის და, მაშასადამე, საწვავისა და ჰაერის კარგი შერევისათვის, მაინც საჭირო ხდება მუშაობა ჰაერის მნიშვნელოვანი სიჭარბით ($\alpha = 1,2 \div 1,8$).

მე-80 ნახ-ზე (ქვემოთ) ნაჩვენებია თვითაალებადი ძრავას გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამა.

კუმშვის პროცესის დამთავრებამდე, მაშინ, როცა დგუში უახლოვდება ზედა მკვდარ წერტილს, იწყება საწვავის შეფრქვევა (წერტილი 1), რომელიც გრძელდება წვის პროცესის განმავლობაში. დიაგრამაზე (ნახ. 80) ნაჩვენებია საწვავის შეფრქვევის დასასრული და წერტილი, სადაც აირის წნევა აღწევს მაქსიმუმს (წერტილი 4).

(1) წერტილიდან (2) წერტილამდე (პირველი პერიოდი) ცილინდრში მოხვედრილი საწვავი, ეხება რა კუმშვისაგან გაცხელებულ ჰაერს, განიცდის ფიზიკურ და ქიმიურ ცვლილებებს. ფიზიკური ცვლილება საწვავის აორთქლებით გამოისახება, ქიმიური კი იმით, რომ საწვავის ნახშირწყალბადები ჰაერის ჟანგბადით დაიჟანგება და წარმოიქმნება არამდგრადი შენაერთები.

წვის პროცესის ამ პერიოდს თვითაალების შეფერხების პერიოდი ეწოდება. ზოგი ავტორი მას საინდუქციო პერიოდს უწოდებს.

თვითაალების შეფერხების პერიოდში რეაქციის მცირე სიჩქარის გამო სითბოს გამოყოფა თითქმის არ ხდება. ამ მიზეზით (1) წერტილიდან (2) წერტილამდე აირის წნევა კუმშვის წნევასთან შედარებით არ იზრდება. პირიქით, შემჩნეულია, რომ ზოგ შემთხვევაში აირის წნევა კუმშვის წნევაზე რამდენადმე მცირეც კი არის, რაც ამ პერიოდში საწვავის აორთქლებაზე განაზღვრული რაოდენობის სითბოს ხარჯით აიხსნება.

ამრიგად, თვითაალების შეფერხების პერიოდის განმავლობაში წარმოებს ცილინდრში შეფერხებული საწვავის შემზადება წვისათვის. ამ პერიოდის დასასრულს, როცა ცილინდრში მოგროვდება წინასწარი დაჟანგვის პროდუქტების საკმარისი რაოდენობა, იწყება საწვავის წვა. ამის შემდეგ მიმდინარეობს საწვავის თვალსაჩინო წვა (მეორე პერიოდი).

თვალსაჩინო წვის პერიოდი იწყება (2) წერტილში და მთავრდება (3) წერტილში. ის ხასიათდება წნევის მკვეთრი ზრდით და უახლოვდება თეორიულ ციკლში განხილულ პროცესს მუდმივი მოცულობის დროს.

ამ პერიოდის განმავლობაში წნევის ზრდის სიჩქარე დამოკიდებულია თვითაალების შეფერხების პერიოდის სიდიდეზე. რაც უფრო დიდია ეს პერიოდი, მით უფრო მეტი საწვავი გროვდება ცილინდრში წვის დაწყების მომენტისათვის და, მაშასადამე, მით უფრო მეტი საწვავი დაიწვეება მეორე პერიოდის დასაწყისში.

აქედან ცხადია, რომ, რაც უფრო დიდია თვითაალების შეფერხების პერიოდი, მით უფრო მკვეთრია წნევის ზრდა, მაგრამ წნევის გადამეტებულად მკვეთრი ზრდა მეტად არასასურველია, რადგანაც იგი იწვევს ძრავას ხისტი მუშაობას და ძლიერ დარტყმებს დგუშის ზედაპირზე. მუშაობის სიხისტე და დარტყმები განაპირობებს ძრავას ძირითადი ნაწილების დინამიკურ გადატვირთვას და იწვევს მათს დაჩქარებულ ცვეთას.

პერიოდს (3) და (4) წერტილებს შორის (მესამე პერიოდი) შენელებული წვის პერიოდი ეწოდება. ის ხასიათდება წნევის შენელებულ-

ლი ზრდით და უახლოვდება თეორიულ ციკლში განხილულ პროცესს მუდმივი წნევის დროს.

მაღალი ტემპერატურისა და წნევის გამო ამ პერიოდის განმავლობაში შეფრქვეული საწვავი შემზადებისათვის არ მოითხოვს დიდ დროს და იწვის თითქმის შეფრქვევისთანავე.

წნევის შენელებული ზრდა დაკავშირებულია იმასთან, რომ ამ პერიოდის დროს დგუშის სიჩქარე საკმაოდ დიდია და, მაშასადამე, წვის პროცესი მიმდინარეობს მოცულობის მნიშვნელოვანი ზრდის პირობებში.

(4) წერტილში აიჩის წნევა უდიდეს მნიშვნელობას აღწევს, ამის შემდეგ იწყება აირების გაფართოება და წნევა მკვეთრად ეცემა.

აღსანიშნავია, რომ (4) წერტილში წვა არაა დამთავრებული და ცილინდრში აღრე შეფრქვეული საწვავის დაუწვავი ნაწილი განაგრძობს წვას გაფართოების ხაზზე.

თუ შეეჯამებთ ამ მსჯელობას, დავრწმუნდებით, რომ დიზელის ძრავას მუშაობაზე დიდ გავლენას ახდენს თვითაალების შეფერხების პერიოდი (საინდუქციო პერიოდი). რაც უფრო მკირეა ეს პერიოდი, მით უფრო რბილად მუშაობს ძრავა და ნაკლებია მისი ნაწილების დანაშკიკრა დატვირთვა.

თვითაალების შეფერხების პერიოდის სიდიდე დამოკიდებულია სხვადასხვა ფაქტორზე, რომლებიც ქვემოთ იქნება განხილული.

ერთიპიორძაგან უნდა გავარჩიოთ წვის ხანგრძლივობა და ალის გავრცელების სიჩქარე.

წვის ხანგრძლივობა იზომება წამობით და გამოსახავს იმ დროს, რომელიც შეესაბამება მუხლა ლილვის შემობრუნებას წვის დაწყების მომენტიდან მაქსიმალური წნევის მიღწევის მომენტამდე.

წვის ხანგრძლივობისაგან განსხვავებით ალის გავრცელების სიჩქარე იზომება მეტრობით წამში და გამოსახავს წვის კამერაში ალის გავრცელების (გადაადგილების) სიჩქარეს.

წვის ხანგრძლივობა შეიძლება ადვილად გამოირკვეს ინდიკატორული დიაგრამიდან, ხოლო ალის გავრცელების სიჩქარის გამოსარკვევად საჭიროა სპეციალური ხელსაწყოების გამოყენება.

ქიმიური რეაქცია შეიძლება მოხდეს მორეაგირე მოლეკულების შეჯახებით, რომელთა რაოდენობა პროპორციულია მორეაგირე ნივთიერებათა კონცენტრაციისა. მაგრამ ეს მაინც არ ნიშნავს, რომ რეაქცია უნდა წარმოიქმნას ყოველი შეჯახების შედეგად, რადგანაც რეაქციაში ჩაბმულ მოლეკულათა რაოდენობა მუდამ ნაკლებია შეჯახებათა რაოდენობაზე. ამასთანავე უნდა აღინიშნოს, რომ შეჯახებების რაოდენობა შეიძლება გაიზარდოს ტემპერატურის გადიდებით.

რეაქციის წამოწყებისათვის საჭიროა შეჯახებულ მოლეკულათა ენერგია საკმარისი იყოს შიგამოლეკულურ კავშირთა დარღვევისათვის. ამასთანავე, აირში მყოფი მოლეკულების უდიდესი ნაწილი შეიცავს რაღაც საშუალო ენერგიას, რაც განსაზღვრავს აირის ტემპერატურას; ამიტომ რეაგირებს მხოლოდ ის მოლეკულები, რომლებიც შეიცავენ საშუალოზე რაღაც E სიდიდით მეტ ენერგიას, საკმარისს რეაქციის წარმოქმნისათვის. ასეთი მოლეკულები აქტიური მოლეკულებია, ქარბი E ენერგია კი წარმოადგენს ე. წ. აქტივაციის ენერგიას.

აქტივაციის E ენერგია დამოკიდებულია რეაქციის ხასიათსა და მიმდინარეობის პირობებზე; რაც ნაკლებია მისი სიდიდე, მით უფრო ადვილად იწყება და სწრაფად მიმდინარეობს რეაქცია.

წვის პროცესში ალის ფრონტის გავრცელება, ე. ი. რეაქციის ზონის გადაადგილება, ქიმიური და ფიზიკური წარმოშობის მქონე ფაქტორებისაგან დამოკიდებულებით შეიძლება მიმდინარეობდეს სხვადასხვა სიჩქარით.

ალის გავრცელების სიჩქარე საწვავის მოლეკულების დაჟანგვის ქიმიური რეაქციის სიჩქარესთან ერთად განსაზღვრავს წვის კამერაში მოთავსებული მუშა ნარევის წვის ხანგრძლივობას.

მუშა ნარევის მთლიანი მასის წვის საერთო ხანგრძლივობა შედგება შემდეგი ელემენტებისაგან:

1. დრო, რომელიც საჭიროა რეაქციის საწყისი კერების შექმნისათვის (ალის წარმოშობა).

2. დრო, რომელიც საჭიროა წვის კამერის მთელ მოცულობაში რეაქციის ზონის გავრცელებისათვის;

3. დრო, რომელიც საჭიროა დაჟანგვის რეაქციების სრული დამთავრებისათვის.

პირველი და მესამე ელემენტების ხანგრძლივობა განისაზღვრება დაჟანგვის რეაქციის სიჩქარით და განპირობებულია ნივთიერების რაოდენობით, რომელმაც მოახდინა წვის დროს რეაგირება დროისა და მოცულობის ერთეულებში (კგ/წმ. მ³ ან მოლი/წმ. მ³). მეორე ელემენტი განისაზღვრება ალის გავრცელების სიჩქარით (მ/წმ), რომელიც დამოკიდებულია არა მარტო ქიმიური რეაქციის სიჩქარეზე, არამედ სხვა ფიზიკურ ფაქტორებზეც (მაგალითად, წვის დროს ტურბულენტური მოძრაობა).

ყველაფერი ეს ერთად აღებული განსაზღვრავს წვის სიჩქარის საერთო სიდიდეს და წარმოადგენს საწვავის რაოდენობას, რომელიც ჩაება რეაქციაში წვის კამერის მთელ მოცულობაში. მისი განზომილება იქნება კგ/წმ ან მოლი/წმ.

წვის სიჩქარე წარმოადგენს მუშა ციკლის მნიშვნელოვან მაჩვენებელს.

ნებელს, რადგანაც მისი სიდიდე განსაზღვრავს წვის დროს სიბოლოს გამოყოფის ინტენსივობას (კვალ/წმ) და მასთან ერთად ამ პროცესში აირის წნევასა და ტემპერატურას.

სხვადასხვა ტიპის ძრავებში წვის პროცესი მიმდინარეობს სხვადასხვანაირად. ყველაფერი დამოკიდებულია იმაზე, თუ რა გზით წარმოებს საწვავი ნარევის შემზადება და როგორია მისი აალების ხერხი.

საწვავი ნარევის გარე წარმოქმნისა და იძულებითი აალების მქონე ძრავებში საწვავი ნარევი წინასწარ შემზადებულია და აგრეგატული მდგომარეობით თითქმის ერთგვაროვანია (პომოგენურია), რადგანაც საწვავის ნაწილაკები კარგადაა შერეული ჰაერის მასაში. ასეთი ნარევის წვა გაადვილებულია იმის გამო, რომ ელექტრონაპერწყლით წარმოშობილი ალის ფრონტი ადვილად ვრცელდება კამერის მთელ მოცულობაში. ალის გავრცელების სიჩქარე ასეთ ძრავებში აღწევს 40 მ/წმ.

ღიზელებში წვის პროცესი მიმდინარეობს ნაკლები ინტენსივობით, რაც იმით იხსნება, რომ მათში არ ხდება საწვავი ნარევის წინასწარი შემზადება და არ არსებობს აალების იძულებითი საშუალება. ღიზელებში (და საერთოდ ნარევის შიგაწარმოქმნის მქონე ძრავებში) ხორციელდება საწვავის თვითაალება; ამასთანავე, საწვავისა და ჰაერის ნარევი თავისი აგრეგატული მდგომარეობით არაა ერთგვაროვანი (პეტროგენულია). ცხადია, ასეთ შემთხვევაში ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის წვის სიჩქარე არ განისაზღვრება ალის გავრცელების სიჩქარით და დამოკიდებულია სხვა ბევრ ფაქტორზე.

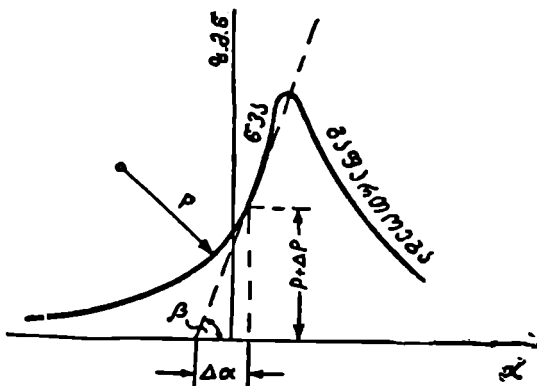
ამრიგად, წვის პროცესის მიმდინარეობის ხასიათი კარბურატორიან ძრავებსა და ღიზელებში მნიშვნელოვნად უნდა განსხვავდებოდეს ერთიმეორისაგან.

განსაზღვრულ პირობებში ძრავა შეიძლება ხისტად მუშაობდეს, მაშინ მასში ისმის ხმაური (დარტყმები), ადგილი აქვს ვიბრაციას, რაც ნაწილების გადატვირთვისა და ინტენსიურ ცვეთას იწვევს. ძრავას ხისტი მუშაობა შედეგია აირის წნევის მკვეთრი ზრდისა, რაც დარტყმის ხასიათს ღებულობს.

ძრავას მუშაობა მით უფრო ნაკლები სიხისტით ხასიათდება, რაც უფრო მდოვრედ გადადის კუმშვის ხაზი თვალსაჩინო წვის ხაზში, ე. ი. ძრავას მუშაობის სიხისტე დამოკიდებული ყოფილა P რადიუსზე (ნახ. 81). რაც უფრო მცირეა ამ რადიუსის სიდიდე, მით უფრო ხისტად იმუშავებს ძრავა.

ძრავას სიხისტის მაჩვენებლად იღებენ წნევის ნაზრდს მუხლალილის 1° -ით შემობრუნების დროს. იმავეს მივიღებთ, თუ სიხისტის

მაჩვენებლად მივიჩნევთ β კუთხის ტანგენსს (ნახ. 81). ამ შემთხვევაში სიხისტე გამოისახება ფარდობით $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ და ექნება განზომილება მნ/მ² 1°. დადგენილია, რომ ძრავას რბილი და ნორმალური მუშაობის უზრუნველსაყოფად საჭიროა $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ არ აღემატებოდეს 0,26 მნ/მ² 1° სიდიდეს.



ნახ. 81. ძრავას მუშაობის სიხისტის გამომსახველი დიაგრამა.

დისოციაცია წვის პროცესის განმავლობაში

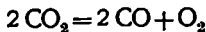
დისოციაცია წვის პროცესის შებრუნებული მოვლენაა. თუ წვის პროცესის განმავლობაში წარმოებს ელემენტების შეერთება რთულ მოლეკულებად, დისოციაციის დროს, პირიქით, რთული მოლეკულები იშლება ელემენტებად. აღსანიშნავია, რომ წვის რეაქცია ეგზოთერმულია და ხასიათდება სითბოს გამოყოფით, დისოციაცია კი ენდოთერმულია, ე. ი. ახდენს სითბოს შთანთქმას.

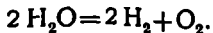
ცხადია, დისოციაცია შიგაწვის ძრავასათვის არასასურველი მოვლენაა.

ექსპერიმენტულად დადასტურებულია, რომ წვის პროდუქტების (CO₂ და H₂O) გაცხელება დაახლოებით 2000°C-მდე ნაწილობრივ დისოციაციას იწვევს.

CO₂-ის დისოციაციის დროს წარმოიქმნება CO და თავისუფალი ჟანგბადი O₂. ასევე, წყლის ორთქლის დისოციაცია იძლევა თავისუფალ წყალბადსა და თავისუფალ ჟანგბადს.

ამრიგად, დისოციაციისათვის გვექნება:





წვის დროს დისოციაციის შედეგად მიღებული CO და H_2 შემდეგში ისევ იჟანგებიან და გამოყოფენ სითბოს. ასეთი რეაქციები განსაკუთრებით ენერგიულად მიმდინარეობს გაფართოების პროცესში. ეს გარემოება იწვევს წვაში მონაწილე სითბოს რაოდენობის და, მაშასადამე, წვის დასასრულს ტემპერატურის შემცირებას.

დისოციაციაში მონაწილე აირების რაოდენობა მნიშვნელოვნად იზრდება ტემპერატურის ზრდით. ამის გამო სავსებით დაუშვებელია ფორსირებული ძრავასათვის წვის დასასრულს ტემპერატურის გამოთვლა დისოციაციის გაუთვალისწინებლად. ფორსირებულ ძრავებში იგულისხმება მაღალი კუმშვის ხარისხის მქონე კარბურატორიანი ძრავები, სადაც წარმოებს ნარევის იძულებითი მიწოდება (ჩაბერვა), და ძრავები, სადაც გამოყენებულია ენგბადით გამდიდრებული ჰაერი. ფორსირებულ ძრავებში წვის ტემპერატურის მნიშვნელოვანი სიდიდეები დისოციაციის ინტენსიურ მიმდინარეობას იწვევს.

ჩვეულებრივ, საავტოტრაქტორო ძრავებში დისოციაციას არა აქვს ადგილი ან დისოციაციაში მონაწილე აირის რაოდენობა მცირეა, რის გამო ასეთი ძრავას თბური გაანგარიშება შეიძლება ჩატარდეს დისოციაციის გაუთვალისწინებლად.

კარბურატორიან ძრავასთან შედარებით დიზელებში დისოციაცია ნაკლებადაა მოსალოდნელი წვის ნაკლები ტემპერატურის გამო.

ქვემოთ განხილული იქნება წვის პროცესი დისოციაციის გაუთვალისწინებლად.

დეტონაციური წვა

კარბურატორიანი ძრავას კუმშვის ხარისხის გადიდებას თან სდევს მისი მაჩვენებლების გაუმჯობესება. მაგრამ კუმშვის ხარისხის ზრდა შეზღუდულია დეტონაციური წვის წარმოშობით, რაც განსაზღვრულ პირობებში იწვევს ძრავას არანორმალურ მუშაობას, აუარესებს მის მაჩვენებლებს და ხანგრძლივი მუშაობის დროს იწვევს მისი ნაწილების დაზიანებას.

ზოგ შემთხვევაში კუმშვის ხარისხის ზრდის შექაძლებლობა შეიძლება შეზღუდოს ნარევის წინასწარმა აალებამ.

ნაპერწყლის მიწოდებამდე ნარევის წინასწარი აალება მოხდება იმ შემთხვევაში, თუ აირის ტემპერატურა კუმშვის დასასრულს საწვავის თვითაალების ტემპერატურაზე მეტი იქნება. აღსანიშნავია, რომ წინასწარი აალება აგრეთვე შეიძლება გამოიწვიოს კუმშვის კამერაში

მყოფმა გადახურებულმა ნაწილებმა (სანთელი, სარქველი) და ნაწვის დიდმა რაოდენობამ.

ექსპერიმენტებით დადასტურებულია, რომ კარბურატორიანი ძრავას ნორმალური მუშაობა შესაძლებელია იმ შემთხვევაში, თუ კამერაში სანთლის გამოშვებული ადგილები გახურებულია 580—850°C-მდე. თუ სანთლის ტემპერატურა 580°C-ზე ნაკლებია, მაშინ მასზე სწრაფად გროვდება ნაწვი და სანთელი აღარ იმუშავებს. სანთლის 850°C-ზე მეტად გახურება წინასწარ აალებას იწვევს. აღნიშნული გარემოება ადასტურებს, რომ მოცემული ძრავასათვის სანთლები სათანადოდ უნდა შეირჩეს.

დეტონაცია წარმოადგენს წვის განსაკუთრებულ სახეს, რომელიც მიმდინარეობს ალის გავრცელების მეტად დიდი სიჩქარეების დროს. მაგალითად, თუ ნორმალური წვის პირობებში ალის გავრცელების სიჩქარე შეადგენს $20 \div 40$ მ/წმ-ს, დეტონაციის დროს ის აღწევს $2000 \div 3000$ მ/წმ-ს.

დეტონაციური წვის დროს წვის კამერის იმ ადგილებში, სადაც დეტონაციის კერაა, ტემპერატურა და წნევა იმდენად იზრდება, რომ შეიძლება დგუშის ძირი ჩაიმტვრეს ან კამერაში მყოფი ნაწილები ამოიწვას.

დეტონაციით ძრავას მუშაობის გარეგნული ნიშნები შემდეგია:

1. ცილინდრში ლითონისებრი წკრიალა ხმაური;
2. ძრავას სიმძლავრისა და ეკონომიურობის შემცირება;
3. ძრავას არამდგრადი მუშაობა;
4. გამობოლქვილ აირებში კვარტლისა და ნაპერწყლების არსებობა;
5. ძრავას გადახურება;
6. გამობოლქვილი აირის ტემპერატურის შემცირება.

დეტონაციის მოვლენა ნათლად ჩანს ინდიკატორულ დიაგრამაზე, რადგანაც ამ დროს გაფართოების ხაზი დაკბილულია.

ერთმანეთში არ უნდა ავრიოთ დეტონაცია და წინასწარი აალება. ეს ორი მოვლენა გარეგნული ნიშნებით ერთიმეორეს მეტად წააგავს, ისინი განსხვავდებიან მხოლოდ იმით, რომ წინასწარი აალების დროს წკრიალა ხმაურის მაგიერ ცილინდრიდან ისმის მძიმე, ყრუ დარტყმების ხმა.

აღსანიშნავია, რომ დეტონაცია ნაპერწყლის მიწოდების შემდეგ წარმოიქმნება, წინასწარი აალება კი ნაპერწყლის მიწოდებამდე. ამიტომ დეტონაციისა და წინასწარი აალების განსახვავებლად შეიძლება გამოვიყენოთ არანორმალურად მომუშავე ძრავას ანთების გამორთვა. დეტონაციის დროს ძრავა ანთების გამორთვისთანავე ჩერდება, ხოლო

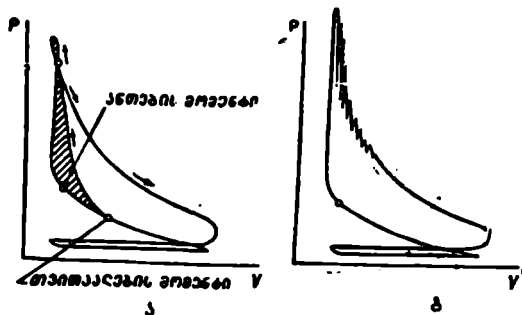
წინასწარი აალების დროს ანთების გამორთვის შემდეგ ძრავა რამდენიმე ხანს კიდევ განაგრძობს მუშაობას.

ზოგ შემთხვევაში ერთდროულად შეიძლება მიმდინარეობდეს როგორც დეტონაცია, ისე წინასწარი აალება.

82-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ორი ინდიკატორული დიაგრამა, რომელთაგან პირველი (ა) გამოსახავს ძრავას მუშაობას წინასწარი აალებით, ხოლო მეორე (ბ) — ძრავას მუშაობას დეტონაციით.

დეტონაციის წარმოშობა შეიძლება იმით აიხსნას, რომ საწვავი ნარევის ტემპერატურის მნიშვნელოვნად გადიდების დროს ინტენსიურად იქმნება პირველადი დაუანგვის პროდუქტები (მაგალითად, პეროქსიდები), რაც ძალიან აქტიურებს ნარევის და განსაზღვრულ პირობებში იწვევს მის თითქმის მყისვე წვას.

დეტონაცია წარმოიშობა ალის ფრონტის წინ, კუმშვის კამერის იმ ადგილებში, რომლებიც სანთლიდან ყველაზე მეტადაა დაშორებული. ამას ხელს უწყობს ის გარემოება, რომ სანთლიდან დაშორებულ



ნახ. 82. ინდიკატორული დიაგრამები წინასწარი აალებისა (ა) და დეტონაციის (ბ) დროს.

ადგილებში მყოფი ნარევის დაუწვავი ნაწილი იკუმშება იმ ნარევიტ, რომელიც ახლო იყო სანთელთან და ამიტომ უკვე დაიწყო წვა; ამის შედეგად იზრდება ტემპერატურა და წნევა სანთლიდან მოშორებულ ადგილებში და იქმნება დეტონაციის კერა.

დეტონაციის წარმოშობის ძირითად ფაქტორს (მოცემული საწვავისათვის) წარმოადგენს ცილინდრში მყოფი იმ ნარევის ტემპერატურა, რომელიც სულ ბოლოს უნდა დაიწვას.

დეტონაციის წარმოშობის ადგილებში აირის ტემპერატურა და წნევა მკვეთრად იზრდება და იწვევს მაღალი წნევის ტალღების გავრცელებას. მაღალი წნევის ტალღები ეჯახება ცილინდრის, დგუშის ან

კუმშვის კამერის კედლებს, იწვევს მათს ვიბრაციას და წარმოქმნის ლითონისებრ წკრიალა ხმაურს.

კარბურატორიანი ძრავას მუშაობის დროს შესაძლებელია ერთდროულად წარმოიშვას დეტონაციის რამდენიმე კერა.

გადიდებული სიმკვრივის მქონე მაღალი წნევის ტალღების დაჯახების გამო იზრდება სითბოს გადაცემა კედლებზე, რაც იწვევს ძრავას გადახურებას და გაგრილების სისტემაში გადაცემული სითბოს რაოდენობის გადიდებას.

გამობოლქვილ აირებში ჰვარტლისა და ნაპერწკლების არსებობა იმით აიხსნება, რომ დეტონაციის ადგილებში მაღალი ტემპერატურა CO₂-ის დისოციაციას იწვევს, რის შედეგადაც გამოყოფილი თავისუფალი ნახშირბადი თან მიჰყვება ნამუშევარ აირებს. ამას ისიც ემატება, რომ მაღალი წნევის ტალღები კუმშვის კამერის კედლებიდან და დგუმის ძირიდან აცილებენ ნაწვის ნაწილაკებს, რომლებიც აგრეთვე ნამუშევარ აირებს მიჰყვება.

დეტონაციის დროს დისოციაციის არსებობისა და კედლებზე სითბოს ჰარბი გადაცემის შედეგად ძრავას სიმძლავრე მცირდება. ამავდროულად მიზეზით მცირდება ცილინდრებიდან გამოდენილი აირების ტემპერატურა.

სხვა თანაბარ პირობებში დეტონაცია პირველ რიგში დამოკიდებულია საწვავის თვისებებზე.

დეტონაციისაკენ საწვავის მიდრეკილებას აფასებენ მძიი ოქტანური რიცხვის მიხედვით. რაც უფრო მეტია ოქტანური რიცხვი, მით უფრო ნაკლებია საწვავის მიდრეკილება დეტონაციისაკენ.

საწვავის ანტიდეტონაციურ თვისებებს შესამჩნევად აუმჯობესებს ეგრეთ წოდებული ანტიდეტონატორების მიმატება.

ყველაზე მეტი გამოყენება, როგორც ანტიდეტონატორმა, მოაპოვა ტეტრაეთილურმა ტყვიამ, რომლის სულ მცირე რაოდენობით შერევა საწვავთან მკვეთრად აუმჯობესებს მის ანტიდეტონაციურ თვისებებს.

მაგრამ ტეტრაეთილური ტყვიის უშუალო მიმატება საწვავთან არ შეიძლება, რადგანაც ასეთ შემთხვევაში ტყვია რჩება კუმშვის კამერაში, ედება მის ზედაპირებსა და სარქველებს და აფერხებს ძრავას მუშაობას. ასეთი რამ რომ არ მოხდეს, ტეტრაეთილურ ტყვიას უმატებენ სხვადასხვა ქიმიურ ნაერთს, ე. წ. „გამომტანებს“, რომლებიც გამოირიცხავენ კამერაში ტყვიის ჩარჩენის შესაძლებლობას.

ტეტრაეთილური ტყვიისა და გამომტანის ნარევი იძლევა ე. წ. ეთილის სითხეს. ამის შესაბამისად ბენზინს, რომელშიაც შერეულია ეთილური სითხე, ეთილირებულ ბენზინს უწოდებენ.

დასახელებული ანტიდეტონატორის გამოყენებას ერთი დიდი ნაკ-
ლი აქვს. საქმე ის არის, რომ ტეტრაეთილური ტყვია საწამლაკია და
ამიტომ ეთილირებული ბენზინი, მისი არაფრთხილი გამოყენების
დროს, საშიშაა მომსახურე პერსონალის ჯანმრთელობისათვის.

ამასთან დაკავშირებით მეცნიერები, დაპირველ რიგში ჭიპიკოსე-
ბი, დიდი ხანია ცდილობენ ახალი უსაფრთხო ანტიდეტონატორის შე-
ქმნას.

ეს ძიება ამ ბოლო ხანებში წარმატებით დამთავრდა: მეცნიერთა
ჯგუფმა აკადემიკოს ა. ნესმენოვისა და კ. ზაიცევის ხელმძღვანელო-
ბით მანგანუმის საფუძველზე შექმნა სრულიად უსაფრთხო მაღალ-
ეფექტური ანტიდეტონატორი „ცტმ“, რომელმაც გამოცდის დროს
საუკეთესო თვისებები გამოამჟღავნა.

დეტონაციის მსგავსი მოვლენები ხდება აგრეთვე დიზელეზში,
მაგრამ ეს მსგავსება მხოლოდ გარეგნულია. დიზელეზში დეტონაციის-
მაგვარი არანორმალური მუშაობა დაკავშირებულია თვითაალების შე-
ფერხების პერიოდთან და დამოკიდებულია მის სიდიდეზე (ხანგრძლი-
ვობაზე).

საწვავის ოქტანური და ცეტანური რიცხვები

საავტორიტატორო ძრავებისათვის გამოსადეგი საწვავის შეფასე-
ბისათვის იყენებენ ე. წ. ოქტანური და ცეტანური რიცხვების ცნებას.

ოქტანური რიცხვი პირობითი მაჩვენებელია და ახასიათებს კარ-
ბურატორიანი ძრავასათვის დანიშნული საწვავის (ძირითადად ბენ-
ზინის). მიდრეკილებას დეტონაციისაკენ. რაც უფრო დიდია საწვავის
ოქტანური რიცხვი, მით ნაკლებია საწვავის მიდრეკილება დეტონა-
ციისაკენ.

ოქტანური რიცხვის განსაზღვრისათვის გამოსაცდელ ბენზინს დე-
ტონაციური მდგრადობის თვალსაზრისით ადარებენ საეტალონო სა-
წვავს, რისთვისაც იყენებენ სპეციალური კონსტრუქციის ძრავებს.
უცხოეთში ამ მიზნებისათვის გამოიყენება ცვლადი კუმშვის ხარისხის
მქონე ერთცილინდრიანი ძრავა „ვოკეში“, საბჭოთა კავშირში კი ძრავ-
ები ИТ 9—2 და ИТ 9—6. საეტალონო საწვავებია იზოოქტანი
რომელიც მეტად მდგრადია დეტონაციის მიმართ, და ჰეპტანი, რომე-
ლიც, პირიქით, ამჟღავნებს ძლიერ მიდრეკილებას დეტონაციისადმი.

იზოოქტანის დეტონაციური მდგრადობა მიღებულია 100 ოქტა-
ნურ რიცხვად, ჰეპტანისა კი — ნულად.

საწვავის ოქტანური რიცხვი ეწოდება იზოოქტანისა და ჰეპტანის
ნარევი იზოოქტანის პროცენტულ მოცულობით რაოდენობას, თუ

ნარევისა და გამოსაცდელი საწვავის დეტონაციური თვისებები ეკვივალენტურია.

ისეთი საწვავის დეტონაციური მდგრადობის გამოსარკვევად, რომლის ოქტანური რიცხვი 100-ზე მეტია, ეტალონურ საწვავად იყენებენ იზოოქტანს, რომელსაც მიმატებული აქვს ანტიდეტონატორი (ტეტრაეთილური ტყვია).

პრაქტიკულად ოქტანური რიცხვის განსაზღვრა წარმოებს არა საეტალონო საწვავების ნარევით, არამედ სხვა, უფრო ადვილად საშოვნო საწვავებისაგან შემდგარი ნარევით, რომლის დეტონაციური მდგრადობა წინასწარ უკვე ზუსტადაა ცნობილი. ასეთი მეორეული საწვავებია: პირდაპირი გამოხდის ბენზინი, ბენზოლი, ტექნიკური იზოოქტანი და სხვ.

საბჭოთა კავშირში ოქტანურ რიცხვს ადგენენ სპეციალურ ძრავებზე მოტორული ან კვლევითი მეთოდით. ეს მდგომარეობს გამოსაცდელი და საეტალონო (ან სანიმუშო) საწვავების შედარებაში იმ მაქსიმალური კუმშვის ხარისხის მიხედვით, რომლის დროსაც იწყება დეტონაცია ძრავაში. დეტონაციის წარმოქმნას ადგენენ სპეციალური ხელსაწყოების საშუალებით ან იყენებენ მეთოდს, რომელიც დაფუძნებულია ცილინდრების ბლოკის სახურავის ტემპერატურის გაზომვაზე, რომელიც მკვეთრად მატულობს დეტონაციის დაწყებისთანავე. საავტომობილო ბენზინის ოქტანური რიცხვის დასადგენად თითქმის მუდამ მოტორულ მეთოდს იყენებენ, რომელიც კვლევითი მეთოდისაგან გამოცდის რეჟიმით განსხვავდება.

„ვოკეში“ და სპეციალური ძრავები ИТ 9—2 და ИТ 9—6 საშუალებას იძლევა საჭიროების მიხედვით გადავადგილოთ ცილინდრი და განვახორციელოთ ძრავას მუშაობა ჩვენ მიერ შერჩეული კუმშვის ხარისხით. მათი შემწეობით ოქტანური რიცხვის დადგენა წარმოებს შემდეგნაირად: ძრავას ამუშავებენ გამოსაცდელი საწვავით და თანდათან ზრდიან კუმშვის ხარისხს იმ ვარაუდით, რომ ცილინდრში მიმდინარე პროცესი მიიყვანონ დეტონაციის ზღვარზე. ამის შემდეგ იმავე კუმშვის ხარისხისათვის არჩევენ იზოოქტანისა და ჰექტანის ისეთ ნარევეს, რომელიც დეტონაციის თვალსაზრისით იქნება გამოსაცდელი საწვავის ტოლფასი. ოქტანური რიცხვი განისაზღვრება ამ ნარევეში იზოოქტანის პროცენტული რაოდენობით. თუ, მაგალითად, გამოსაცდელი საწვავის ტოლფასი ნარევი შეიცავს მოცულობით 76% იზოოქტანს და 24% ჰექტანს, მაშინ ვამბობთ, რომ გამოსაცდელი საწვავის ოქტანური რიცხვია 76.

ოქტანური რიცხვი იმდენად მნიშვნელოვანი პარამეტრია, რომ მას

სახელებზე ბენზინის მარკაში. მაგალითად, ბენზინი A-72, A-76 და სხვა, რომელთა ოქტანური რიცხვია 72, 76 და სხვ.

საბჭოთა კავშირში 1967 წლის პირველი ივლისიდან მიღებულია სტანდარტი (ГОСТ 2084-67), რომლის მიხედვითაც მზადდება შემდეგი მარკის ბენზინი: A-66, A-72, A-76. АИ-93 და КИ-98.

ამჟამად უცხოეთში მსუბუქი ავტომობილებსათვის იყენებენ კარბურატორიან ძრავებს, რომელთა კუმშვის ხარისხი შეადგენს $\epsilon = 9,0 - 10,0$, სატვირთო ავტომობილებისათვის კი $\epsilon = 7,5 \div 8,5$. ამერიკის შეერთებულ შტატებში ამზადებენ მსუბუქ ავტომობილებს, დანიშნულს საშუალო ხარისხის ბენზინით მუშაობისათვის. რომლებშიც $\epsilon = 8,5 \div 9,5$, და დანიშნულს მაღალი ხარისხის ბენზინით მუშაობისათვის, სადაც $\epsilon = 10,0 \div 11,0$.

ევროპული მსუბუქი ავტომობილებისათვის ეს მაჩვენებელი შეადგენს $\epsilon = 8,0 \div 10,5$.

საზღვარგარეთის უმრავლეს ქვეყნებში საავტომობილო პარკი ძირითადად მზარდება ორი ხარისხის ბენზინით: ჩვეულებრივით, ოქტანური რიცხვით $82 \div 86$ (მოტორული მეთოდით) და უმაღლესით, ოქტანური რიცხვით $85 \div 90$ (მოტორული მეთოდით).

ჩვენში საავტომობილო პარკის ექსპლუატაციისათვის ძირითადად გამოიყენება: სატვირთო ავტომობილებისათვის ეთილირებული ბენზინი A — 66, ოქტანური რიცხვით 66 და მსუბუქი ავტომობილებისათვის A — 72 და A — 76, ოქტანური რიცხვით 72 და 76. მაღალი კლასის მსუბუქი ავტომობილებისათვის ჩვენთან გამოიყენება ბენზინი ოქტანური რიცხვით 93; ნაწილობრივ გამოიყენება აგრეთვე ბენზინი АИ-98.

მიუხედავად კარგი დეტონაციური თვისებებისა, არაა რეკომენდებული ჩვენს სტანდარტულ ავტომობილებზე მაღალოქტანური ბენზინის ($93 \div 98$) გამოყენება. საქმე ის არის, რომ ეს საწვავი ხასიათდება მაღალი აორთქლების უნარით და ამის გამო წვის დროს მაღალი ტემპერატურის წარმოქმნით, რაც სტანდარტული ავტომობილების („ვოლგა“, „მოსკვიჩი“, ГАЗ — 51, ЗИЛ — 150) ძრავების გადახურებას და ზოგ შემთხვევაში სარკვლების დაზიანებას იწვევს.

ღიზელის საწვავის დახასიათებისათვის იყენებენ ე. წ. ცეტანურ რიცხვს, რაც დაკავშირებულია თვითაალების შეფერხების პერიოდის სიდიდესთან.

საქმე ის არის, რომ ცილინდრში შეფრქვეული საწვავი იწყებს წვას მხოლოდ თვითაალების შეფერხების პერიოდის შემდეგ, რის გამო წვის ხასიათი ბევრადაა დამოკიდებული ამ პერიოდის სიდიდეზე.

რაც უფრო დიდია თვითაალების შეფერხების პერიოდი, მით უფრო მეტი საწვავი გროვდება კამერაში აალებამდე, რაც იწვევს დეტონაციისმაგვარ ძლიერ დარტყმებს და ძრავას ხისტ მუშაობას.

დიზელის საწვავის ცეტანურ რიცხვს საზღვრავენ გამოსაცდელი საწვავის თვითაალების შეფერხების პერიოდის შედარებით იმ შეფერხების პერიოდის სიდიდესთან, რომელსაც იძლევა წინასწარ შერჩეული საეტალონო საწვავი.

საეტალონო საწვავად მიღებულია ნარევი, რომელიც შეიცავს ცეტანს და α-მეთილნაფტალინს. ცეტანი ხასიათდება ადვილად აალებით, ხოლო α-მეთილნაფტალინი — ძნელად აალებით. სხვადასხვა პროპორციით შედგენილი ასეთი ნარევი საშუალებას იძლევა მუშაობის დროს მივიღოთ თვითაალების შეფერხების პერიოდის სხვადასხვა სიდიდეები.

ცეტანური რიცხვი წარმოადგენს საეტალონო საწვავში ცეტანის პროცენტულ რაოდენობას (მოცულობით ერთეულებში) იმ დროს, როცა ეს ნარევი აალების თვისებების მიხედვით გამოსაცდელი საწვავის ეკვივალენტურია.

ამ განმარტებიდან ჩანს, რომ, რაც უფრო მცირეა საწვავის ცეტანური რიცხვი, მით უფრო დიდი გამოვა თვითაალების შეფერხების პერიოდი და, მაშასადამე, მით უფრო ძლიერი იქნება დარტყმები წვის დროს. ძლიერი დარტყმები ზრდის ძრავას ნაწილების დატვირთვას და აჩქარებს მათ ცვეთას.

საწვავის ცეტანური რიცხვის დადგენა წარმოებს ამ მიზნისათვის დანიშნულ სპეციალურ სტანდარტულ ძრავაზე.

ზოგჯერ დიზელის საწვავის შეფასებისათვის იყენებენ პირობით სიდიდეს, ე. წ. დიზელის ინდექსს (ДИ), რომელიც გამოითვლება ფორმულით:

$$ДИ = \frac{(1,8 A + 32) (141,5 - 131,5 \gamma)}{100 \gamma}, \quad (140)$$

სადაც γ არის საწვავის სიმკვრივე 15°C -ს დროს;

A — ანილინური წერტილი.

ანილინური წერტილი წარმოადგენს თანაბარი შეფარდებით დამზადებული საწვავისა და ანილინის ნარევის ამღვრევის ტემპერატურას, გამოსახულს $^{\circ}\text{C}$ -ში.

კარგი საწვავისათვის დიზელური ინდექსი უნდა იმყოფებოდეს $50 \div 55$ ზღვრებში. საწვავი, რომლისთვისაც $ДИ < 40$, უვარგისია სწრაფსვლიანი დიზელებისათვის.

ჩვენთან, საავტორატორო დიზელისათვის გამოიყენება საწვავი DA , $D3$ და $D1$, ცეტანური რიცხვით $40 \div 45$.

თუ ერთიმეორეს შევადარებთ კარბურატორიან ძრავაში წარმოშობილ დეტონაციის მოვლენას იმ მოვლენებს, რომლებსაც დიზელში ვლდებულობთ თვითაალების შეფერხების პერიოდის გადიდებით, დავრწმუნდებით, რომ აალების თვალსაზრისით კარბურატორიანი და დიზელის ძრავებისათვის გამოსადეგ საწვავს ერთმანეთის საწინააღმდეგო მოთხოვნა უნდა წაუყუენოთ.

მაგალითად, საწვავის თვითაალების მაღალი ტემპერატურა ხელსაყრელია კარბურატორიანი ძრავასათვის, მაგრამ არაა ხელსაყრელი დიზელისათვის, რადგანაც იწვევს თვითაალების შეფერხების პერიოდის გაზრდას.

• **ოქტანურ და ცეტანურ რიცხვებს შორის პირუკუ დამოკიდებულება არსებობს. დაახლოებით შეიძლება მივიღოთ:**

$$\text{ოქტანური რიცხვი} = 120 - 2 \text{ ცეტანური რიცხვი.}$$

საწვავი ნარევის შედგენილობა

საწვავი ნარევის შედგენილობის შეფასება წარმოებს ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის სიდიდის მიხედვით.

თუ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი $\alpha < 1$, ე. ი. გვაქვს ჰაერის უკმარისობა, — ნარევის მდიდარს უწოდებენ. თუ $\alpha > 1$ და, მაშასადამე, გვაქვს ჰარბი ჰაერი, — ნარევი ღარიბია. როცა $\alpha = 1$, საწვავი ნარევი ნორმ.ლურია.

იძულებითი ანთების მქონე ძრავებში; როცა $\alpha = 0,85 \div 0,90$ (ე. ი. როცა ნარევი მდიდარია), შეიძლება განხორციელდეს წვის მაქსიმალური სიჩქარე და, მაშასადამე, მაღალი სიმძლავრე, მაგრამ სამაგიეროდ ეკონომიურობა ამ დროს იქნება დაბალი. როცა $\alpha = 1,05 \div 1,10$ (ე. ი. როცა ნარევი ღარიბია), წვის სიჩქარე იქნება ნაკლები, შემცირდება სიმძლავრეც, მაგრამ ეკონომიურობა იქნება მაღალი. მნიშვნელობა აქვს აგრეთვე იმ გარემოებასაც, რომ მეორე შემთხვევაში წვა დამთავრდება უფრო დიდ მოცულობაში და ამიტომ სითბოს დანაკარგებიც მეტი იქნება.

დიზელში ნარევიწარმოქმნის ნაკლებად სრულყოფისა და წვის რთული პირობების გამო ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი მუდამ მეტია ერთზე, ეს იმას ნიშნავს, რომ დიზელის ძრავას ცილინდრში საჭიროა მოხვდეს ჰარბი ჰაერი, რათა განხორციელდეს საწვავის წვა დამაკმაყოფილებელი სისრულით. მაგრამ ჰარბი ჰაერი ცილინდრის გადიდებულ მოცულობას და ამიტომ შემცირებულ ლიტრულ სიმძლავ-

რეს ნიშნავს. აქედან ცხადი ხდება, რომ დიზელში ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მიახლოება ერთთან და ამ პირობებში წვის განხორციელება ბოლვის გარეშე — ძრავას მნიშვნელოვანი გაუმჯობესება იქნება.

საწვავი ნარევის აალების პირობები მნიშვნელოვნად იცვლება მისი შედგენილობის ცვლასთან ერთად. ცხადია, იქნება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ისეთი მნიშვნელობები, როდესაც ნარევი დაკარგავს აალების უნარს. ასეთი ზღვარი ორი შეიძლება იყოს: ზედა (მდიდარი ნარევი) და ქვედა (ღარიბი ნარევი).

მე-13 ცხრილში ნაჩვენებია აალების ასეთი ზღვრები ჰაერისა და ბენზინის ნარევისათვის ტემპერატურის სხვადასხვა მნიშვნელობების დროს.

ც ხ რ ი ლ ი 13

ჰაერისა და ბენზინის ნარევის აალების ზღვრები სხვადასხვა ტემპერატურისათვის

ნარევის საწყისი ტემპერატურა, °C	აალების ზღვარი		ნარევის საწყისი ტემპერატურა, °C	აალების ზღვარი	
	ზედა	ქვედა		ზედა	ქვედა
0	0,53	1,23	200	0,40	1,60
50	0,42	1,45	250	0,40	1,67
100	0,40	1,60	300	0,40	1,86
150	0,40	1,60			

§ 4. კარბურატორიან ძრავაში მიმდინარე წვის პროცესის თავისებურებანი

კარბურატორიანი ძრავას ცილინდრში მიმდინარე წვის პროცესის თავისებურებანი განპირობებულია იმით, რომ აქ ცილინდრებს მიეწოდება წინასწარ გამზადებული ერთგვაროვანი საწვავი ნარევი, რომელიც კუმშვის შემდეგ იძულებით აალებდა.

მუშა პროცესი ასეთ ძრავაში ისე უნდა განხორციელდეს, რომ ყველაზე უფრო მძიმე რეჟიმზე წვის პროცესი მიმდინარეობდეს დეტონაციის ზღვარზე.

ამ თვალსაზრისით ყველაზე უფრო მძიმე რეჟიმად უნდა ჩაითვალოს ძრავას მუშაობა სრული დატვირთვითა და მინიმალური ბრუნთარიცხვით.

ასეთი პირობა მეტად არახელსაყრელია საავტომობილო ძრავასათვის, რადგანაც მას მეტწილად ნაწილობრივი დატვირთვით უხდება მუშაობა. სპეციალურმა დაკვირვებებმა აჩვენა, რომ ქალაქში ავტო-

მოზილის ექსპლოატაციის დროს ძრავა სრული დატვირთვით მუშაობს მთლიანი დროის მხოლოდ 10%-ის განმავლობაში.

წვის პროცესის მიმდინარეობაზე გავლენას ახდენს სხვადასხვა ხასიათის კონსტრუქციული და საექსპლოატაციო ფაქტორები. კონსტრუქციული ფაქტორები მუდმივია და მათ მიეკუთვნება: კუმშვის ხარისხი, წვის კამერა ფორმა, ასანთი სანთლების რაოდენობა და განლაგება, ცილინდრის ზომები, ნაწილების დასამზადებლად გამოყენებული მასალა და სხვა.

რაც შეეხება საექსპლოატაციო ფაქტორებს, ისინი იცვლებიან ექსპლოატაციის პირობებში, რის გამო მათი გავლენა სხვადასხვა რეჟიმზე სხვადასხვაგვარია.

საექსპლოატაციო ფაქტორებს მიეკუთვნება: ანთების წინაწრების კუთხე, საწვავი ნარევის შედგენილობა, მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი, გაგრილების ინტენსივობა, ნაწვის მოდება წვის კამერის კედლებზე, დადროსელება, გარემო პირობები (სიმაღლე ზღვის დონიდან).

ქვემოთ ცალ-ცალკეა განხილული კარბურატორიანი ძრავას ცილინდრში მიმდინარე წვის პროცესის ზოგიერთი თავისებურება და სხვადასხვა ფაქტორების გავლენა ამ პროცესის მაჩვენებლებზე.

კუმშვის ხარისხის გავლენა

დეტონაციის წარმოქმნამდე კარბურატორიანი ძრავას კუმშვის ხარისხის გადიდება იწვევს ძრავას ინდიკატორული მ. ქ. კ. ზრდას. კუმშვის ხარისხის შემდეგი მომატება უარყოფით ეფექტს იძლევა, რადგანაც ამ დროს მკლავდება დეტონაციის მაკენე გავლენა.

შემჩნეულია, რომ დეტონაციის ჩასახვის მომენტში, როცა ის ჯერ კიდევ მკვეთრად არაა გამოსახული და გარეგნული ნიშნებით თითქმის შეუმჩნეველია, ძრავას სიმძლავრე რამდენადმე მატულობს, დეტონაციის შემდგომი გაძლიერებით კი მკვეთრად მცირდება.

დეტონაციის დასაწყისი და, მაშასადამე, კუმშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდე ადვილად შეიძლება, განისაზღვროს ცილინდრის კედლების ტემპერატურის მიხედვით, რადგანაც დეტონაციის ჩასახვის მომენტიდანვე იწყება ამ ტემპერატურის შესამჩნევი მატება.

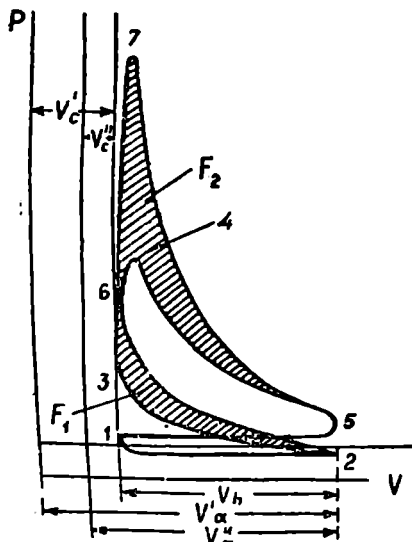
მოყვანილი მსჯელობა ეხება ისეთ ძრავებს, რომლებიც მუშაობენ ჩვეულებრივი საექსპლოატაციო საწვავით და მათი კუმშვის ხარისხი არ აღემატება $7 \div 8$ ერთეულს.

განსაკუთრებული ანტიდეტონაციური თვისებების მქონე საწვავის გამოყენების შემთხვევაში დადებითი ეფექტი შესაძლებელია მივიღოთ კუმშვის ხარისხის გადიდებით მხოლოდ $10 \div 12$ ერთეულამდე. კუმ-

შვის ხარისხის შემდეგი ზრდა იწვევს ძრავას სიმძლავრის შემცირებას და ეკონომიურობის გაუარესებას, რადგან ამ დროს კუმშვაზე დახარჯული მუშაობის ნაშატი უფრო მეტია, ვიდრე სასარგებლო მუშაობის ნაშატი გაფართოების დროს, რაც საბოლოოდ ძრავას სიმძლავრისა და მარგი ქმედების კოეფიციენტის შემცირებას იწვევს.

აღსანიშნავია, რომ კუმშვის ხარისხის გადიდება თან სდევს აირის მაქსიმალური წნევის გადიდება და, მაშასადამე, მრუდმხარა მექანიზმის ნაწილებში ხახუნის მუშაობის ზრდა, მაგრამ ეს უკანასკნელი პრაქტიკულად უმნიშვნელოა და შეიძლება მხედველობაში არ იქნეს მიღებული.

83-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია კუმშვის ხარისხის გავლენა კარბურატორიანი ძრავას ინდიკატორულ დიაგრამაზე.



ნახ. 83. კუმშვის ხარისხის გავლენა ინდიკატორულ დიაგრამაზე.

აქ მიღებულია პირობა, რომ პირველ შემთხვევაში ძრავა მუშაობს კუმშვის ხარისხით $\epsilon = \frac{V'_a}{V'_c}$; ამ

დროს ცილინდრის მუშა მოცულობაა V_h , მთლიანი მოცულობა V'_a და კუმშვის კამერის მოცულობა V'_c . მეორე შემთხვევაში ძრავა მუშაობს წვადილებული კუმშვის ხარისხით $\epsilon' = \frac{V'_h}{V'_c}$. კუმშვის ხარისხი

გაზრდილია კუმშვის კამერის მოცულობის შემცირებით V'_c -დან V'_c -მდე, ხოლო სამუშაო V_h მოცულობა იგივეა. პირველ შემთხვევაში ვლებულობით ინდიკატორულ დიაგრამას — 1 — 2 — 3 — 4 — 5 — 1, ხოლო მეორე შემთხვევაში დიაგრამას — 1 — 2 — 6 — 7 — 5 — 1.

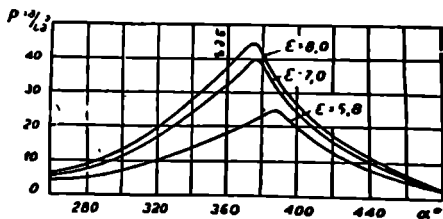
დიაგრამების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ კუმშვის ხარისხის გადიდების დროს კუმშვაზე დახარჯული მუშაობა მატულობს, მაგრამ ამავე დროს იზრდება აირის გაფართოების მარგი მუშაობა. 83-ე ნახ-ზე კუმშვაზე დახარჯული მუშაობის ნაშატი გამოისახება F_1 ფართობით (ფართობი 2 — 3 — 6 — 2), ხოლო გაგანიერების დროს მუშაობის ნაშატი F_2 ფართობით (ფართობი 5 — 4 — 6 — 7 — 5).

ოპტიმალურ სიდიდემდე კუმშვის ხარისხის გადიდების დროს $F_2 > F_1$ და სხვაობა $F_2 - F_1$ იწვევს ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრის გადიდებას. რაც უფრო მეტად უახლოვდება ძრავას კუმშვის ხარისხი ოპტიმალურ სიდიდეს, მით ნაკლებია კუმშვის ხარისხის ერთეულზე მოსული სხვაობა $F_2 - F_1$ და, მაშასადამე, ნაკლებია სიმძლავრის ზრდის ინტენსივობა. თუ კუმშვის ხარისხს ოპტიმალურზე უფრო მეტად გავზრდით, მაშინ კუმშვის მუშაობის ნამატი (ოპტიმალურთან შედარებით) მეტი გამოვა გაფართოების დროს მიღებული მუშაობის ნამატზე ($F_1 > F_2$) და დაიწყება ძრავას სიმძლავრის შემცირება.

თუ წარმოვიდგენთ, რომ კარბურატორიანი ძრავას კუმშვის ხარისხის გადიდება წარმოებს საწვავის მუდმივი საათობრივი ხარჯით, მაშინ ოპტიმალური კუმშვის ხარისხის დროს ერთდროულად მიღწევს მაქსიმუმს როგორც ინდიკატორული სიმძლავრე, ისე ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი.

84-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სამი გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამა. ერთი მათგანი შეესაბამება ძრავას მუშაობას კუმშვის ხარისხით $\epsilon = 8,0$, მეორე—მუშაობას, როცა $\epsilon = 7,0$, და მესამე—მუშაობას კუმშვის ხარისხით $\epsilon = 5,8$.

დიაგრამიდან ნათლად ჩანს კუმშვის ხარისხის სიდიდის გავლენა წვის პროცესის მიმდინარეობაზე. ირკვევა, რომ კუმშვის ხარისხის გავლენა წვის მაქსიმალურ წნევაზე მნიშვნელოვანია. ასე, მაგალითად, (ნახ. 84), თუ წვის მაქსიმალური წნევა, როცა $\epsilon = 5,8$, შეადგენს 26 კგ/სმ², კუმშვის ხარისხის გადიდებით მკვეთრად მატულობს და, როცა $\epsilon = 7,0$ და $\epsilon = 8,0$, სათანადოდ აღწევს სიდიდეებს 40 და 45 კგ/სმ². ირკვევა ისიც, რომ კუმშვის ხარისხის გადიდებას თან სდევს წვის ხანგრძლივობის შემცირება. როდესაც $\epsilon = 5,8$, ეს პარამეტრი მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხის მიხედვით შეადგენს 78°; მაშინ კი, როცა $\epsilon = 7,0$ და $\epsilon = 8,0$, ეს კუთხეა—69 და 60°.



ნახ. 81—კარბურატორიანი ძრავას გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამები, აღებული სხვადასხვა კუმშვის ხარისხის დროს.

ამ ბოლო ხანებში ფირმამ „ჯენერალ მოტორს“ ჩაატარა კარბურატორიანი ძრავების გამოცდის საინტერესო სერია. გამოცდილი იყო

ერთი და იმავე ტიპის შვიდი ძრავა, რომლებიც ერთიმეორისაგან განსხვავდებოდა მხოლოდ კუმშვის კამერის მოცულობით. კუმშვის ხარისხი ამ ძრავებში იცვლებოდა 9-დან 25-მდე.

გამოცდების დროს საწვავად გამოყენებული იყო იზოოქტანი ანტიდეტონაციური ნამატებით.

გამოცდის შედეგების მიხედვით გაკეთებულია შემდეგი დასკვნები:

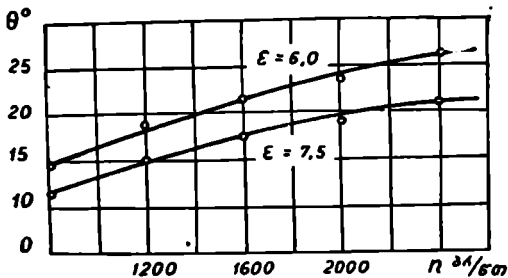
1. შეესების კოეფიციენტი პრაქტიკულად არაა დამოკიდებული კუმშვის ხარისხზე;

2. კუმშვის ხარისხის გადიდების შედეგად კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი თითქმის არ იცვლება, გაფართოების პოლიტროპის მაჩვენებელი კი რამდენადმე მატულობს;

3. კუმშვისა და გაფართოების პოლიტროპის მაჩვენებლები უმნიშვნელოა და დამოკიდებული ძრავას დატვირთვაზე;

4. ძრავას მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი არაა დამოკიდებული კუმშვის ხარისხის სიდიდეზე. ეს მოვლენა შეიმჩნევა როგორც ძრავას მუშაობისას დატვირთვით, ისევე, მისი იძულებითი ბრუნვის დროს.

დაბოლოს, გამოცდის შედეგებით ნაჩვენებია, რომ ძალიან მალაღობი კუმშვის ხარისხით ($\epsilon = 20$ და მეტი) ძრავას მუშაობისას განსაკუთრებულ სიძნელეს წარმოადგენს ნაწვის წარმოშობასთან ბრძოლისა



ნახ. 85. ანთების წინსწრების კუთხის ცვალებადობა სხვადასხვა კუმშვის ხარისხის დროს.

და ანთების სისტემის მდგრადი მუშაობის უზრუნველყოფის პრობლემა.

85-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სხვადასხვა კუმშვის ხარისხის დროს ანთების წინსწრების კუთხის ცვალებადობა. მუხლა ლილვის ბრუნთარიცხვისაგან დამოკიდებულებით.

მონაცემები მიღებულია ინჟ. თ. ნაზარიშვილის მიერ ЗИЛ — 120 ძრავას გამოცდის დროს.

წვის კამერის ფორმისა და სანთლის ადგილმდებარეობის გავლენა

თანამედროვე კარბურატორიანი ძრავას წვის კამერებს წაეყენება შემდეგი მოთხოვნები:

1. სანთლის ელექტროდებიდან წვის კამერის ყველაზე მეტად დაშორებულ ადგილებამდე ალის მინიმალური მანძილის არსებობა;

2. კუმშვის დასასრულს სამუშაო ნარევის გრიგალურ მოძრაობაში მოყვანა, რაც აუცილებელია წვის ღროს ალის სწრაფი გავრცელებისათვის;

3. წვის კამერის შიგა ზედაპირისა და მისი მოცულობის მინიმალური ფარდობა, რაც უზრუნველყოფს სითბოს მინიმალურ დანაკარგებს;

4. სარქველებისათვის, შექაძლებლობისდაგვარად, დიდი ხერეტილების არსებობა და გამომშვები სარქველის კარგი გაგრილების უზრუნველყოფა;

5. გამომშვები სარქველის ისეთი განლაგება, რომ ის რაც შეიძლება ნაკლებად აცხელებდეს ცილინდრში მოხვედრილ ახალ მუხტს;

6. ასანთი სანთლის განლაგება. კამერის ყველაზე მეტად გაცხელებულ ადგილთან რაც შეიძლება ახლოს.

წვის კამერის ფორმა და სანთლის ადგილმდებარეობა დიდ გავლენას ახდენს ალის გავრცელების სიჩქარეზე და, მაშასადამე, ძრავას მუშაობის სიხისტეზე.

მაგალითისათვის 86-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სამი შესაძლო შემთხვევა.

პირველ შემთხვევაში (ა) გამოსახულია წვის კამერა, რომელიც თანდათან ფართოვდება. აქ სანთელი მოთავსებულია ყველაზე მეტად შევიწროებულ კვეთში. ნაპერწკლის მიწოდების შემდეგ ალის ფრონტის მცირე ზედაპირის გამო, ნარევი ნაწილ-ნაწილ იწყებს წვას, რის შედეგადაც პირველ პერიოდში წნევის ზრდა მდოვრულია. ალის შემდეგი გავრცელებით წვის ინტენსივობა მატულობს, რაც წვის მეორე პერიოდში იწვევს წნევის ზრდას და ამის გამო ძრავას ხისტ მუშაობას.

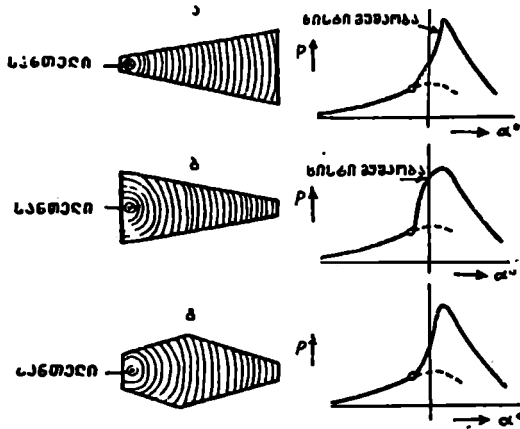
თუ იმავე კამერაში სანთელს გადავიტანთ ყველაზე მეტად გაფართოებულ ნაწილში (ნახ. 86 ბ), მაშინ სურათი შეიცვლება. აქ წნევის მკვეთრ ზრდას (რაც გამოიწვევს ძრავას ხისტ მუშაობას) მივიღებთ წვის პირველ პერიოდშივე, ხოლო წვის მეორე პერიოდში წნევის ზრდა მდოვრული იქნება.

იმ მიზნით, რომ წვის ორივე პერიოდში წნევის ზრდა მდოვრული იყოს და ძრავა მუშაობდეს რბილად, საჭიროა შევათავსოთ ზემოთ განხილული ორივე სქემის დადებითი თვისებები. ასეთ შემთხვევაში

მივიღებთ კამერას, რომელიც ჯერ ფართოვდება, ხოლო შემდეგ ვიწროვდება (ნახ. 86 გ).

ამ პრინციპზეა აგებული 87-ე ნახ-ზე ნაჩვენები კამერები. ისინი გამოსადეგი არიან გვერდითი სარქველების მქონე ძრავებისათვის და უზრუნველყოფენ საკმარისად რბილ მუშაობას.

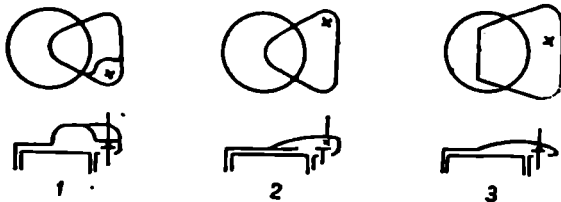
ძრავას მუშაობის სიხისტეზე და, აგრეთვე, დეტონაციაზე დიდ



ნახ. 86. წვის კამერის ფორმისა და სინათლის ადგილმდებარეობის გავლენა ძრავას მუშაობის სიხისტეზე.

გავლენას ახდენს დგუშსა და ცილინდრის სახურავს შორის არსებული i ღრეჩო, რომელიც შეიქმნება ზედა მკედარ წერტილში დგუშის ყოფნის დროს (ნახ. 88).

ექსპერიმენტები გვიჩვენებს, რომ i ღრეჩოს გადიდება ამცირებს

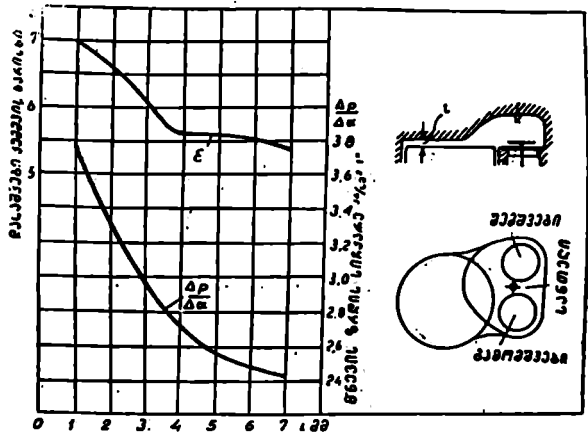


ნახ. 87. კუმშვის კამერის ტიპები, რომლებიც იძლევიან ძრავას რბილ მუშაობას.

ძრავას მუშაობის სიხისტეს, მაგრამ ამავე დროს მკვეთრად ზრდის მიდრეკილებას დეტონაციისაკენ და, მაშასადამე, ამცირებს კუმშვის ხარისხის დასაშვებ სიღიღეს.

ღრეჩოს გადიდების დროს დეტონაციის გაძლიერება იმით აიხსნება, რომ ის დაშორებულია სანთლიდან და წარმოადგენს დეტონაციის კერას. როცა ღრეჩო მცირეა, მაშინ დიდი წინაღობის გამო წნევის ტალღის გავრცელება მასში გაძნელებულია, რაც დეტონაციის შემცირების მიზეზად უნდა ჩაითვალოს.

ღრეჩოს შემცირების დროს ძრავას მუშაობის სიხისტის გაძლიერება უნდა მიეწეროს კუმშვის დასასრულს ამ ღრეჩოდან ნარევის ძლიერ გამოდევნას, რაც ადიდებს წვის კამერაში აირის გრიგალურ მოძრაობას და ამით ზრდის ალის გავრცელების სიჩქარეს.



ნახ. 88. *i* ღრეჩოს გავლენა ძრავას მუშაობის სიხისტესა და დეტონაციაზე.

88-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია წვის დროს წნევის ზრდის სიჩქარისა ($\frac{\Delta p}{\Delta x}$) და კუმშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდის ცვალებადობა *i* ღრეჩოს სიდიდისაგან დამოკიდებულებით.

ძრავას მუშაობის სიხისტეზე დიდ გავლენას ახდენს აგრეთვე იმ კვეთის სიდიდე, რომელიც აერთებს ცილინდრის მოცულობას წვის კამერის მოცულობასთან.

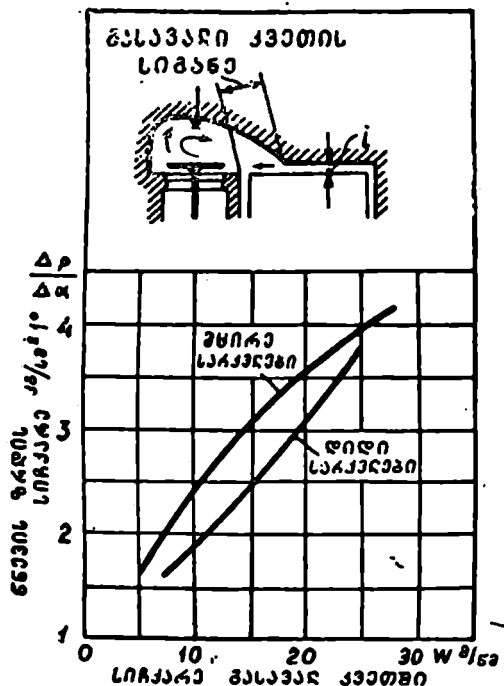
დასახელებული კვეთის შემცირება ზრდის ძრავას მუშაობის სიხისტეს, რადგანაც კვეთის შემცირების დროს მასში გამავალი აირის სიჩქარე იზრდება და, მაშასადამე, ძლიერდება გრიგალური მოძრაობა წვის კამერაში, რასაც თან სდევს ალის გავრცელების სიჩქარის გადიდება და სიხისტის გაძლიერება.

89-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია წვის დროს წნევის ზრდის სიჩქარის

$\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)$ დამოკიდებულებას აირის იმ სიჩქარისაგან, რომელიც მას ექნება წვის კამერისა და ცილინდრის შემაერთებელ კვეთში გავლის დროს.

დეტონაციაზე კუმშვის კამერის ფორმის გავლენის გამოსარკვევად გამოვიყენოთ რიკარდოს მიერ ჩატარებული ცდების შედეგები.

რიკარდომ ზუსტად ერთნაირ პირობებში გამოსცადა სხვადასხვა ფორმის კამერები, რომლებიც დაყენებული იყო ცვალებადი კუმშვის ხარისხის მქონე ძრავაზე. ასეთი გზით მან დაადგინა კუმშვის ხარის-



ნახ. 89. წვის კამერის და ცილინდრის შემაერთებელი კვეთის გავლენა ძრავას მუშაობის სიხისტეზე.

ხის ის მაქსიმალურად დასაშვები სიდიდეები, რომლებსაც უზრუნველყოფს ამა თუ იმ ფორმის კამერა.

ამ მონაცემების მიხედვით შეიძლება გაეაკეთოთ შემდეგი ზოგადი ხასიათის დასკვნები:

1. დეტონაციის თვალსაზრისით უკეთესი მაჩვენებლები აქვს კამერებს სარქველების ზედა განლაგებით. გარდა ამისა, ასეთი კამერები სარქველის გასავალი კვეთის ზრდის შესაძლებლობას იძლევა.

ასეთი კამერები ფართოდ გავრცელდა საავტომობილო, სატრაქტორო, სატანკო და საავიაციო ძრავებში.

ზედა სარქველების მქონე კამერებში დეტონაციისაკენ მიდრეკილების შემცირება აიხსნება მათი კომპაქტურობით და აგრეთვე იმით, რომ სარქველების ზედა განლაგების დროს კამერა სფერულ ფორმას უახლოვდება, სადაც ალის გავრცელების მანძილი მინიმალურია.

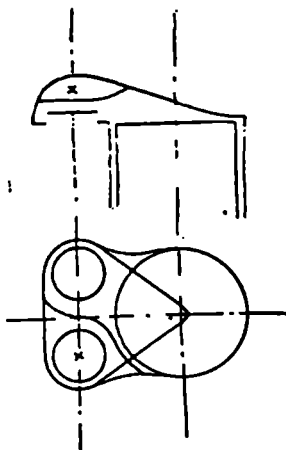
2. ქვედა სარქველების მქონე კამერებიდან უკეთეს მაჩვენებლებს იძლევა დაცდენილი კამერა (ნახ. 87), რომელიც დიდად გავრცელდა საავტომობილო კარბურატორიან ძრავებში. მისი უპირატესობა იმაში მდგომარეობს, რომ ზედა სარქველებთან შედარებით ქვედა სარქველები გამანაწილებელი მექანიზმის მარტივ კონსტრუქციას იძლევა.

აღსანიშნავია, რომ ქვედა სარქველების მქონე კამერის გამოყენება დიზელის ძრავასათვის შეუძლებელია, რადგანაც სარქველების ქვედა განლაგება არ იძლევა მაღალი კუმშვის ხარისხის განხორციელების საშუალებას.

3. ქვედა სარქველების მქონე კამერებში დეტონაციისაკენ მიდრეკილების შესამცირებლად საჭიროა, რამდენადაც ეს შესაძლებელია, შევამციროთ კამერის სიგრძე; გარდა ამისა, უნდა ვეცადოთ, რომ სანთელი მოვათავსოთ ცენტრთან და აგრეთვე ცხელ გამომშვებ სარქველთან ახლოს.

კამერაში ყველაზე მაღალი ტემპერატურის მქონე დეტალია გამომშვები სარქველი, რის გამოც ხშირად წარმოადგენს დეტონაციის ნაადრევი წარმოშობის მიზეზს.

გამომშვები სარქველის უკეთესი გაგრილებისა და დეტონაციისაკენ მიდრეკილების შემცირების მიზნით, სატვირთო ავტომობილის ЗИЛ—150-ის ძრავაში, რომელსაც დაცდენილი კამერა აქვს,



ნახ. 90. გამომშვებ სარქველთან დაშვებული კედლის მქონე კამერის სქემა.

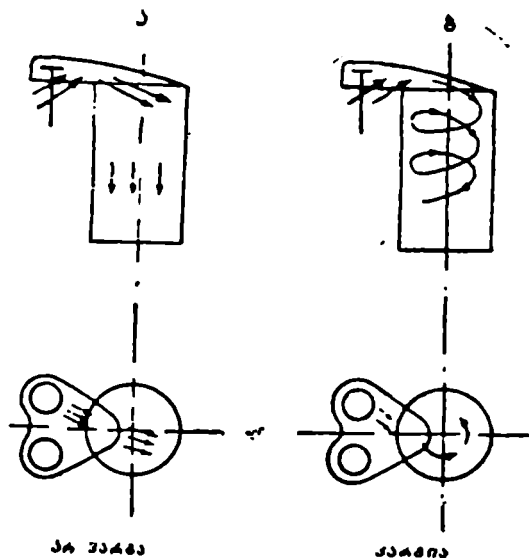
კამერის კედელი გამომშვებ სარქველთან დაშვებულია დაბლა. კედლის მიახლოება გამომშვებ სარქველ-

თან აუმჯობესებს მის გაგრილებას, რაც იწვევს გამომშვები სარქვლის ტემპერატურისა და, მაშასადამე, დეტონაციისა კენ მიდრეკილების შემცირებას.

ასეთი კამერის სქემა ნაჩვენებია 90-ე ნახ-ზე.

დიდი მნიშვნელობა აქვს, აგრეთვე იმას, თუ როგორი მიმართულებით შედის ცილინდრში საწვავი ნარევი, რადგანაც მიმართულება მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს. ცილინდრში შექმნილ გრიგალურ მოძრაობაზე და, მაშასადამე, ძრავას მუშაობაზე.

91-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ორი შემთხვევა, როდესაც შემშვები სარქვიდან შესული საწვავი ნარევი ეჯახება ცილინდრის კედელს და



ნახ. 91. საწვავი ნარევის მოძრაობა ცილინდრში.

გრიგალური მოძრაობის შექმნის საშუალებას სძობს (ა), და — როდესაც სარქვიდან შესული ნარევი ცილინდრის კედლის მხებელ მიემართება და იღებს ბრუნვითს მოძრაობას (ბ).

მეორე შემთხვევაში ძრავა უკეთესი მაჩვენებლებით იმუშავებს, რადგანაც ცილინდრში არსებული გრიგალური მოძრაობა საწვავისა და ჰაერის კარგ შერევას და, მაშასადამე, სამუშაო ნარევის ხარისხის გაუმჯობესებას იწვევს.

ცილინდრის ზომების გავლენა

ექსპერიმენტით დადასტურებულია, რომ ცილინდრის გეომეტრიული ზომების (ლიტრაჟის) გადიდება დეტონაციისაყენ მიდრეკილებას ზრდის, რაც იმით აიხსნება, რომ ამ შემთხვევაში მატულობს ალის გავრცელების მანძილი და მცირდება შეკუმშული ნარევის გაგრილების ინტენსივობა.

გაგრილების ინტენსივობის შემცირება იმითაა გამოწვეული, რომ ცილინდრის ზომების მომატება აირის მოცულობის ერთეულზე მოსული გამაგრილებელი ზედაპირის შემცირებას იწვევს.

ერთ-ერთი ექსპერიმენტის დროს 0,9 ლიტრიდან 0,3 ლიტრამდე ცილინდრის მოცულობის შემცირებით შესაძლებელი გახდა კუმშვის ხარისხის გადიდება 5,4-დან 6,4-მდე.

ექსპერიმენტებმა უჩვენა აგრეთვე, რომ ცილინდრების ზომების ზრდა იწვევს ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტის ნაწილობრივ გადიდებას, რაც გაგრილების ინტენსივობისა და, მასასადამე, დანაკარგების შემცირებით აიხსნება.

დგუშისა და ცილინდრების სახურავისათვის გამოყენებული მასალის გავლენა

დგუშისა და ცილინდრების სახურავებისათვის გამოყენებული მასალის სითბოს შეთვისებისა და გადაცემის უნარი დიდ გავლენას ახდენს დეტონაციაზე.

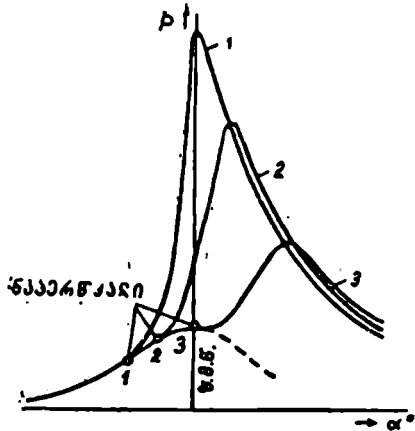
რაც უფრო ძნელად ითვისებს და ადვილად გადასცემს სითბოს ლითონი, მით უფრო ნაკლებია კამერის შიგა ზედაპირების ტემპერატურა და, მასასადამე, ნაკლებია მიდრეკილება დეტონაციისაყენ.

ამ თვალსაზრისით, მაგალითად, თუჯთან შედარებით დიდი უპირატესობა აქვს ალუმინის შენადნობს, რადგანაც ალუმინი თუჯზე უფრო ძნელად ითვისებს, ხოლო თუჯზე უფრო ადვილად გადასცემს სითბოს; ამიტომ ალუმინის შენადნობისაგან დამზადებული დგუშის ძირის ტემპერატურა 150—200°-ით ნაკლებია თუჯის დგუშთან შედარებით.

ცხადია, თუ თუჯის დგუშებს შევცვლით ალუმინის დგუშებით, მაშინ შემცირდება დეტონაციისაყენ მიდრეკილება და შეიქმნება კუმშვის ხარისხის გადიდების შესაძლებლობა.

აღსანიშნავია, რომ დგუშებისათვის ალუმინის შენადნობის გამოყენება, დეტონაციისაყენ მიდრეკილების შემცირების გარდა, იწვევს

ხახუნზე დანაკარგების შემცირებას და, როგორც შედეგი, ძრავას ეფექტური სიმძლავრისა და ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი ს ზრდას.



ნახ. 92. ანთების წინსწრების კუთხის გავლენა გაშლილ ინდიკატორულ დიაგრამაზე.

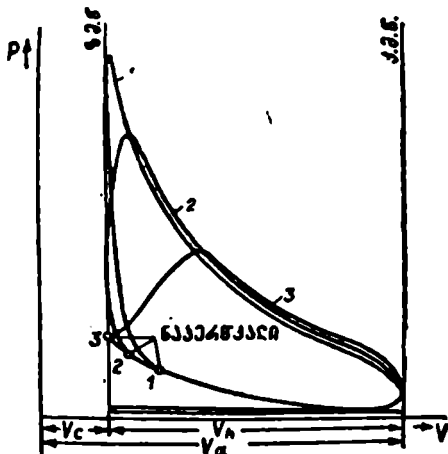
ანთების წინსწრების კუთხის გავლენა

ანთების წინსწრების კუთხის გავლენა ინდიკატორულ დიაგრამაზე კარგად ჩანს 92-ე და 93-ე ნახ-ებზე, სადაც მოცემულია მუდმივ ბრუნთარიცხვის დროს მთლიანი დროსეულით მომუშავე ძრავადან გადაღებული ინდიკატორული დიაგრამები (გაშლილი და აგებული pV კოორდინატებში).

დიაგრამები: აღებულია

ანთებას წინსწრების სხვადასხვა კუთხისათვის, რომელთა სიდიდე ინდიკატორულ დიაგრამაზეა დანიშნული (წერტილები 1, 2, 3).

ნაჩვენები დიაგრამებიდან ჩანს, რომ ნაკვიანები ანთება ამცირებს აირის მაქსიმალურ წნევას და წნევის ზრდის სიჩქარეს თვალსაჩინო წვის პერიოდში. ეს იმით აიხსნება, რომ ნაკვიანები ანთების გამო წვა იწყება გვიან და მნიშვნელოვნად გადადის გაფართოების ხაზზე, სადაც ამ დროს ცილინდრის მოცულობა იზრდება.

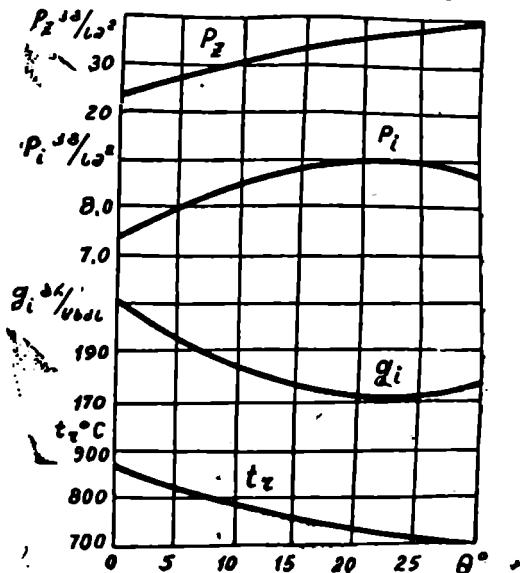


ნახ. 93. ანთების წინსწრების კუთხის გავლენა pV კოორდინატებში აგებულ ინდიკატორულ დიაგრამაზე.

აღსანიშნავია აგრეთვე, რომ ნაკვიანები ანთება რამდენიმედ ზრდის აირის წნევას გაფართოების დასასრულს, რაც ძირითადად, გაფართოების ხაზზე

გაძლიერებული წვის შედეგს წარმოადგენს. ამავე გარემოების მიზეზია ის, რომ ანთების წინსწრების შემცირების დროს იზრდება რაოდენობა ცილინდრიდან გამოდევნილი აირების, ისე გამომშვები სარკველისა და კოლექტორის ტემპერატურა.

ანთების წინსწრების კუთხეზე დიდადაა დამოკიდებული ლეტონა-



ნახ. 94. ზოგიერთი პარამეტრის დამოკიდებულება ანთების წინსწრების კუთხეზე.

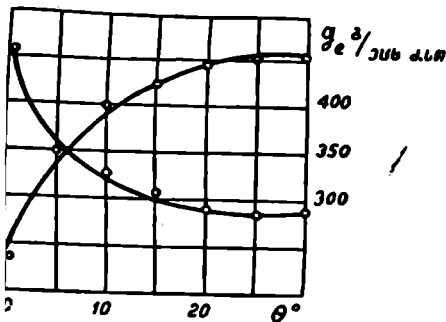
ციისაკენ მიდრეკილება. წინსწრების კუთხის გადიდება ხელს უწყობს ლეტონაციის წარმოშობას.

წინსწრების კუთხის ყველაზე მეტად ხელსაყრელ სიდიდეს არჩევენ იმ ანგარიშით, რომ ძრავა ყველა რეჟიმში მუშაობდეს უღეტონაციოდ და ავითარებდეს მაქსიმალურად შესაძლო სიმძლავრეს.

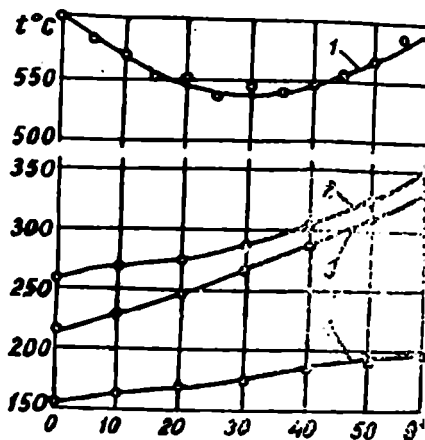
94-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ГАЗ — 51 ($n=2100$ ბრ/წთ), ხოლო 95-ე ნახ-ზე ერთცილინდრიანი ($n=100$ ბრ/წთ) ძრავების ზოგიერთი პარამეტრის დამოკიდებულება ანთების წინსწრების კუთხეზე. გრაფიკები გვიჩვენებს, თუ რა მკვეთრ გავლენას ახდენს ანთების წინსწრების კუთხე ძრავას პარამეტრების სიდიდეზე.

ანთების წინსწრების კუთხე დიდ ფარგლებში ცვლის ძრავას ტემპერატურულ რეჟიმს და ამიტომ ძრავას წვის კამერის ელემენტების ტემპერატურულ დაძაბულობასაც.

ამის დასადასტურებლად 96-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია წვის კამერის ელემენტების ტემპერატურის დამოკიდებულება ანთების წინსწრების კუთხეზე. ეს მონაცემები აღებულია ა. ლებედინსკის საკანდიდატო დისერტაციიდან, იგი მოღებულია ცვლადი კუმშვის ხარისხის მქონე ძრავას გამოკ-



15. ერთცილინდრიანი ძრავას მაჩვენებლების კიდებულება ანთების წინსწრების კუთხეზე.



ნახ. 96. წვის კამერის ელემენტების ტემპერატურის ცვალებადობა ანთების წინსწრების კუთხეზე დამოკიდებულებით: 1—გამომშვები სარქვლის ტემპერატურა; 2—შემშვები სარქვლის ტემპერატურა; 3—წვის კამერის აქლის ტემპერატურა; 4—ღუმის ძირის ტემპერატურა (შუა კვეთში).

დით. მისი მუშაობისას მთლიანი დროსელითა და ბრუნთა რიცხვით $n=1000$ ბრ/წთ.

საწვავი ნარევის შედგენილობის გავლენა

საწვავი ნარევის შედგენილობაზე დამოკიდებულია წვის დროს სითბოს გამოყოფის ინტენსივობა და, შესაბამისად, ცილინდრში მყოფი აირის წნევა.

97-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ГАЗ-51 ძრავას ($n=2100$ ბრ/წთ) ზოგიერთი პარამეტრის დამოკიდებულება საწვავი ნარევის შედგენილობაზე (პაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე).

ცდებით დადასტურებულია, რომ ნარევის შედგენილობა დიდ გავლენას ახდენს წვისა და ალის გავრცელების სიჩქარეზე. მაქსიმალური სიჩქარე მიიღება მაშინ, როცა $\alpha=0,8 \div 0,9$; ერთ ან მეორე მხარეს α -ს ცვლილება იწვევს როგორც წვის, ისე ალის გავრცელების სიჩქარის შემცირებას. თუ α შემცირდება 0,4-ზე ქვემოთ ან გადააჭარ-

ბებს 1,4-ს, ნარევი სათანადოდ მიაღწევს თავის აალებიან უმაღლეს ან უდაბლეს ზღვარს და აალება საერთოდ არ მოხდება.

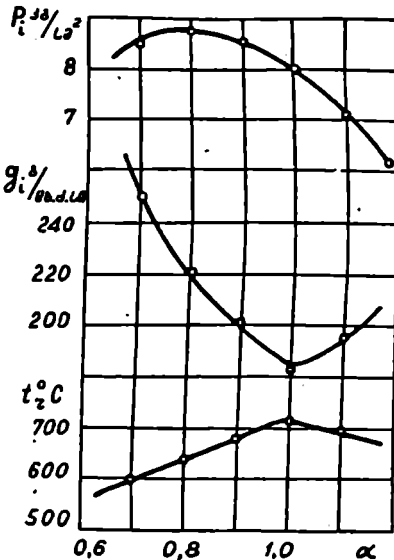
ცდებით დადასტურებულია აგრეთვე, რომ კარბურატორიანი ძრავა, როგორც ეს 97-ე ნახ-ზე მოცემული მრუდებიდან ჩანს, ავითარებს მაქსიმალურ სიმძლავრეს რამდენიმედ გამდიდრებულ ნარევიტ მუშაობის დროს ($\alpha = 0,8 \div 0,9$), ხოლო საუკეთესო ეკონომიურია მაშინ, როცა ის მუშაობს ოდნავ გალარიბებული ნარევიტ.

იმის მიზეზი, რომ ნაწილობრივ გამდიდრებულ ნარევიტზე მიიღება

მაქსიმალური სიმძლავრე, ისაა, რომ ამ დროს წვის ხანგრძლივობა მინიმალურია და, გარდა ამისა, წვის პროდუქტებში CO-ს გადიდება იწვევს მათი მოცულობის ზრდას და მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტის მატებას.

სხვადასხვა შედგენილობის ნარევი მოითხოვს ანთების წინსწრების კუთხის სხვადასხვა სიდიდეს. ანთების წინსწრების კუთხე უმცირესი უნდა იყოს მაშინ, როცა წვის სიჩქარე უღიდესია, ე. ი. როცა $\alpha = 0,8 \div 0,9$. ერთ ან მეორე მხარეს α -ს ცვლილების დროს საჭიროა ანთების წინსწრების კუთხის გაზრდა.

რაც შეეხება ნარევის შედგენილობის გავლენას დეტონაციაზე, უნდა აღვნიშნოთ, რომ დეტონაციისაკენ ყველაზე ძლიერ მიდრეკილებას მივიღებთ მაშინ, როცა ცილინდრში მყოფი აირის ტემპერატურა მაქსიმალური იქნება, ე. ი. როცა $\alpha = 0,9 \div 1$.



ნახ. 97. ძრავის ზოგიერთი პარამეტრის დამოკიდებულება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე.

მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის გავლენა

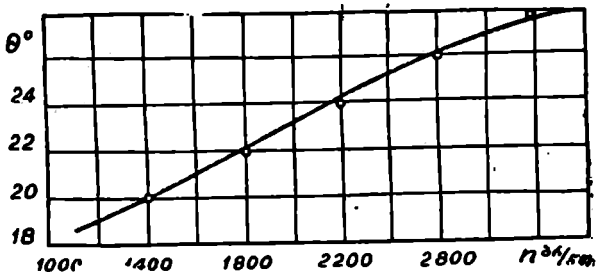
მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე დიდადაა დამოკიდებული ცილინდრში შექმნილი გრიგალური მოძრაობის სიჩქარე: ამიტომ ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობა დიდ გავლენას ახდენს წვის პროცესის მიმდინარეობაზე.

გაძლიერებული გრიგალური მოძრაობა, რასაც ადგილი აქვს ბრუნ-

თა რიცხვის გადიდების დროს, აუმჯობესებს ჰაერთან საწვავის შერე-
ვას და ზრდის ალის გავრცელების სიჩქარეს. გარდა ამისა, ვინაიდან
მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის გადიდებას თან სდევს დგუშის სიჩ-
ქარის ზრდა, ცხადია, ბრუნთა რიცხვის ზრდასთან ერთად საჭირო გახ-
დება ანთების წინსწრების კუთხის გადიდება.

98-ე ნახ-ზე, მაგალითისათვის, ნაჩვენებია ГАЗ — 51 ძრავასა-
თვის (მთლიანი დროსებით მუშაობის დროს) ანთების წინსწრების
კუთხის დამოკიდებულება მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვისაგან.

ბრუნთა რიცხვის გადიდება იწვევს დეტონაციისაკენ მიდრეკი-
ლების შემცირებას, რაც აიხსნება, ერთი მხრივ, პროცესის სწრაფი

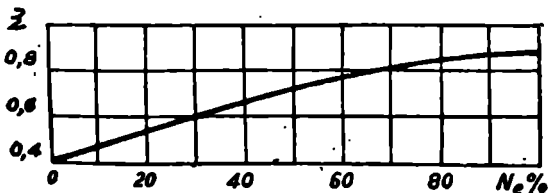


ნახ. 98. ანთების წინსწრების კუთხის დამოკიდებულება
ბრუნთა რიცხვისაგან.

მიმდინარეობით და, მეორე მხრივ, ნარჩენი აირის რაოდენობისა გადი-
დებით, ვინაიდან ეს უკანასკნელი ამცირებს პირველადი დაუანგვის
პროდუქტების შექმნის სიჩქარეს.

წვის პროცესის პარამეტრების ცვალებადობა კარბურატორიანი
ძრავას დადროსელების დროს

დადროსელების დროს მუშა ნარევის წნევის შემცირება წვის

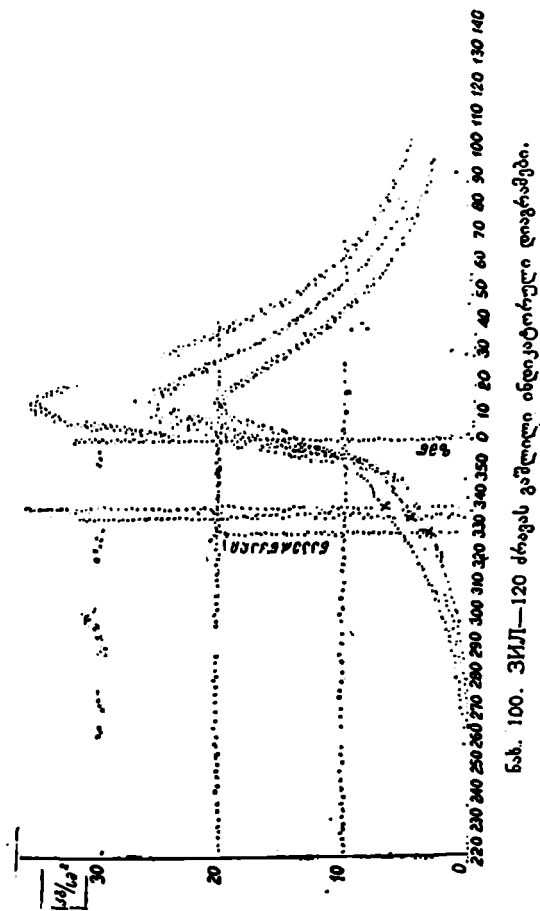


ნახ. 99. დადროსელების დროს ЗИЛ—120 ძრავასათვის სითბოს
გამოყოფის კოეფიციენტის ცვალებადობის ხასიათი.

დასაწყისში მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ამ პროცესის პარამეტრებ-

ზე. ამ პირობებში წვა მიმდინარეობს მოდუნებულად, მცირდება ალის გავრცელების სიჩქარე, რასაც თან სდევს აირის წნევისა და ტემპერატურის შემცირება.

ინდიკატორული დიაგრამების დამუშავებამ გვიჩვენა, რომ დადრო-



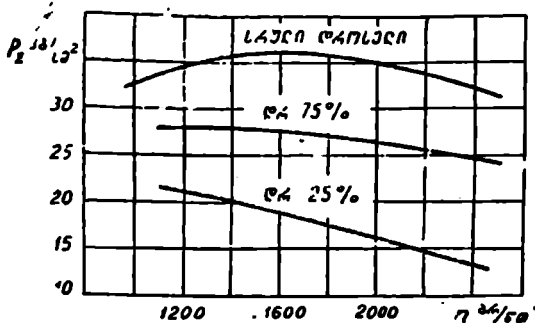
ნახ. 100. 3ИЛ-120 ძრავის გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამები.

სელებასთან ერთად მკვეთრად ეცემა წვის დროს სითბოს გამოყოფის ζ კოეფიციენტი, რაც გამოსახულია 99-ე ნახ-ზე.

მე-100 ნახ-ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია 3ИЛ-120 ძრავას სამი ვაშლილი ინდიკატორული დიაგრამა ($n=1200$ ბრ/წთ). შედარებისათვის დიაგრამებზე ნაჩვენებია მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთ-

ხეები ნაპერწკლის მიწოდების მომენტიდან მაქსიმალური წნევის მიღ-
წევამდე.

პირველი დიაგრამა შეესაბამება მთლიან დროსელს და იძლევა მუხლა ლილვის 1⁰-ზე შემობრუნების დროს წნევის ზრდას 0,078 მნ/მ² (0,78 კგ/სმ²); მეორე და მესამე დიაგრამები შეესაბამება ძრავას სა-
შუალო და მცირე დატვირთვებს და გვიჩვენებს წნევის ზრდის ინტენ-



ნახ. 101. დადროსელების დროს 3HJ-120 ძრავას წვის
მაქსიმალური წნევის ცვალებადობის ხასიათი.

სივობის შემცირებას. მეორე დიაგრამისათვის ის შეადგენს 0,052 მნ/მ² (0,52 კგ/სმ²), ხოლო მესამისათვის — 0,044 მნ/მ² (0,44 კგ/სმ²).

101-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია წვის მაქსიმალური p_z წნევის შემცირე-
ბის ხასიათი დადროსელების დროს.

ზღვის დონიდან სიმაღლის გავლენა

სასიმაღლო პირობებში ძრავას მუშაობის დროს სამუშაო ნარევის
წნევისა და ტემპერატურის ვარდნა დიდ გავლენას ახდენს წვის პრო-
ცესის მიმდინარეობაზე და მისი პარამეტრების სიდიდეზე. კერძოდ
მცირდება მიდრეკილება დეტონაციისაკენ, რაც შესაძლებლობას ქმნის
გაიზარდოს კუმშვის ხარისხი ან შემცირდეს გამოყენებული ბენზინის
ოქტანური რიცხვი.

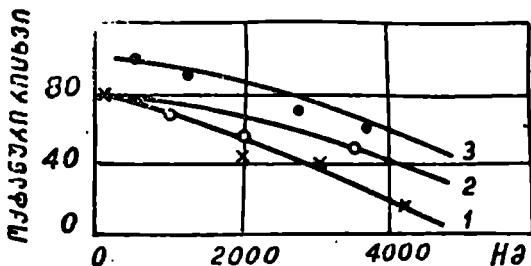
კარბურატორიანი ძრავას დეტონაციურმა გამოცდებმა, რომლებიც
ჩატარდა ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეებზე, უჩვენა, რომ
სიმაღლის ზრდასთან ერთად მკვეთრად მცირდება მოცემული ძრავა-
სათვის საჭირო ოქტანური რიცხვი.

102-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია საწვავის საჭირო ოქტანური რიცხვის და-
მოკიდებულება ზღვის დონიდან სიმაღლეზე.

აქ პირველი მრუდი გამოსახავს პერუმში, მეორე — ამერიკის შეერთებულ შტატებში, ხოლო მესამე — ვენესუელაში ჩატარებული ცდების შედეგებს.

ყველა ეს ცდა ჩატარებული იყო რეალურ სასიმალო პირობებში.

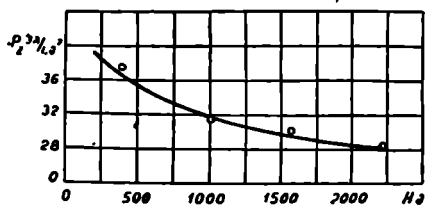
სასიმალო პირობებში აღებული ინდიკატორული დიაგრამების დამუშავებამ აჩვენა, რომ სიმალოს ზრდის დროს მნიშვნელოვნად



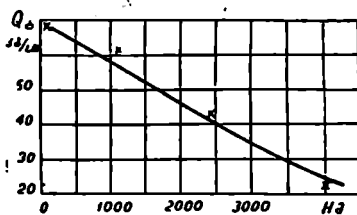
ნახ. 102. საწვავის საჭირო ოქტანური რიცხვის დამოკიდებულება ზღვის დონიდან სიმაღლეზე: 1—პერუმში ჩატარებული ცდების მიხედვით; 2—ამერიკის შეერთებულ შტატებში ჩატარებული ცდების მიხედვით; 3—ვენესუელაში ჩატარებული ცდების მიხედვით.

ეცემა წვის მაქსიმალური p_z წნევა. ეს მონაცემები ნაჩვენებია 103-ე ნახ-ზე.

დადასტურდა ისიც, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლე უმნიშვნელო გავლენას ახდენს სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი სიდიდეზე.



ნახ. 103. p_z -ის ვარდნა ზღვის დონიდან სიმალოს მატების დროს ($n=2200$ ბრ/წთ).



ნახ. 104. ბენზინის მიმწოდებელი ტუმბოს მწარმოებლობის ვარდნა სასიმალო პირობებში.

პრაქტიკულად ეს გარემოება შეიძლება უგულებელვყოთ.

მხედველობაში მისაღებია ისიც, რომ ზღვის დონიდან სიმალოს ზრდის დროს პაერის წნევა საწვავის ავზში კლებულობს, რძა გამო მცირდება ბენზინის მიმწოდებელი ტუმბოს მწარმოებლობა.

მართალია, ამავე დროს მცირდება აგრეთვე ძრავას ცილინდრებში მიწოდებული ბენზინის რაოდენობაც და, მაშასადამე, ტუმბოს მწარმოებლობის ვარდნამ არ უნდა მოახდინოს გავლენა ძრავას მუშაობაზე, მაგრამ ზოგჯერ არ არსებობს ერთნაირი თანაფარდობა ამ ორ პარამეტრს შორის, რამაც შეიძლება გამოიწვიოს უთანაბრობა ბენზინის მიწოდებასა და მოხმარებას შორის.

104-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ინჟ. ბ. კორძაძის მიერ მიღებული გრაფიკი, რომელიც გვიჩვენებს ბენზინის მომწოდებელი ტუმბოს ბ — 9 მწარმოებლობის ცვალებადობას სასიმალო პირობებში.

§ 5. დიზელში მიმდინარე წვის პროცესის თავისებურებანი

განსხვავებით კარბურატორიანი ძრავასაგან დიზელში საწვავი ნარევის შექმნისათვის განკუთვნილი დრო ბევრად უფრო მცირეა, გარდა ამისა, თუ კარბურატორიან ძრავას ცილინდრებში შედის წანასწარ გამზადებული ერთგვაროვანი საწვავი ნარევი, დიზელში ჰაერი და საწვავი ერთიმეორეს ხვდება ცილინდრში, ვერ აწერებს კარგად შერევას და ნარევიც გამოდის არაერთგვაროვანი.

სწორედ ეს გარემოება ქმნის პრინციპულ განსხვავებას კარბურატორიან ძრავაში და დიზელში მიმდინარე წვის პროცესებს შორის.

ქვემოთ განხილულია დიზელში მიმდინარე წვის პროცესის ზოგიერთი დამახასიათებელი პარამეტრი და ამ პარამეტრებზე სხვადასხვა კონსტრუქციული და საექსპლოატაციო ფაქტორის გავლენა.

თვითაალების შეფერხების პერიოდი

თვითაალების შეფერხების პერიოდი დიზელში მიმდინარე წვის პროცესის ძირითადი დამახასიათებელი პარამეტრია. რაც უფრო დიდია თვითაალების შეფერხების პერიოდი, მით მეტი საწვავი გროვდება წვის კამერაში, რომელიც შემდეგ ერთდროულად იწყებს წვან და ავითარებს მკვეთარ დარტყმას დგუშზე და ძრავა ხისტად მუშაობს.

თვითაალების შეფერხების პერიოდის სიდიდე, გარდა საწვავის ქიმიური და ფიზიკური თვისებებისა, დამოკიდებულია ისეთ ფაქტორებზე, როგორცაა ცილინდრში შემავალი ჰაერის წნევა და ტემპერატურა, საწვავის გაფრქვევის წნევა, წვის კამერის ფორმა და სიდიდე, დატვირთვა, ბრუნთა რიცხვი, ანარჩენი აირების რაოდენობა და სხვა.

ა. ჩარომსკის მონაცემებით ჰაერის ტემპერატურის გადიდება 50-დან 100°-მდე იწვევს თვითაალების შეფერხების პერიოდის შემცირებას $40 \div 42\%$ -ით. ასევე, საცდელ ბომბში ჰაერის წნევის 35-დან 21 კგ/სმ²-მდე შემცირებამ გამოიწვია ამ პარამეტრის გადიდება 75%-ით.

ეს მოვლენები აიხსნება ჰაერიდან საწვავზე სითბოს გადაცემის და საწვავის ზედაპირზე მყოფი ქანგბადის კონცენტრაციის ცვალებადობით.

თვითაალების შეფერხების პერიოდს, ჩვეულებრივ, გამოსახვენ ხოლმე მუხლა ლილვის შემობრუნების იმ კუთხის სიდიდით, რომელიც ინდიკატორულ დიაგრამაზე შესაბამება პერიოდს — საწვავის შეფრქვევის მომენტიდან წნევის მატების დაწყების მომენტამდე (პერიოდი 1 — 2, ნახ. 80, ქვემოთ).

ხშირად უფრო ხელსაყრელია თვითაალების შეფერხების პერიოდი გამოსახოს წამობით, იმ დროის მიხედვით, რომელიც შესაბამება მუხლა ლილვის შემობრუნებას საწვავის შეფრქვევის მომენტიდან აალების მომენტამდე.

თვითაალების შეფერხების პერიოდს (τ) არკვევენ ექსპერიმენტულად ინდიკატორული დიაგრამების მიხედვით. მიახლოებითი გამოანგარიშებისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ ნ. სემიონოვის ფორმულა:

$$\tau = \frac{C_1}{p^n} e^{\frac{E}{RT}} \cdot 10^{-3} \text{ წმ}, \quad (141)$$

სადაც τ წმ არის თვითაალების შეფერხების პერიოდი;

p — კგ/სმ² და $T^{\circ}K$ — წნევა და ტემპერატურა, რომლის დროსაც ხდება აალება;

R — 1,985 — აირის მუდმივა;

E — კკალ/კგ — აქტივაციის ენერგია;

n — მაჩვენებელი, რომელიც დამოკიდებულია რეაქციის მიმდინარეობის ხასიათზე;

e — ნატურალური ლოგარითმის ფუნქცია;

C_1 — მუდმივა.

ამ ფორმულის გამოყენების შესაძლებლობა სწრაფსვლიანი დიზელისათვის დადასტურებულია ექსპერიმენტულად.

ასეთი შემთხვევისათვის ნ. ინოზემცევისა და ვ. კოშკინის ექსპერიმენტების შესაბამისად შეიძლება მივიღოთ მაჩვენებლების შემდეგი რიცხობრივი მნიშვნელობანი:

$$E = 9230 \text{ კკალ/კგ}; C_1 = 0,44 \text{ და } n = 1,19.$$

ამ მონაცემების შესაბამისად სწრაფსვლიანი დიზელისათვის შეიძლება დავწეროთ:

$$\tau = \frac{0,44}{p^{1,19}} e^{\frac{9230}{T}} \cdot 10^{-3} \text{ წმ}. \quad (142)$$

5. ინოზემცევი და ვ. კოშკინი თვლიან, რომ ამ ფორმულით სარგებლობის დროს საწვავის თვითაალების შეფერხების პერიოდის საანგარიშოდ საჭიროა p და T -ს მაგიერ ჩავსვათ წნევისა და ტემპერატურის ის მნიშვნელობები, რომლებიც ექნება კუმშვაში მყოფ ჰაერს საწვავის შეფრქვევიდან $8 - 10^{\circ}$ -ის შემდეგ.

შესაძლებელია აგრეთვე მივიღოთ $p=p_c$ და $T=T_c$.

თვითაალების შეფერხების პერიოდის საანგარიშოდ შეიძლება აგრეთვე გამოვიყენოთ ა. ტოლსტოვის ფორმულა:

$$\tau = B_0 \left(\frac{T}{p} \right)^m (1 - kn) e^{-\frac{E}{RT}} \quad (143)$$

აქ, გარდა ცნობილი სიდიდეებისა, n ბრუნთა რიცხვია, ხოლო B_0 და m — მუდმივებია.

თვითაალების შეფერხების პერიოდი დაკავშირებულია სიმაღლესთან ზღვის დონიდან. ამ კავშირის მოსაძებნად დავწეროთ (142) ფორმულა ზღვის დონისა და ზღვის დონიდან მოცემული სიმაღლისათვის. გვექნება:

$$\tau_0 = \frac{C_1}{p_{c0}^n} e^{-\frac{E}{RT_{c0}}} \cdot 10^{-3} \quad (144)$$

და

$$\tau_H = \frac{C_1}{p_{cH}^n} e^{-\frac{E}{RT_{cH}}} \cdot 10^{-3} \quad (145)$$

ამ გამოსახულებებიდან ვღებულობთ

$$\tau_H = \tau_0 \left(\frac{p_{c0}}{p_{cH}} \right)^n e^{\frac{E}{R} \left(\frac{1}{T_{cH}} - \frac{1}{T_{c0}} \right)} \quad (146)$$

ეს ფორმულა, როგორც მოსალოდნელი იყო, გვიჩვენებს, რომ თვითაალების შეფერხების პერიოდი მატულობს ჰაერის წნევისა და ტემპერატურის შემცირებასთან, ე. ი. ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად.

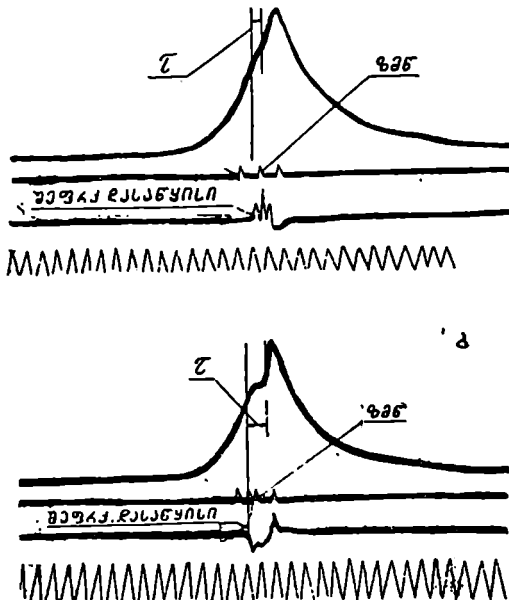
(146) ფორმულით გამოთვლილი შედეგები ხასიათდება დიდი ცდომილებებით. ეს იმით აიხსნება, რომ თვითაალების შეფერხების პერიოდი დიდადაა დამოკიდებული სხვადასხვა ფიზიკურ-ქიმიურ მოკ-

ლენებზე, რაც არაა გათვალისწინებული დასახელებული ფორმულის გამოყენების დროს.

მიზანშეწონილია ექსპერიმენტული მონაცემების საშუალებით (146) ფორმულაში შემასწორებელი კოეფიციენტის შეტანა.

ამ მიზნით საინტერესო სამუშაო ჩატარა დოქ. გ. მამაცაშვილმა. მან გამოსცადა $\Delta-54$ დიზელი სხვადასხვა სასიმალო პირობებში და იღებდა ინდიკატორულ დიაგრამებს.

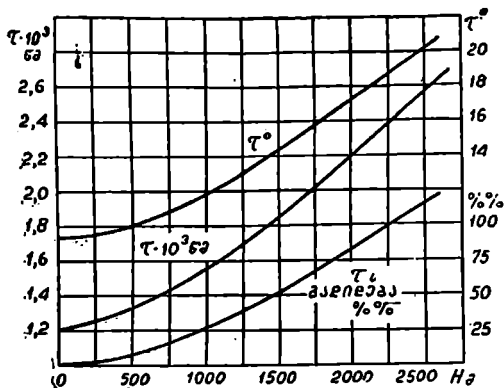
105-ე ნახ-ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია ორი გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამა. ერთი მათგანი (ზედა) აღებულია ზღვის დონიდან 420 მ სიმაღლეზე და იძლევა $\tau=10^\circ$, მეორე კი (ქვედა) აღებულია 2370 მ სიმაღლეზე და იძლევა $\tau=21^\circ$. ამრიგად ვღებულობთ, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის მომატების დროს 420-დან 2370 მ-მდე საწვავის თვითაალების შეფერხების პერიოდი დაახლოებით ორჯერ მატულობს.



ნახ. 105. ინდიკატორული დიაგრამები თვითაალების პერიოდის განსაზღვრისათვის: ა—სიმაღლე 420 მ; ბ—სიმაღლე 2370 მ.

ინდიკატორული დიაგრამების დამუშავებით მიღებულია დამოკიდებულება თვითაალების შეფერხების პერიოდისა ზღვის დონიდან სიმაღლეზე. ეს დამოკიდებულება გამოსახულა 106-ე ნახ-ზე.

თვითაალების შეფერხების პერიოდის ნამდვილი სიდიდეების შედარება (146) ფორმულის მიხედვით მიღებულ შედეგებთან საშუალებას იძლევა დავადგინოთ შემასწორებელი კოეფიციენტის სიდიდე. ამის შესაბამისად განსახილველი შემთხვევისათვის შეიძლება დავწეროთ:



ნახ. 106. თვითაალების შეფერხების პერიოდის ცვალებადობა სასიმალო პირობებში.

$$\tau_{\text{н}} = 0,6 \tau_0 \left(\frac{\rho_{\text{co}}}{\rho_{\text{н}}} \right)^n e^{\frac{E}{R} \left(\frac{1}{T_{\text{н}}} - \frac{1}{T_{\text{co}}} \right)} \quad (147)$$

ეს ფორმულა კარგ შედეგებს იძლევა გრიგალური კამერის მქონე საშუალო ბრუნთა რიცხვით მომუშავე დიზელებისათვის.

კუმშვის ხარისხის გავლენა

ძრავას კუმშვის ხარისხის გადიდება იწვევს კუმშვის დასასრულს წნევისა და ტემპერატურის ზრდას, რაც აუმჯობესებს შეფრქვეული საწვავის სწრაფი, გაცხელების პირობებს და აგრეთვე ზრდის ჟანგბადის კონცენტრაციას ერთეულ მოცულობაში. ყოველივე ეს ამცირებს წვისათვის საწვავის შემზადების პერიოდს და აუმჯობესებს სამუშაო პროცესის მიმდინარეობას.

კუმშვის ხარისხის ზრდასთან ერთად მცირდება თვითაალების შეფერხების პერიოდი და წნევის ზრდის სიჩქარე, რის გამო ძრავა რბილად იწყებს მუშაობას.

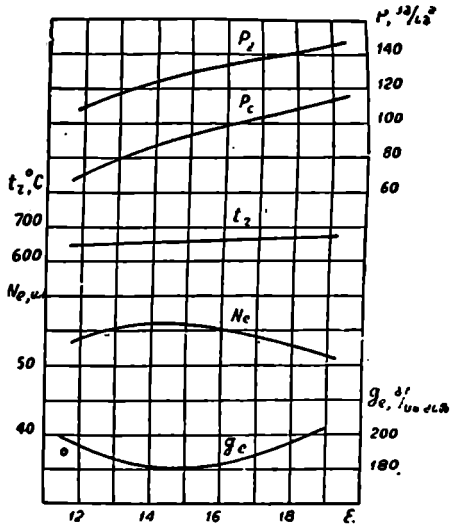
ოპტიმალურ სიდიდემდე კუმშვის ხარისხის გადიდებით შესაძლებელია მივადწიოთ ძრავას საშუალო ინდიკატორული წნევისა და ეკონომიურობის ზრდას.

ობტიმალურზე ზევით კუმშვის ხარისხის გადიდება არაა ხელსაყრელი, რადგანაც ამ დროს დიდი წნევების გამო ძრავას ნაწილების დატვირთვა იზრდება. გარდა ამისა, კუმშვაზე დახარჯული მუშაობის ნამატს ვერ ანაზღაურებს გაფართოების დროს მიღებული მუშაობის ნამატი და ძრავას ეკონომიურობა უარესდება.

დასასრულ, კუმშვის ხარისხის გადიდება მნიშვნელოვნად აადვილებს ძრავას ამუშაებას. სწორედ ეს გარემოებაა იმის მიზეზი, რომ კომპატრუქტორი აწესებს თვითააღებადი ძრავას კუმშვის ხარისხს, რომლის ჰიდიდე ზოგჯერ ობტიმალურზე მეტია.

107-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ერთცილინდრიანი ექსპერიმენტული დიზელის ისპანო-სუიზას მონაცემები, მიღებული სხვადასხვა კუმშვის ხარისხის დროს.

გრაფიკი გვიჩვენებს, რომ ძრავას მაქსიმალური სიმძლავრე და საწვავის კუთრი მინიშნული ხარჯი აღინიშნება მაშინ, როდესაც კუმშვის ხარისხი შეადგენს $14,0 \div 14,5$ -ს. ამის შემდეგ კუმშვის ხარისხის გადიდება იწვევს ამ მაჩვენებლებს გაუარესებას და აგრეთვე წვის მაქსიმალური წნევის შესამჩნევ გადიდებას, რაც, რა თქმა უნდა, მავნე გავლენას ახდენს დიზელის მუშაობაზე. მიუხედავად ამისა ქარხანა იძულებულია ძრავები დაამზადოს უფრო მაღალი კუმშვის ხარისხით ($\varepsilon = 19$), რაც განპირობებულია დიზელის საწყისი ამუშაების პირობებით.



ნახ. 107. ერთცილინდრიანი დიზელის პარამეტრები, მიღებული სხვადასხვა კუმშვის ხარისხის დროს.

დიდად ხელსაყრელია დიზელისათვის ცვლადი კუმშვის ხარისხის განხორციელება. ასეთ შემთხვევაში შესაძლებელია საქმე ისე მოეწყოს, რომ ძრავას ამუშაების დროს განხორციელდეს მაღალი კუმშვის ხარისხი, მაქსიმალური სიმძლავრის რეჟიმზე კი ის შემცირდეს.

გარდა ამისა, ცვლადი კუმშვის ხარისხი მეტად საჭიროა მრავალსაწვავიანი ძრავისათვის, რომელსაც შეეძლება მუშაობა სხვადასხვა

საწვავით, დაწყებული ბენზინიდან და დამთავრებული ნედლი ნავთობით.

დაბოლოს, ცელადი კუმშვის ხარისხი შესაძლებლობას იძლევა განხორციელდეს დიზელის ძლიერი ჩაბერვა. საქმე ის არის, რომ ჩაბერვის წნევის გადიდებას თან სდევს წვის მაქსიმალური წნევის მკვეთრი გადიდება. ამასთანავე, აირის მაქსიმალური წნევის გადიდება განსაზღვრულ სიდიდეზე მეტად იწყვეს ძრავას ნაწილების ნგრევას და ამით ზღუდავს ჩაბერვის ინტენსივობას. თუ განხორციელდება ჩაბერვის წნევის ზრდასთან ერთად კუმშვის ხარისხის შემცირება, მაშინ შესაძლებელი გახდება ძლიერი ჩაბერვის გამოყენება ისე, რომ ძრავას ნაწილების სიმტკიცე არ დაირღვეს.

წვის კამერის კონსტრუქციის გავლენა

თვითალებად ძრავებში საწვავი ნარევის შემზადების სირთულემ გამოიწვია ამ ძრავებისათვის მრავალი სხვადასხვა კონსტრუქციის წვის კამერის შექმნა.

თვითალებადი ძრავას წვის კამერის არსებული კონსტრუქციები ორ ძირითად ჯგუფად შეიძლება დავყოთ: განუყოფელი კამერები და გაყოფილი კამერები. პირველ შემთხვევაში წვა წარმოებს დგუშის ზემოთ მოთავსებულ ერთ მთლიან კამერაში, სადაც ხდება საწვავის უშუალო შეფრქვევა; მეორე შემთხვევაში კამერა გაყოფილია ორ (იშვიათ შემთხვევაში სამ) ნაწილად და საწვავის წვა იწყება ერთ ნაწილში.

წვის კამერის კონსტრუქციაზე დიდადაა დამოკიდებული საწვავი ნარევის შექმნის პროცესი, რაც განსაზღვრავს წვის პროცესის მიმდინარეობას და ამის შედეგად მიღებულ ეფექტს.

წვის კამერის კონსტრუქცია განაპირობებს აგრეთვე კამერის მოცულობის ერთეულზე მოსული სითბოს გადამცემი ზედაპირის და, შესაბამისად, დანაკარგების სიდიდეს.

გაყოფილ კამერებში ჰაერის გადასვლა წარმოებს კამერის ერთი ნაწილიდან მეორეში. ეს გარემოება ზრდის ჰიდრავლიკურ წინააღმდეგობას და დანაკარგებს. ამას ისიც უნდა დავამატოთ, რომ გაყოფილ კამერებში, გაუყოფელ კამერასთან შედარებით, მოცულობის ერთეულზე მოსული სითბოს გადამცემი ზედაპირი მეტი გამოდის, რაც გაყოფილი კამერის სითბოს დანაკარგებს ზრდის. ყოველივე ამის შედეგად გაუყოფელი კამერის მქონე ძრავას ეკონომიურობა მუდამ უფრო მაღალია გაყოფილი კამერის მქონე ძრავასთან შედარებით. მიუხედავად ასეთი უპირატესობისა, თანამედროვე სატრაქტორო ძრავებში დიდად

გამოყენება გაყოფილი კამერები. ეს იმით აიხსნება, რომ გაუყოფელი კამერები მოითხოვენ საწვავის მიმწოდებელი აპარატურის რთულ კონსტრუქციას, რის გამო ასეთი ძრავა რთულია და ძვირი.

გაყოფილი კამერები სხვადასხვა კონსტრუქციის გვხვდება; ისინი შეიძლება სამ ნაწილად დავაჯგუფოთ: წინა კამერები, საპაერო კამერები და გრიგალური კამერები.

ამჟამად ფართოდ ვრცელდება დგუშის ტანში მოწყობილი კამერები. როგორც გამოცდის შედეგები უჩვენებს, მათ მნიშვნელოვანი უპირატესობანი აქვთ ჩვეულებრივ კამერებთან შედარებით.

ზოგიერთი მეცნიერი თვლის, რომ თვითააღებადი ძრავებისათვის გაყოფილი კამერების გამოყენება დროებითი მოვლენაა და რომ საწვავის მიმწოდებელი აპარატურის კონსტრუქციის შემდგომი განვითარების საფუძველზე ისინი მთლიანად შეიცვლებიან გაუყოფელი კამერებით. ამ მოსაზრებას ზელს უწყობს ის გარემოებაც, რომ გაუყოფელი კამერის მქონე ძრავას ამუშავება გაყოფილი კამერის მქონე ძრავასთან შედარებით უფრო ადვილია.

წვის კამერის არსებული კონსტრუქციებიდან ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტის ყველაზე დიდ მნიშვნელობებს იძლევა გაუყოფელი კამერა. თუ გაუყოფელი კამერის ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი იქნება η , მაშინ შეიძლება მივიღოთ:

გრიგალური კამერისათვის—0,86 η ;

წინა კამერისათვის —0,80 η .

დგუშის დასამზადებლად გამოყენებული მასალის გავლენა

დიზელების განვითარების პირველ პერიოდში დგუშის დასამზადებლად იყენებდნენ მხოლოდ თუჯს. ამჟამად სწრაფსვლიანი დიზელებისათვის დგუშების დასამზადებლად ძირითადად იყენებენ ალუმინის მსუბუქ შენადნობებს.

რაც უფრო მეტად ცხელდება დგუშის ძირი, მით უფრო უკეთესად მიმდინარეობს დიზელის სამუშაო პროცესი, რადგანაც ეს იწვევს კუმშვის დასასრულს ჰაერის ტემპერატურის გადიდებასა და თვითააღებადის შეფერხების პერიოდის შემცირებას. ამ თვალსაზრისით თვითააღებადი ძრავებისათვის თუჯის დგუშები უკეთესია ალუმინის შენადნობებისაგან დამზადებულ დგუშებთან შედარებით.

ექსპერიმენტებმა აჩვენა, რომ ერთი და იმავე მაქსიმალური წნევის დროს ალუმინის დგუშებთან შედარებით თუჯის დგუშები იძლევა უფრო მაღალ საშუალო ინდიკატორულ წნევას.

გარდა ამისა, მკვლევარები აღნიშნავენ, რომ თუჯის დგუშების

გამოყენების დროს ძრავა მუშაობს უფრო რბილად და ამასთანავე კლებულობს საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის ოპტიმალური სიდიდე.

მიუხედავად ასეთი უპირატესობისა, თუჯის დგუშები თანდათან გამოდის ხმარებიდან და მათ ადგილს იკავებს ალუმინის შენადნობებისაგან დამზადებული დგუშები.

ამის ძირითადი მიზეზი ის არის, რომ თუჯის დგუშები ორ-სამჯერ უფრო მძიმე გამოდის, ვიდრე ალუმინის შენადნობებისაგან დამზადებული დგუშები. ეს კი იმას ნიშნავს, რომ მეორესთან შედარებით პირველ შემთხვევაში დგუშის მასით წარმოქმნილი მანე ინერციის ძალები ორ-სამჯერ მეტი იქნება. ამ მოვლენას სწრაფსვლიანი ძრავისათვის გადამწყვეტი მნიშვნელობა აქვს.

თუჯის ნაკლად ისიც უნდა ჩაითვალოს, რომ დგუშის ძირის გადამეტებული გაცხელება მნიშვნელოვნად აუარესებს დგუშის შემამჭიდროებელი რგოლების მუშაობისა და შეზეთვის პირობებს.

ექსპერიმენტულად დადგენილია, რომ დიზელებში თუჯის დგუშების შეცვლა ალუმინის შენადნობებისაგან დამზადებული დგუშებით აღმჯობესებს ძრავას ეფექტურ მაჩვენებლებს. ეს იმით აიხსნება, რომ მეორე შემთხვევაში ინერციის ძალების შემცირების გამო იზრდება ძრავას მექანიკური მ. ქ. კ.

ფრქვევანას საქშენიდან საწვავის გამოდინების სიჩქარე

ფრქვევანას საქშენიდან საწვავის გამოდინების სიჩქარე დიდ გავლენას ახდენს ნარევეწარმოქმნის პროცესზე. ამ სიჩქარის ნამდვილი სიდიდე შეიძლება ვიანგარიშოთ ცნობილი გამოსახულებიდან:

$$W = \varphi \sqrt{\frac{2g(p_p - p_c) 10^4}{\gamma_{საწ}}} = \varphi \sqrt{\frac{2g\Delta p 10^4}{\gamma_{საწ}}} \text{ მ/წმ}, \quad (148)$$

სადაც φ არის საქშენის წინაღობის კოეფიციენტი;

p_p კგ/სმ²—საწვავის გაფრქვევის წნევა;

p_c კგ/სმ²—წნევა ჰაერის კუმშვის დასასრულს;

$\Delta p = p_p - p_c$ —წნევის შხვი;

γ —კგ/სმ³—საწვავის სიმკვრივე.

ფრქვევანადან საწვავის გამოდინების სიჩქარე იცვლება ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობის დროს.

ამ ცვალებადობის დაანგარიშოდ. გადავიწეროთ უკანასკნელი ტოლობა ზღვის დონისათვის და ზღვის დონიდან მოცემული სიმაღლისათვის გვექნება:

$$W_0 = \varphi \cdot \sqrt{2g \frac{\rho_p'' - \rho_c'}{\gamma_{\text{ს.ფ}}}}$$

და

$$W_{\text{II}} = \varphi \sqrt{2g \frac{\rho_p'' - \rho_c'}{\gamma_{\text{ს.ფ}}}}$$

ამ განტოლებების ერთობლივი გადაწყვეტა ვეძღვეს

$$W_{\text{II}} = W_0 \sqrt{\frac{\rho_p'' - \rho_c'}{\rho_p' - \rho_c'}} \quad (149)$$

აქ ρ_p' და ρ_c' გაფრქვევისა და კუმშვის წნეებია ზღვის დონეზე, ხოლო ρ_p'' და ρ_c'' იგივე მაჩვენებლები ზღვის დონიდან მოცემულ სიმაღლეზე.

როგორც მოსალოდნელი იყო, (149) ფორმულა გვიჩვენებს, რომ გაფრქვევის უცვლელი წნევის პირობებში ფრქვევანას საქმენიდან საწვავის გამოდინების სიჩქარე უნდა მატულობდეს ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს.

მე-14 ცხრილში ნაჩვენებია ზღვის დონიდან სიმაღლის მატების დროს ρ_c , $\Delta\rho$ და W პარამეტრების ცვლებადობა.

ცხრილი 14

ზღვის დონიდან სიმაღლის მატების დროს ρ_c , $\Delta\rho$ და W პარამეტრების ცვლებადობა

სიმაღლე ზღვის დონიდან, H მ	0	1000	2000	3000	4000
ρ_c კგ/სმ ³	36	32	28	25	21
$\Delta\rho$ კგ/სმ ³	89	93	97	100	104
W მ/წმ	99	101	103	105	107

ცხრილის მონაცემების გამოთვლის დროს მიღებული იყო მხედველობაში, რომ საწყისი სიმაღლისათვის $\rho_c = \rho_c'$ და $W = W_0$, ხოლო ზღვის დონიდან მოცემული სიმაღლისათვის $\rho_c = \rho_c''$ და $W = W_{\text{II}}$.

გამოთვლებში მიღებულია: $\varphi = 0,7$, $\gamma_{\text{ს.ფ}} = 850$ კგ/მ³ და $\rho_p = \rho_p' = \rho_p'' = 125$ კგ/სმ³. გარდა ამისა, მიღებულია ρ_c -ს მნიშვნელობები, რომლებიც შეესაბამება II-54 დიზელს.

ფრქვევანას საქმენიდან საწვავის გამოდინების სიჩქარე გაიზრდება აგრეთვე, თუ ჰაერის კუმშვის უცვლელი წნევის დროს გაიზრდება შეფრქვევის წნევა. მაგალითად, როცა $\rho_c = 35$ კგ/სმ³, შეფრქვევის წნე-

ვის გადიდება 100-დან 150 კგ/სმ²-მდე იწვევს საწვავის გამოღინების სიჩქარის გადიდებას 84-დან 111 მ/წმ-მდე, ე. ი. 32%-ით.

საწვავის მიწოდების ხანგრძლივობა, გაფრქვევის ხარისხი და გატყორცნის სიშორე

საწვავის გაფრქვევის ხარისხი გულისხმობს გაფრქვეული ნაწილაკების სიმცირეს და ამ ნაწილაკების თანაბარ განაწილებას შეკუმშული ჰაერის მთელ მასაში. რაც უფრო მცირეა საწვავის ნაწილაკები, მით უფრო ერთგვაროვანია ნარევი, მით უფრო მეტია ჰაერთან საწვავის შეხების ზედაპირი და ამიტომ ნაკლებია წვისათვის საჭირო დრო.

როგორც აღვნიშნეთ, პირველი კონსტრუქციის ძრავებში საწვავის გაფრქვევა ჰაერის დახმარებით ხდებოდა. ეს იყო კომპრესორიანი დიზელები, სადაც ძრავასთან მიერთებული კომპრესორი აწარმოებდა მაღალი წნევის მქონე შეკუმშული ჰაერის გამომუშავებას. ეს ჰაერი მიემართებოდა ფრქვევანაში და აიძულებდა საწვავს შეფრქვეულიყო წვის კამერაში. ასეთი წესით ხერხდებოდა საწვავის საცხებით დამაკმაყოფილებელი გაფრქვევა, მაგრამ, მოუხედავად ამისა, მაინც საჭირო გახდა გაფრქვევის ახალი სისტემის ძებნა, რადგანაც კომპრესორისა და სხვა საჭირო მოწყობილობათა არსებობა ართულებდა კონსტრუქციას და მნიშვნელოვნად ზრდიდა ძრავას მასასა და გაბარიტებს.

ძრავების შემდეგი განვითარების საფეხური იყო ამჟამად არსებული უკომპრესორო დიზელების შექმნა, სადაც საწვავის შეფრქვევა წვის კამერაში მექანიკურად ხდება შეკუმშული ჰაერის დახმარების გარეშე.

უშუალო შეფრქვევის ძრავებში, რომლებსაც აქვთ გაუყოფელი კამერები, საწვავი ნარევის შექმნის პირობები უკეთესია გაყოფილი კამერის მქონე ძრავებთან შედარებით. ესაა იმის მიზეზი, რომ გაყოფილკამერიან ძრავებში საჭიროა საწვავის უფრო ნაადრევი შეფრქვევა. გარდა ამისა, ასეთი ძრავები მოითხოვს ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის უფრო მაღალ მნიშვნელობებს.

საწვავის მიწოდების ხანგრძლივობა მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს წვის პროცესზე და ძრავას სამუშაო პროცესის სხვა პარამეტრებზე. მიწოდებული საწვავის უცვლელი რაოდენობის დროს მიწოდების ხანგრძლივობის შეცვლით მიიღება სულ სხადასხვა სახის ინდიკატორული დიაგრამები.

მიწოდების ხანგრძლივობა გამოისახება მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხის მიხედვით; ის დამოკიდებულია საწვავის ტუმბოს მუშაობის პროფილზე, ყვინთას დიამეტრზე და სხვ.

ექსპერიმენტულად დადასტურებულია, რომ საწვავის შეფრქვევის მომენტში შეკუმშული ჰაერის წნევის შემცირება აუარესებს საწვავის გაფხვიერებას და ზრდის საწვავის ქაეღის გატყორცნის სიშორეს.

საწვავის ტემპერატურის შემცირებაც აგრეთვე აუარესებს საწვავის გაფხვიერებას და ზრდის გატყორცნის სიშორეს, რითაც გავლენას ახდენს წვის პროცესის მიმდინარეობაზე.

თავისთავად ცხადია, რომ საწვავის გაფხვიერების გაუარესებამ უარყოფითად იმოქმედებს წვის პროცესის მაჩვენებლებზე. რაც შეეხება საწვავის ქაეღისა და, მაშასადამე, საწვავის ნაწილაკების გატყორცნის სიშორეს, ის უნდა იყოს ისეთი, რომ საწვავის ნაწილაკები რაც შეიძლება ახლო მივიდეს წვის კამერის კედლებთან, მაგრამ არ შეეჯახოს მათ.

გატყორცნის სიშორის როგორც შემცირება, ასევე გადიდება, რა თქმა უნდა, არაა სასურველი. პირველ შემთხვევაში კამერის მოცულობა არ იქნება კარგად გამოყენებული, მეორეში კი საწვავის ნაწილაკები შეეჯახება კამერის კედელს, შეუერთდება ერთიმეორეს და წვაც გაძნელებდა.

სასიმაღლო პირობებში დიზელის მუშაობისას ზემოდანახელებულ არასასურველ მოვლენებთან ერთად წარმოიშობა ფაქტორები, რომლებიც ხელს შეუწყობენ საწვავის უკეთეს გაფრქვევას. ასეთი ფაქტორებია: საწვავის შეფრქვევის დროს წნევათა შხივის მატება და ფრქვევანასა საქმენიდან საწვავის გამოდინების სიჩქარის ნაწილობრივი გადიდება.

ამრიგად, სასიმაღლო პირობებში დიზელის მუშაობისას ერთდროულად წარმოიშობა ნარევეწარმოქმნაზე მოქმედი როგორც დადებითი, ისე უარყოფითი ფაქტორები. ცხადია, საბოლოო შედეგი დამოკიდებული იქნება ამა თუ იმ ფაქტორის მოქმედების ხარისხზე.

მაგალითისათვის შეიძლება დავასახელოთ, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის მატებისას 0-დან 4000 მ-მდე, Δ —54 ძრავაში წნევა კუმშვის დასასრულს კლებულობს 42%-ით იმ დროს, როდესაც საწვავის შეფრქვევის დროს წნევათა შხივი მატულობს 17%-ით, ხოლო ფრქვევანადან საწვავის გამოდინების სიჩქარე 8%-ით.

მეტ ყურადღებას იმსახურებს საწვავის ქაეღის გატყორცნის სიშორე, რამაც განსაზღვრულ პირობებში შეიძლება მნიშვნელოვნად გააუარესოს დიზელის მაჩვენებლები.

ექსპერიმენტულად დადგენილია, რომ საწვავის ქაეღის გატყორცნის სიშორე, მაგალითად, ჰაერის წნევის შემცირებისას 15-დან 5 კგ/სმ²-მდე, შეფრქვევის უცვლელი წნევის დროს, მატულობს 46%-ით.

საწვავის ქაელის გატყორცნის სიშორეზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს საწვავისა და ჰაერის ტემპერატურა.

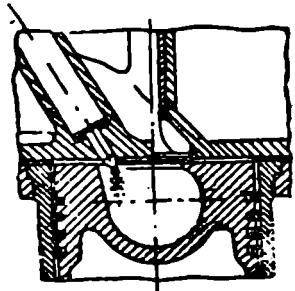
ზემოგანხილულ შემთხვევებში გათვალისწინებული იყო ეგრეთწოდებული მოცულობითი ნარევეწარმოქმნა, როდესაც საწვავი შეიფრქვევა კამერის მოცულობაში და მთლიანი რაოდენობით გადის აალებინათვის საჭირო შესამზადებელ ყველა ქიმიურ და ფიზიკურ სტადიებს.

ამასთანავე, ამ ბოლო ხანებში დაიწყო გავრცელება ეგრეთწოდებულმა აფსკურმა ნარევეწარმოქმნამ, სადაც კამერაში საწვავი ისე უნდა შეიფრქვეს, რომ მისი ძირითადი ნაწილი მიესხროს შიგა კედლის ზედაპირს, შექმნას მასზე საწვავის აფსკა, რომელიც შემდეგ თანდათან აორთქლდება და დაიწვება. წვა იწყება საწვავის მცირე ნაწილით (დაახლოებით მთელი პორციის $5 \div 10\%$), რომელიც შეიფრქვევა კამერის მოცულობაში, და გაივლის მოცულობითი ნარევეწარმოქმნის ყველა ჩვეულებრივ ეტაპს.

აფსკური ნარევეწარმოქმნის დროს საწვავი თანდათან იწვება, კლებულობს წვის მაქსიმალური წნევა და ძრავა რბილად მუშაობს.

აფსკური ნარევეწარმოქმნის დროს უფრო ხშირად წვის კამერას დღეუში ათავსებენ.

108-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია აფსკური ნარევეწარმოქმნის სქემა. აქ



ნახ. 108. აფსკური ნარევეწარმოქმნის სქემა.

ფრქვევანა ისეა დაყენებული, რომ საწვავი დღეუში მოწყობილი კამერის კედელს ეშხეფება და მასზე ქმნის მცირე სისქის (დაახლოებით $0,2$ მმ) აფსკს, რომელიც შემდეგ თანდათან იწვის.

დაკვირვება უჩვენებს, რომ, თუ ჩვეულებრივ დიზელებში, სადაც განხორციელებულია მოცულობითი ნარევეწარმოქმნა, წვის მაქსიმალური წნევა აღწევს $8 \div 10$ მნ/მ² ($80 \div 100$ კგ/სმ²), აფსკური ნარევეწარმოქმნის დროს ის არ აღემატება $6 \div 7$ მნ/მ² ($60 \div 70$ კგ/სმ²).

აფსკურ ნარევეწარმოქმნას ხშირად M-პროცესს უწოდებენ მისი გამომგონებლის მორიერის გვარის პირველი ასოს შესაბამისად.

საწვავის მიწოდების წინსწრების ოპტიმალური მნიშვნელობა

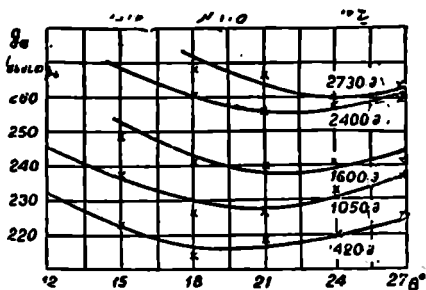
დიზელის ნორმალური მუშაობა სხვა ფაქტორებთან ერთად დიდადა დამოკიდებული საწვავის მიწოდების წინსწრების კუთხის სიდი-

დებ. ეს კუთხე, განიცილის რა სხვადასხვა ფაქტორების გავლენას, პირდაპირ დამოკიდებულებაშია თვითალების შეფერხების პერიოდის სიდიდესთან.

ცხადია, რომ ძრავას მუშაობის მოცემული პირობებისათვის არსებობს საწვავის შეფრქვევის დაწყების საუკეთესო მომენტი, რომლის დროსაც მიიღწევა ძრავას უდიდესი სიმძლავრე და ეკონომიურობა.

იმის გამო, რომ წვის სიჩქარეს სასრულო სიდიდე აქვს, ამიტომ საწვავის შეფრქვევა ყველა შემთხვევაში ზედა მკვდარ წერტილზე ადრე იწყება. თანამედროვე საავტოტრაქტორო თვითალებადი ძრავებისათვის საწვავის შეფრქვევის წინსწრების ოპტიმალური კუთხე იცვლება $10 \div 30^\circ$ ზღვრებში.

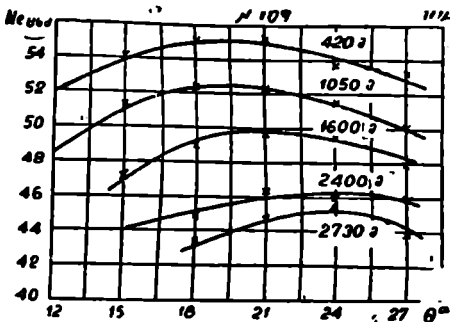
საკვირაა აღინიშნოს, რომ საწვავის მიწოდების წინსწრება დიზელში, ისევე როგორც ანთების წინსწრება კარბურატორიან ძრავაში, მკვეთრ გავლენას ახდენს ძრავას მაჩვენებლებზე; ამის გამო აუცილებელია დიდი სიფრთხილით შეირჩეს საწვავის მიწოდების წინსწრების კუთხის ოპტიმალური სიდიდე.



ნახ. 110. საწვავის კუთხის ხარჯის ცვალებადობა საწვავის მიწოდების წინსწრების კუთხეზე დამოკიდებულებით.

საწვავის მიწოდების წინსწრების სიდიდეზე გავლენას ახდენს: შეკუმშული ჰაერის წნევა და ტემპერატურა, ჟანგბადის კონცენტრაცია საწვავის ნაწილაკის ირველივ და ამიტომ წვის სიჩქარე და სხე.

ნათქვამის საფუძველზე შეიძლება დავასკვნათ, რომ საწვავის მიწო-



ნახ. 109. ძრავას მაქსიმალური სიმძლავრის ცვალებადობა საწვავის მიწოდების წინსწრების კუთხეზე დამოკიდებულებით.

რთხილით შეირჩეს საწვავის მიწოდების წინსწრების კუთხის ოპტიმალური სიდიდე.

წინსწრების ოპტიმალური სიდიდის შერჩევის დროს უნდა გავითვალისწინოთ, რომ საწვავის ნაღრევი ან დაგვიანებული მიწოდება, გარდა ეკონომიური და დინამიური მაჩვენებლების გაუარესებისა, იწვევს ძრავას ძირითადი ნაწილების გადახურებასა და გადატვირთვას და ამიტომ მათ დამჩარებულ ცვეთას.

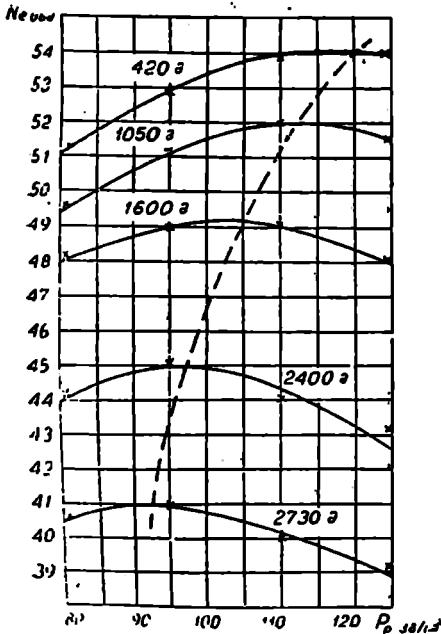
დების წინსწრების სიძლიერეზე გავლენას მოახდენს ატმოსფერული ჰაერის წნევა და ტემპერატურა და, მაშასადამე, სიმაღლე ზღვის დონიდან.

109-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია მაქსიმალური სიძლიერის, ხოლო 110-ე ნახ-ზე საწვავის მინიმალური კუთრი ხარჯის ცვალებადობა საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხეზე დამოკიდებულებით.

ეს მონაცემები მიღებულია დოც. გ. მამაცაშვილის მიერ D-54 დიზელის გამოცდის დროს ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეზე.

გრაფიკები გვიჩვენებს, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს საწვავის მიწოდების წინსწრების კუთხის სიდიდე მატულობს. თუმცა ეს მატება არაა დიდი.

D-54 დიზელისათვის შეიძლება მივიღოთ საწვავის მიწოდების წინსწრების კუთხის ოპტიმალური სიდიდის მატება 30-ით ზღვის დონიდან სიმაღლის მომატებისას ყოველ 1000 მეტრზე.



ნახ. 111. ძრავის მაქსიმალური სიძლიერის ცვალებადობა საწვავის შეფრქვევის წნევაზე დამოკიდებულებით.

საწვავის შეფრქვევის წნევა

საწვავი ნარევის ხარისხი და ამიტომ წვის პროცესის სრულყოფილობა დიდადაა დამოკიდებული საწვავის შეფრქვევის წნევაზე. ამ პარამეტრის გადიდებით უმჯობესდება საწვავის გაფხვიერება და იკმნება წვის სიჩქარის გადიდებისა და თვითაღების შეფერხების პერიოდის შემცირების ხელსაყრელი პირობები.

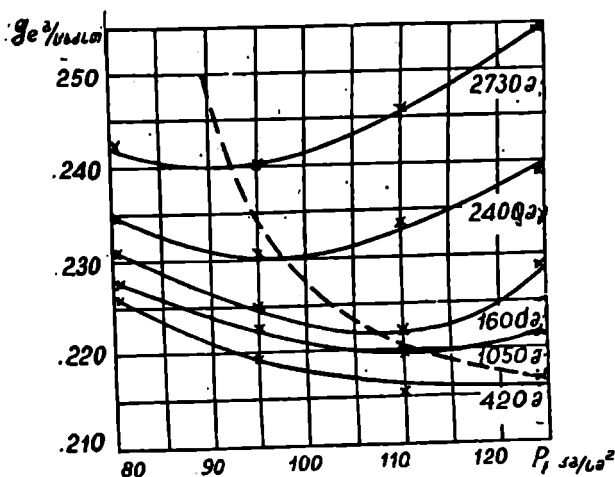
ი. გერშმანის მიერ ჩატარებული ცდების მიხედვით შეფრქვევის წნევის გადიდებამ 40-დან 210 კგ/სმ²-მდე გამოიწვია შეფრქვეული საწვავის ნაწილაკების საშუალო დიამეტრის შემცირება 30%-ით.

ნ. ბრილინგმა მიიღო საწვავის ნაწილაკების საშუალო დიამეტრის შემცირება 20%-ით შეფრქვევის წნევის გადიდებისას 100-დან 400 კგ/სმ²-მდე.

ლო დიამეტრის შემცირება 20%-ით შეფრქვევის წნევის გადიდებისას 100-დან 400 კგ/სმ²-მდე.

საწვავის შეფრქვევის წნევის ზრდასთან ერთად საწვავის წვეთების შემცირებისა და, მაშასადამე, ჰაერის ნაწილაკებთან საწვავის შეხები ზედაპირის გადიდების გამო უმჯობესდება ჰაერსა და საწვავს შორის სითბოს ცვლა და ძლიერდება საწვავის აორთქლების ინტენსივობა. ამასთანავე, ადვილდება საწვავის მოლეკულების დაშლა და არამდგრადი შენაერთების წარმოქმნა. ამგვარად, შეფრქვევის წნევის გადიდებით ჩქარდება სამუშაო ნარევის ფიზიკურ-ქიმიური მზადება აალებისათვის და შესაბამისად კლებულობს თვითაალების შეფერხების პერიოდი.

ბუნებრივია, საწვავის შეფრქვევის წნევის გადიდებას აქვს თავისი ზღვარი, რომლის შემდეგ დადებითი ეფექტი არ მიიღება. პირიქით, საწვავის შეფრქვევის წნევის ზედმეტად გადიდებამ შეიძლება შესაძინევად გააუარესოს დიზელის მანქანებლები. კერძოდ, ძალიან სახი-



ნახ. 112. საწვავის კუთრი ხარჯის ცვლებადობა საწვავის შეფრქვევის წნევაზე დამოკიდებულებით.

ფათოა ამ მიზეზით საწვავის ქავლის გატეორცნის სიშორის ზედმეტად გადიდება, რამაც შეიძლება გამოიწვიოს წვის პროცესის გაუარესება, ბოლვა და სხვა აქედან გამომდინარე არასასურველი შედეგები.

ისევე, როგორც საწვავის შეფრქვევის წნევის ზედმეტად გადიდება, ძრავას მუშაობაზე უარყოფით გავლენას ახდენს აგრეთვე ამ წნევის შემცირება რაღაც სიდიდეზე ნაკლებად. ამ დროს შეფრქვეული საწვავის ნაწილაკების კინეტიკური ენერგია იქნება მცირე, ისინი

ვერ შეაღწევენ მთლიანად ჰაერის მასაში და კამერის მოცულობის ნაწილი გამოუყენებელი დარჩება.

აღვილი წარმოსადგენია, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობის დროს წვის კამერაში მყრფი შეკუმშული ჰაერის წნევისა და ტემპერატურის ცვალებადობის გამო შეიცვლება საწვავის შეფრქვევის ოპტიმალური წნევის სიდიდე.

111-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია Δ —54 დიზელის მაქსიმალური სიმძლავრის, ხოლო 112-ე ნახ-ზე საწვავის კუთრი ხარჯის ცვალებადობა საწვავის შეფრქვევის წნევაზე დამოკიდებულებით.

გრათიკები გვიჩვენებს, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად საწვავის შეფრქვევის ოპტიმალური წნევის სიდიდე კლებულობს. მაგალითად, სიმაღლის გადიდებისას 420-დან 2730 მ სიმაღლემდე საწვავის შეფრქვევის ოპტიმალური წნევა შემცირდა 125-დან 95 კგ/სმ²-მდე. შეფრქვევის წნევამ შემცირება 95 კგ/სმ²-ზე ქვემოთ უარყოფით შედეგს იძლევა.

მუშა ნარევის შედგენილობის გავლენა

დიზელებში სიმძლავრის რეგულირება ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის რაოდენობის ცვალებადობით წარმოებს. იმის გამო, რომ ამ დროს ჰაერის რაოდენობა უცვლელი რჩება (თუ ბრუნთა რიცხვი მუდმივია), ამიტომ ძრავას სიმძლავრის შეცვლას სამუშაო ნარევის შედგენილობის ან, რაც იგივეა, ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ცვლილება მოსდევს.

ცდით დადასტურებულია, რომ მუდმივი ბრუნთა რიცხვის დროს წვის პარაცესზე მოსული დრო ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის უკუპროპორციულია. წვის სიჩქარის ზრდა ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის წვის სისრულეს ადიდებს, რის გამოც ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ზრდას თან-სდევს ძრავას ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტის გადიდება.

აღსანიშნავია, რომ, რაც უფრო დიდია ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი, მით უფრო ნაკლებია ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტის ზრდის ინტენსივობა.

რაც უფრო უკეთესად წარმოებს საწვავის გაფრქვევა და ნარევის შექმნა, მით უფრო მეტად უახლოვდება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ოპტიმალური მნიშვნელობა ერთს. როგორც აღვნიშნეთ, ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ოპტიმალური მნიშვნელობა განპირობებულია საწვავის სრული წვით და განისაზღვრება ძრავას მუშაობით ბრუნვის ზღვარზე.

ერთი ციკლის დროს მიწოდებული საწვავის რაოდენობის შემცირება იწვევს წვის შედეგად გამოყოფილი სითბოს რაოდენობის შემცირებას. შემცირებული რაოდენობის სითბომ უნდა გააცხელოს იმავე რაოდენობის ჰაერი, რაც, როგორც შედეგი, იწვევს ძრავას ტემპერატურული რეჟიმის დაცემას.

დატვირთვის გავლენა

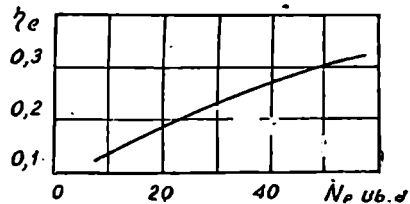
დატვირთვის გადიდებით მატულობს ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის რაოდენობა და, მასასადამე, წვის დროს გამოყოფილი სითბო; ეს ხელს უწყობს ძრავას ნაწილების უფრო მეტად გაცხელებას, ზრდის ტემპერატურას კუმშვის დასასრულს და ამით აუმჯობესებს წვის პროცესის მიმდინარეობას.

დატვირთვის შემცირებას თან სდევს ციკლის წნევების შემცირება. ცდებით დადასტურებულია, რომ დატვირთვისა და წვის მაქსიმალურ წნევას შორის სწორხაზობრივი დამოკიდებულება არსებობს.

113-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია $\Pi-54$ ძრავას გამოცდის შედეგად მიღებული დამოკიდებულება ეფექტურ მარგი ქმედების კოეფიციენტსა და დატვირთვის შორის.

მცირე დატვირთვებით ძრავას მუშაობის დროს η_e -ს შემცირება იმით აიხსნება, რომ მატულობს ერთ ინდიკატორულ ცხენის ძალაზე მოსული მექანიკური დანაკარგები.

აღსანიშნავია, რომ დატვირთვის შემცირების დროს მატულობს ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის სიდიდე, რაც იწვევს ძრავას ინდიკატორული მ. კ. კ. გადიდებას.



ნახ. 113. η_e -ს დამოკიდებულება დატვირთვაზე.

ბრუნთა რიცხვის გავლენა

ცილინდრში მიმდინარე პროცესი დიდადაა დამოკიდებული მუხლალილის ბრუნთა რიცხვზე. ბრუნთა რიცხვი გავლენას ახდენს ისეთ მნიშვნელოვან პარამეტრებზე, როგორცაა: წვის სიჩქარე და სისრულე, თვითაალების შეფერხების პერიოდი, საწვავის შეფრქვევის დასაწყისი, საწვავის გაფრქვევის ხარისხი და სხვ.

სხვადასხვა ბრუნთა რიცხვით მომუშავე ზოგიერთი ძრავასაგან არათმეული ინდიკატორული დიაგრამები ადასტურებს, რომ ბრუნთა

რიცხვის ზრდის დროს მატულობს თვითაალების შეფერხების პერიოდის სიდიდე, რაც ზრდის ძრავას მუშაობის სიხისტეს. არსებობს აგრეთვე ისეთი მონაცემები, რომლებიც შებრუნებულ მოვლენას ადასტურებენ (მაგალითად, ტ. მელქუმოვის მონაცემები).

ბრუნთა რიცხვის ზრდა იწვევს აგრეთვე ციკლის წნევების შემცირებას, რაც გადიდებული სიჩქარის დროს ცილინდრების შეესების შემცირებით აიხსნება.

გაგრილების ინტენსივობის გავლენა

ძრავას ნაწილების გაცხელების ხარისხი, ძრავას მუშაობის რეჟიმის გარდა, დამოკიდებულია გამაგრილებელი წყლის (ან ჰაერის) ტემპერატურაზე.

ერთსა და იმავე პირობებში მომუშავე ძრავასათვის გამაგრილებელი წყლის ტემპერატურის ზრდა იწვევს თვითაალების შეფერხების პერიოდის შემოკლებას; ეს იმის გამო ხდება, რომ ცილინდრში შესული ჰაერი უფრო მეტად გაცხელებულ ნაწილებს ეხება, რაც იწვევს კუმშვის დასასრულს ტემპერატურის ზრდას.

ზღვის დონიდან სიმაღლის გავლენა

ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს დიზელებში მნიშვნელოვნად იცვლება ნარევეწარმოქმნის და საწვავის წვის პირობები.

ატმოსფერული ჰაერისა და ცილინდრში მყოფი აირის წნევის შემცირება იწვევს საწვავის გაფრქვევის გაუარესებას, სამუშაო ნარევის მიკრო და მაკროსტრუქტურის დარღვევას, აალების შეფერხების პერიოდის გადიდებასა და საწვავის წვის სიჩქარის შემცირებას.

ექსპერიმენტი უჩვენებს, რომ დიზელების ზოგიერთი კონსტრუქციებისათვის შეიძლება დაშვებულ იქნეს მუშაობა საწვავის რამდენიმედ გადიდებული მიწოდებით იმ მიწოდებასთან შედარებით, რომლის დროსაც ხორციელდება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მუდმივობა.

მაგალითად, Π — 54 ძრავამ ზღვის დონიდან 2300 მ სიმაღლეზე მოითხოვა საწვავის მიწოდება 9,3 კგ/სთ, რომლის დროსაც ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი ღებულობდა საწყის მნიშვნელობას $\alpha = 1,70$: ამასთანავე, ბოლოვს ზღვარი ამ სიმაღლეზე განხორციელდა მაშინ, როდესაც საწვავის მოწოდება შეადგენდა 10,5 კგ/სთ, ხოლო ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი იყო $\alpha = 1,45$. შესაბამისად, სიმძლავრის ვარდნა პირველ შემთხვევაში აღწევდა 30%-ს, მეორე შემთხვევაში კი 21%-ს.

ეს გარემოება იმით აიხსნება, რომ ჰაერის სიჭარბის მაღალი

მნიშვნელობის გამო ღიზელს შესწევს ნაწილობრივი გადატვირთვის უნარი, რომელიც სიმაღლის მატების დროს ჰაერის წნევისა და ტემპერატურის შემცირების გამო ნაკლებად საშიში ხდება.

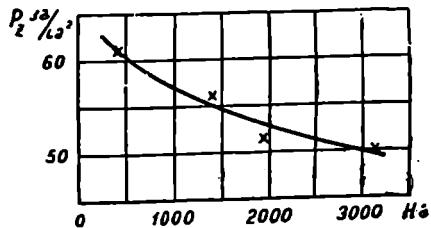
ზღვის დონიდან სიმაღლის მატება გავლენას ახდენს საწვავის თვითაალების ტემპერატურაზე და თვითაალების შეფერხების პერიოდის სიდიდეზე.

ცნობილია, რომ იმ გარემოს წნევა, სადაც უნდა მოხდეს თვითაალება, მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს საწვავის თვითაალების ტემპერატურაზე. ჰაერის სიმკვრივის შემცირების დროს მცირდება ჰაერიდან საწვავისათვის სითბოს გადაცემა, რასაც თან სდევს მისი თვითაალების ტემპერატურის გადიდება.

სიმაღლეებისათვის 0-დან 4000 მ-მდე შეიძლება მივიღოთ, რომ ღიზელის საწვავის თვითაალების ტემპერატურა მატულობს 5⁰-ით სიმაღლის ზრდისას ყოველ 1000 მ-ზე.

კარბურატორიან ძრავებში, რომლებიც მუშაობენ კუმშვის დაბალი წნევების პირობებში, წარმოებს ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად საწვავის თვითაალების ტემპერატურის უფრო ინტენსიური მატება. ეს იმასთანაა დაკავშირებული, რომ, როცა ჰაერის წნევა 20 კგ/სმ²-ზე ნაკლებია (რაც არ გვხვდება ღიზელებში), იწყება თვითაალების ტემპერატურის მკვეთრი მატება.

114-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია CMД-7 ღიზელის წვის მაქსიმალური წნევის შემცირება ზღვის დონიდან სიმაღლის მატების დროს.



ნახ. 114. წვის მაქსიმალური წნევის ცვალებადობა ზღვის დონიდან სიმაღლეზე დამოკიდებულებით

§ 6. წვის პროცესის თერმოდინამიკური გაანგარიშება

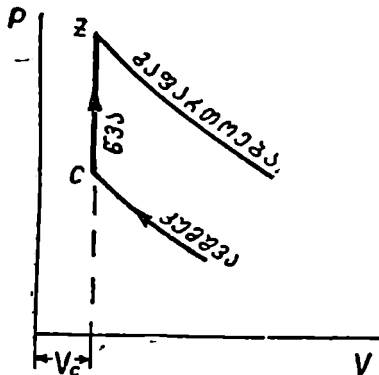
წვის პროცესის თერმოდინამიკური გაანგარიშება გულისხმობს წვის დასასრულს აირის ტემპერატურისა და წნევის გამოთვლას. ამ მიზნით ადგენენ წვის განტოლებას, რომელიც წარმოადგენს წვის პროცესისათვის სითბოს (ენერგიის) ბალანსს.

წვის განტოლება სწრაფი წვის და შერეული ციკლებისათვის სხვადასხვა სახეს ღებულობს, რის გამო ისინი ქვემოთ ცალ-ცალკეა განხილული.

წვის განტოლება სწრაფი წვის ციკლისათვის

სწრაფი წვის ციკლით მომუშავე ძრავებში წვა იწყება ზედა მკედარ წერტილზე ადრე და მთავრდება ზედა მკედარი წერტილის შემდეგ; ამიტომ წვის პროცესის განხორციელება მუდმივი მოცულობის დროს შეუძლებელია და ნამდვილ ინდიკატორულ დიაგრამაზე წვის პროცესის შესაბამის ხაზს განსაზღვრული დახრა აქვს.

განაგარიშების გამარტივების მიზნით ამ გარემოებას მხედველობაში არ იღებენ და უშეებენ, რომ თითქოს ასეთ ძრავებში წვა იწყება და მთავრდება ზედა მკედარ წერტილში. ინდიკატორული დიაგრამის ის ნაწილი, რომელიც გამოსახავს წვის პროცესს (cz ხაზი), ნაჩვენებია 115-ე ნახ-ზე. პირობით მიღებულია, რომ წვა იწყება c წერტილში და მთავრდება z წერტილში ($V = \text{const}$).



ნახ. 115. სწრაფი წვის ციკლის წვის პროცესის გამომსახველი დიაგრამა.

ვინაიდან წვის პროცესის განმავლობაში აირი მუშაობას არ ასრულებს, ამიტომ წვის განტოლების შესადგენად შეიძლება მივიღოთ, რომ სითბოს რაოდენობა (U_z), რომელსაც აირი შეიცავს წვის შემდეგ, უნდა უდრიდეს სითბოს იმ რაოდენობას (U_c), რომელიც აირს ჰქონდა წვის დასაწყისში,

მიმატებული სითბო (U_{II}), რომელიც გამოიყოფა საწვავის წვით cz პროცესის განმავლობაში.

მაშასადამე, შეიძლება დავწეროთ

$$U_c + U_{II} = U_z. \tag{150}$$

თუ განაგარიშებას ჩავატარებთ 1 კგ თხევადი საწვავისათვის და გავიხსენებთ, რომ აირის რაოდენობა, ტემპერატურა და მუდმივი მოცულობის დროს თბოტევადობა, ნამრავლის სახით, გვაძლევს სითბოს რაოდენობას, გვექნება:

$$U_c = M_c T_c m c_{vc} = (M_0 + M_r) T_c m c_{rc}$$

და

$$U_z = M_z T_z m c_{vz} = (M_{\Delta 6} + M_z) T_z m c_{vz}.$$

პროცესის განმავლობაში საწვავის წვა რომ ყოველგვარი დანაკარგების გარეშე ხდებოდეს, მაშინ წვის დროს გამოყოფილი სითბო (U_{II})

საწვავის თბოუნარიანობის (H_u) ტოლი იქნებოდა. მაგრამ პრაქტიკულად წვის განმეულობაში მუდამ გვაქვს დანაკარგები, რის გამოც ყოველთვის $U_{II} < H_u$. როცა $\alpha \geq 1$, შეიძლება მივიღოთ:

$$U_{II} = \xi H_u,$$

სადაც ξ არის სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი.

მიღებული გამოსახულების შეტანა (150) ტოლობაში მოგვცემს:

$$\delta (M_0 + M_r) T_c mc_{vc} + \xi H_u = (M_{z6} + M_r) T_z mc_{vz} \quad (151)$$

$$M_c T_c mc_{vc} + \xi H_u = M_z T_z mc_{vz}. \quad (152)$$

თუ მიღებულ გამოსახულებას გავყოფთ M_c -ზე, მივიღებთ წვის განტოლების ახალ სახეს:

$$T_c mc_{vc} + \frac{\xi H_u}{M_c} = \frac{M_z}{M_c} T_z mc_{vz}, \quad (153)$$

მაგრამ, რადგანაც

$$M_c = M_0 + M_r = M_0(1 + \gamma) \quad \text{და} \quad \frac{M_z}{M_c} = \mu_m,$$

ამიტომ

$$T_c mc_{vc} + \frac{\xi H_u}{M_0(1 + \gamma)} = \mu_m T_z mc_{vz}. \quad (154)$$

მიღებული წვის განტოლება შეიძლება გამოვიყენოთ თხევადი საწვავისათვის იმ შემთხვევაში, როცა $\alpha > 1$. თუ $\alpha < 1$, მაშინ საწვავის თბოუნარიანობას უნდა გამოვაკლოთ ΔH_{II} სიდიდე, რომლის გამოყენება უნდადის დანაკლისის გამო შეუძლებელი იქნება. ამრიგად, როცა $\alpha < 1$, წვის განტოლება მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$T_c mc_{vc} + \frac{\xi (H_u - \Delta H_u)}{M_0(1 + \gamma)} = \mu_m T_z mc_{vz}. \quad (155)$$

ΔH_u სიდიდე დამოკიდებულია იმაზე, თუ α რამდენითაა ნაკლები ერთზე.

აიროვანი საწვავის გამოყენების შემთხვევაში უფრო ხელსაყრელია წვის განტოლება დავწეროთ 1 მოლი აირისათვის: აიროვანი საწვავისათვის ხშირად მოცემულია ხოლმე თბოუნარიანობა შეფარდებული 1 მ³ საწვავთან (H'_u). ასეთ შემთხვევაში ერთი მოლი საწვავის თბოუნარიანობა იქნება 24,4 H'_u .

აირის ტემპერატურა წვის დასასრულს. წვის განტოლების ამოხსნა საშუალებას გვაძლევს გამოვარკვიოთ აირის ტემპერატურა წვის დასასრულს.

წვის განტოლების ამოსახსნელად საჭიროა წინასწარ შევირჩიოთ სითბოს გამოყოფის ξ კოეფიციენტის სიდიდე.

ξ კოეფიციენტი ითვალისწინებს სითბოს ყველა დანაკარგს c წერტილიდან z წერტილამდე (გარდა სითბოს დანაკარგისა, უანგბადის თეორიული დანაკლისის გამო). აღსანიშნავია, რომ იმ დროსაც კი, როცა უანგბადის დანაკლისი არაა, საწვავის ნაწილი მაინც ვერ ასწრებს დაწვას z წერტილამდე და წვა გრძელდება გაფართოების ხაზზე. წვის დროს დანაკარგებს უნდა მიეკუთვნოს აგრეთვე სითბოს გადაცემა ცილინდრისა და კუმშვის კამერის კედლებზე.

რაც უფრო სრულად არის საწვავი აორთქლებული და რაც უფრო კარგად და ერთგვაროვნად არის შერეული იგი ჰაერთან, მით უფრო ნაკლებია სითბოს დანაკარგი წვის დროს და, მაშასადამე, მით უფრო მაღალია ξ კოეფიციენტი.

ბრუნთა რიცხვი ორმხრივ გავლენას ახდენს ξ კოეფიციენტის სიდიდეზე. ბრუნთა რიცხვის ზრდით წვის პროცესისათვის განკუთვნილი დროის შემცირების გამო მცირდება სითბოს გადაცემა კედლებზე, მაგრამ ამასთანავე მცირდება იმ საწვავის რაოდენობაც, რომელიც ასწრებს წვას z წერტილამდე, რაც, თავის მხრივ, დანაკარგებს ზრდის. ვინაიდან საბოლოო შედეგზე მეორე ფაქტორის გავლენა უფრო საგრძნობია, ამიტომ მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდით ξ კოეფიციენტი რამდენიმედ მცირდება.

დატვირთვის შემცირება აუარესებს წვის პროცესს და იწვევს, ξ კოეფიციენტის შემცირებას.

აღნიშნულ პირობებზე დამოკიდებულებით ξ კოეფიციენტის სიდიდე თანამედროვე კარბურატორიანი ძრავებისათვის აიღება $0,85 \div 0,95$ ზღვრებში (სრული დროსელით მუშაობის დროს).

წვის განტოლებაში უცნობია T_z და მასზე დამოკიდებული თბოტევადობა mc_{vz} ; განტოლებაში შემავალი სხვა წევრების რიცხობრივი სიდიდეების გამოთვლა კონკრეტული მაგალითისათვის არ წარმოადგენს სიძნელეს.

თუ აღვნიშნავთ

$$T_c mc_{vc} + \frac{\xi H_u}{M_0(1+\gamma)} = S, \quad (156)$$

მაშინ წვის განტოლება მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$\mu_m T_z mc_{vz} = S. \quad (157)$$

აირის შედგენილობის მიხედვით თბოტევადობის მუდმივი კოეფიციენტების შეკრება იძლევა:

$$mc_z = A + BT_z,$$

ამის შეტანით (157) ტოლობაში მივიღებთ:

$$\mu_m T_z (A + BT_z) = S$$

ან

$$\mu_m B T_z^2 + \mu_m A T_z - S = 0. \quad (158)$$

ამ კვადრატული განტოლების ამოხსნით განისაზღვრება ტემპერატურა წვის დასასრულს.

წნევა წვის დასასრულს. წვის დასასრულს აირის წნევის განსაზღვრისათვის დაეწეროთ c და z წერტილებისათვის (ნახ. 115) შემდეგი განტოლებები:

$$\rho_z V_z = 8314 M_z T_z$$

და

$$\rho_c V_c = 8314 M_c T_c.$$

პირველი განტოლების მეორე განტოლებაზე გაყოფით მივიღებთ

$$\frac{\rho_z V_z}{\rho_c V_c} = \frac{M_z T_z}{M_c T_c};$$

მაგრამ, რადგან $V_z = V_c$ და $\frac{M_z}{M_c} = \mu_m$,

ამიტომ

$$\rho_z = \rho_c \mu_m \frac{T_z}{T_c}. \quad (159)$$

მიღებული ტოლობა გვიჩვენებს, რომ, რაც უფრო დიდია მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი μ_m , მით უფრო მეტია აირის წნევა წვის დასასრულს.

თანამედროვე კარბურატორიანი ძრავებისათვის საშუალოდ

$$T_z = 2300 \div 2800^\circ \text{K}; \quad \rho_z = 2,5 \div 5,0 \text{ მგ/მ}^3$$

და წნევის ზრდის კოეფიციენტი.

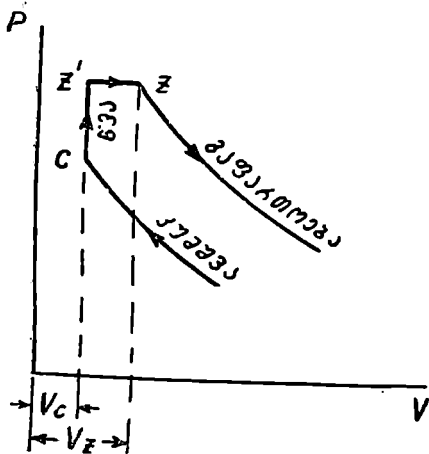
$$\lambda = \frac{\rho_z}{\rho_c} = 2 \div 4.$$

წვის განტოლება შერეული ციკლისათვის

შერეული ციკლი, რომლის მიხედვითაც მუშაობს საავტოტრაქტორო დიზელები, ითვალისწინებს წვას ჯერ მუდმივი მოცულობის, ხოლო შემდეგ მუდმივი წნევის დროს. სინამდვილეში ადგილი აქვს ამ პირო-

ბიდან მნიშვნელოვან გადახრებს, რომლებსაც გაანგარიშებათა გამარტივების მიზნით მხედველობაში არ იღებენ.

ინდიკატორული დიაგრამის ის ნაწილი, რომელიც გამოსახავს წვის პროცესს, ნაჩვენებია 116-ე ნახ-ზე; აქ მიღებულია პირობა, რომ წვა



ნახ. 116. შერეული ციკლსათვის წვის პროცესის გამომსახველი დიაგრამა.

მუდმივი მოცულობის დროს იწყება c წერტილში და მთავრდება z' წერტილში, ხოლო წვა მუდმივი წნევის დროს იწყება z' წერტილში და მთავრდება z წერტილში.

წვის განტოლების შესაღწევად შეიძლება მივიღოთ პირობა, რომ სითბოს რაოდენობა (U_z), რომელსაც აირი შეიცავს წვის დასასრულს, უდრის სითბოს იმ რაოდენობას (U_c), რომელიც აირს ჰქონდა წვის დასაწყისში, მიმატებული სითბო (U_{II}), რომელიც გამოიყოფა საწვავის წვით cZ პროცესის განმავლობაში, და გამოკ-

ლებული ის სითბო (L), რომელიც დაიხარჯება მუშაობის შესრულებაზე $z'z$ პროცესის განმავლობაში.

აღნიშნულის საფუძველზე შეიძლება დავწეროთ

$$U_c + U_{II} - L = U_z. \quad (160)$$

თუ გაანგარიშებას ჩავატარებთ 1 კგ საწვავისათვის, გვექნება:

$$U_c = M_c T_c m c_{vc} = (M_0 + M_r) T_c m c_{rc}; \quad (161)$$

$$U_z = M_z T_z m c_{vz} = (M_{ab} + M_r) T_z m c_{vz} \quad (162)$$

და

$$U_{II} = \xi H_{II}.$$

L წარმოადგენს $z'z$ პროცესის განმავლობაში შესრულებული მუშაობის ეკვივალენტურ სითბოს; $z'z$ პროცესი სრულდება მუდმივი წნევის პირობებში, რის გამოც

$$L = p_z V_z - p_{z'} V_{z'}.$$

116-ე ნახაზიდან ჩანს, რომ

$$p_{z'} = \lambda p_c \text{ და } V_{z'} = V_c;$$

გარდა ამისა,

$$p_z V_z = 8314 M_z T_z \quad \text{და} \quad p_c V_c = 8314 M_c T_c,$$

რაც უფლებას გვაძლევს დავწეროთ:

$$L = 8314 M_z T_z - 8314 \lambda M_c T_c.$$

თუ აღნიშნულ გამოსახულებებს შევიტანთ (160) ტოლობაში, მივიღებთ:

$$M_c T_c mc_{vc} + \xi H_u - 8314 M_z T_z + 8314 \lambda M_c T_c = M_z T_z mc_{vz}$$

ან

$$M_c T_c (mc_{vc} + \lambda 8314) + \xi H_u = M_z T_z (mc_{vz} + 8314),$$

რაც მცირე გარდაქმნის შემდეგ მოგვცემს:

$$T_c (mc_{vc} + \lambda 8314) + \frac{\xi H_u}{M_c} = \mu_m T_z mc_{vz}. \quad (163)$$

აი რის ტემპერატურა წვის დასასრულს. წვის განტოლების გადასაწყვეტად საჭიროა წინასწარ შევარჩიოთ სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი ξ . ისევე, როგორც კარბურატორიანი ძრავებისათვის, ξ კოეფიციენტი შეირჩევა არსებული ძრავების გამოცდების შედეგების მიხედვით. მომუშავე ძრავას გამოცდის დროს ξ კოეფიციენტს არკვევენ ინდიკატორული დიაგრამებიდან, შებრუნებული გაანგარიშების ხერხით.

დიზელებისათვის შეიძლება მივიღოთ: $\xi = 0,7 \div 0,8$.

კარბურატორიან ძრავასთან შედარებით ამ ძრავებისათვის ξ კოეფიციენტის ნაკლები სიდიდე აიხსნება ჰაერთან საწვავის უარესი შერევით და წვის მეტი ხანგრძლივობით.

აი რის შედგენილობაზე დამოკიდებულებით სითბოტევადობის კოეფიციენტების შეკრება მოგვცემს:

$$mc_{pz} = A' + B' T_z.$$

კონკრეტული მაგალითისათვის, თუ აღნიშნავთ:

$$T_c (mc_{vc} + \lambda 8314) + \frac{\xi H_u}{M_c} = S', \quad (164)$$

მაშინ

$$S' = \mu_m T_z (A' + B' T_z)$$

ან

$$\mu_m B' T_z^2 + \mu_m A' T_z - S' = 0. \quad (165)$$

მიღებული კვადრატული განტოლების ამოხსნით განისაზღვრება ტემპერატურა წვის დასასრულს.

წნევა წვის დასასრულს. წვის დასასრულს აირის წნევის განსაზღვრის მიზნით c და z წერტილებსათვის (ნახ. 116) დავწეროთ შემდეგი განტოლებები:

$$p_z V_z = 8314 M_z T_z,$$

$$p_c V_c = 8314 M_c T_c.$$

პირველი განტოლების მეორეზე გაყოფით ვღებულობთ:

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{M_z T_z}{M_c T_c}.$$

მაგრამ $\frac{V_z}{V_c} = \rho$ წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტი, ხოლო $\frac{M_z}{M_c} = \mu_m$ — მოლეკულური ცვალეზადობის კოეფიციენტი, ამიტომ

$$p_z = p_c \frac{\mu_m}{\rho} \frac{T_z}{T_c}. \quad (166)$$

თუ ცნობილია წნევის ზრდის λ კოეფიციენტი, მაშინ p_z შეიძლება გავიანგარიშოთ ტოლობით:

$$p_z = p_z' = \lambda p_c. \quad (167)$$

თანამედროვე დიზელეზებისათვის დაახლოებით ვღებულობთ:

$$T_z = 1800 \div 2300^\circ \text{K},$$

$$p_z = 4,5 \div 8,0 \text{ მნ/მ}^2$$

და

$$\lambda = 1,2 \div 2,4.$$

აირის მოცულობა წვის დასასრულს. თუ (166) ტოლობაში p_z -ს შევცვლით (167) ტოლობის მიხედვით მისი გამოსახულებით, მივიღებთ:

$$\lambda = \frac{\mu_m}{\rho} \frac{T_z}{T_c}$$

ან

$$\rho = \frac{\mu_m}{\lambda} \frac{T_z}{T_c}. \quad (168)$$

ვინაიდან წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტი $\rho = \frac{V_z}{V_e}$, ამიტომ აირის მოცულობა წვის დასასრულს იქნება:

$$V_z = \frac{\mu_m}{\lambda} \frac{T_z}{T_e} V_e. \quad (169)$$

§ 7. გაფართოებისა და განმავლის პროცესები

გაფართოების პროცესი წარმოადგენს ღვეშის სამუშაო სეკას, რომლის დროს სითბური ენერგია გარდაიქმნება მექანიკურ მუშაობად.

გაფართოების პროცესის განმავლობაში ცილინდრში მყოფი აირის ტემპერატურა მნიშვნელოვნად აღემატება ცილინდრის კედლების საშუალო ტემპერატურას, რის გამოც სითბო გადაეცემა აირიდან კედლებს. სითბოს გადაცემის პროცესის განხილვას ართულებს ის გარემოება, რომ ღვეშის გადაადგილებასთან ერთად მცირდება აირის ტემპერატურა და მატულობს ცილინდრის კედლების ის ფართობი, რომელიც აირთან შეხებაშია.

გარდა ამისა, გაფართოების პროცესის განმავლობაში იწვის საწვავის ის ნაწილი, რომელმაც ვერ მოასწრო დაწვა z წერტილამდე, რასაც თან სდევს სითბოს გამოყოფა. მაღალი ტემპერატურის პირობებში გაფართოების პროცესის განმავლობაში დამატებითი სითბო იმიტომაც გამოიყოფა, რომ ამ დროს აღდგება დისოციაციის პროდუქტები.

დასახელებულ მოვლენებს თუ იმასაც დავემატებთ, რომ მაღალი წნევის გამო ჰუდამ იპარება აირი (ყარგვა) ღვეშის რგოლებიდან, დავრწმუნდებით, რომ გაფართოების პროცესი წარმოადგენს ცვლადი მაჩვენებლის მქონე პოლიტროპულ პროცესს.

განაგარიშების დროს გაფართოების პროცესს პირობით იხილავენ როგორც საშუალო, მუდმივი სიდიდის მაჩვენებლიან პოლიტროპულ პროცესს (ისევე, როგორც ეს იყო მიღებული კუმშვის პროცესისათვის). პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელს ინდიკატორული დიაგრამის დახმარებით არკვევენ, ამისათვის იცავენ შემდეგ პირობას: პოლიტროპული მუშაობა საშუალო მაჩვენებლით უნდა უდრიდეს ინდიკატორული დიაგრამის მიხედვით გაფართოების ნამდვილ მუშაობას.

აღსანიშნავია, რომ კუმშვის პროცესის საწინააღმდეგოდ გაფართოების პროცესის განმავლობაში აირისათვის სითბოს მიწოდება იწვევს საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას, ხოლო სითბოს არინება —

მაჩვენებლის ზრდას. მაქსიმალური სიმძლავრით მომუშავე შიგაწვის ძრავასათვის გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი იცვლება $n_3 = 1,22 \div 1,30$ ზღვრებში.

გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი

გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდებზე დიდ გავლენას ახდენს სხვადასხვა ფაქტორი. განვიხილოთ ზოგი მათგანი.

წვის სიჩქარის გავლენა. რაც უფრო დიდია წვის სიჩქარე, მით უფრო მაღალია პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი. ეს იმით აიხსნება, რომ წვის სიჩქარის გაზრდით მცირდება საწვავის ის რაოდენობა, რომელიც განაგრძობს წვას გაფართოების განმავლობაში. ამის გამო ამ პროცესის დროს ნაკლებია სითბოს მიწოდება აირისათვის და როგორც შედეგი მაჩვენებელი მატულობს.

საწვავის რაოდენობა, რომელიც განაგრძობს წვას გაფართოების პროცესის განმავლობაში, დამოკიდებულია სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტზე. რაც უფრო მაღალია ეს კოეფიციენტი ან, სხვაგვარად რომ ვთქვათ, რაც უფრო სრულად მიმდინარეობს წვა, მით უფრო მაღალია პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი.

ბრუნთა რიცხვის გავლენა. ძრავას მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდის დროს მცირდება წვისა და გაფართოების პროცესების ხანგრძლივობა. გაფართოების პროცესის სწრაფი მიმდინარეობა ამცირებს სითბოს გადაცემას ცილინდრის კედლებზე, წვის პროცესის ხანგრძლივობის შემცირება კი ზრდის იმ საწვავის რაოდენობას, რომელიც განაგრძობს წვას გაფართოების დროს. ორივე დასახელებული ფაქტორი ხელს უწყობს გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას. ამას ისიც ემატება, რომ პროცესის სწრაფი მიმდინარეობის დროს მცირდება აირის გაპარვა დგუშის რგოლებიდან, რაც ზრდის ცილინდრში მყოფი აირის წნევას და ამით აგრეთვე ამცირებს მაჩვენებლის სიდიდეს.

ზემოაღნიშნულიდან ჩანს, რომ ძრავას ბრუნთა რიცხვის ზრდა მუდამ გამოიწვევს გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას.

გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის მიახლოებითი სიდიდის გამოსათვლელად შეიძლება გამოვიყენოთ ემპირიული ფორმულა

$$n_3 = 1,22 + \frac{130}{n},$$

სადაც n არის მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში.

აღნიშნული ფორმულა ვარგისია $3\text{ИЛ}-120$ ტიპის ძრავებისათვის.

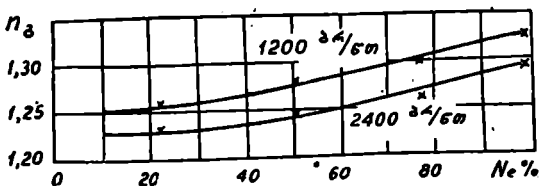
სწრაფსელიანი დიზელებისათვის გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი იცვლება $1,22 \div 1,27$ ზღვრებში.

ცილინდრის ზომების გავლენა. დგუშის სელისა და ცილინდრის დიამეტრის ფარდობის მუდმივობის დროს ცილინდრის მოცულობის ზრდა იწვევს გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას. ეს იმიტომ ხდება, რომ ცილინდრის მოცულობის გადიდებას თან სდევს ცილინდრში მყოფი აირის მოცულობის ერთეულზე მოსული გამაგრილებელი ფართობისა და, მაშასადამე, აირიდან კედლებზე გადაცემული სითბოს რაოდენობის შემცირება.

შებრუნებულ სურათს მივიღებთ, თუ ცილინდრის მუდმივი მოცულობის დროს გავადიდებთ დგუშის სელისა და დიამეტრის ფარდობას.

დატვირთვის გავლენა. ძრავებში, სადაც გამოყენებულია სიმძლავრის რეგულირების რაოდენობრივი მეთოდი, დატვირთვის შემცირების დროს აირის წნევა წვის დასასრულს მცირდება, რაც მნიშვნელოვნად ამცირებს წვის სიჩქარეს და ზრდის საწვავის იმ რაოდენობას, რომელიც განაგრძობს წვას გაფართოების განმავლობაში. ყოველივე ეს ამცირებს პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდეს.

სხვადასხვა დროსელებზე აღებული ინდიკატორული დიაგრამების დამუშავება უჩვენებს, რომ გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი მცირდება დადროსელების დროს. ამას კარგად ადასტურებს 69-ე ნახ-ზე ნაჩვენები ინდიკატორული დიაგრამები, რომელთა გაფართოების უბანზე ნაჩვენებია საშუალო მაჩვენებლის სიდიდეები.



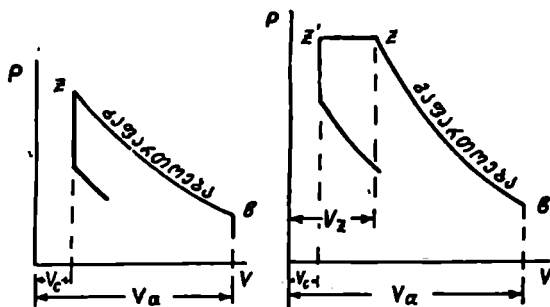
ნახ. 117. $3\text{ИЛ}-120$ ძრავასათვის დადროსელების დროს გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის ცვალებადობის ხასიათი.

117-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია $3\text{ИЛ}-120$ ძრავასათვის დადროსელების დროს პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის ცვალებადობის ხასიათი.

თვითალებად ძრავაშიც დატვირთვა გავლენას ახდენს პოლიტროპის მაჩვენებელზე. დატვირთვის შემცირებით მცირდება ძრავის ტემპერატურა, რაც, თავის მხრივ, სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტის შემცირებას იწვევს. აღსანიშნავია აგრეთვე, რომ თვითალებად ძრავაში დატვირთვის შემცირება იწვევს პაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ზრდას.

აირის წნევა და ტემპერატურა გაფართოების დასასრულს

118-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია გაფართოების მრუდები სწრაფი წვისა და შერეული ციკლებისათვის. პირველ შემთხვევაში გაფართოება იწყება z



ნახ. 118. გაფართოების მრუდები.

წერტილში და მთავრდება b წერტილში; მეორეში კი z' -დან z -მდე წარმოებს წინასწარი გაფართოება, ხოლო z -დან b -მდე — გაფართოება.

გაფართოების დასასრულს წნევისა და ტემპერატურის საანგარიშოდ საკმარისია b და z წერტილებისათვის გამოვიყენოთ პოლიტროპის ცნობილი განტოლებები:

$$p_b V_b^{n_3} = p_z V_z^{n_3}$$

და

$$T_b V_b^{n_3 - 1} = T_z V_z^{n_3 - 1},$$

საიდანაც მივიღებთ

კარბურატორიანი ძრავისათვის:

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_3} = \frac{p_z}{\epsilon^{n_3}} \quad (170)$$

და

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_3 - 1} = \frac{T_z}{\epsilon^{n_3 - 1}}. \quad (171)$$

თვითაალებადი ძრავასათვის:

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_b} = p_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_b} = \frac{p_z}{\delta^{n_b}} \quad (172)$$

და

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_b - 1} = T_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_b - 1} = \frac{T_z}{\delta^{n_b - 1}}. \quad (173)$$

წინა გარდაქმნების დროს მიღებულ იყო, რომ სწრაფი წვის ციკლით მომუშავე ძრავებისათვის $\frac{V_z}{V_b} = \frac{V_c}{V_a} = \frac{1}{\varepsilon}$, ხოლო თვითაალებადი ძრავებისათვის $\frac{V_z}{V_b} = \frac{1}{\delta}$, სადაც δ გაფართოების ხარისხია. გარდა ამისა, ადვილად მიიღება.

$$\frac{V_z}{V_b} = \frac{V_z}{V_c} \cdot \frac{V_c}{V_b} = \frac{\rho}{\varepsilon}.$$

გამოყვანილი ფორმულების მიხედვით გაფართოების დასასრულს p_b წნევისა და T_b ტემპერატურის გაანგარიშება იძლევა სიდიდეებს: კარბურატორიანი ძრავებისათვის:

$$p_b = 0,3 \div 0,5 \text{ მფ/მ}^2$$

და

$$T_b = 1400 \div 1800^\circ \text{K}.$$

დიზელებისათვის:

$$p_b = 0,2 \div 0,4 \text{ მფ/მ}^2$$

და

$$T_b = 800 \div 1300^\circ \text{K}.$$

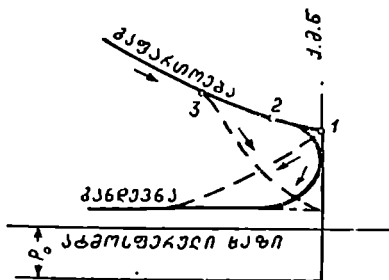
მოყვანილი მონაცემებიდან ჩანს, რომ კარბურატორიან ძრავასთან შედარებით თვითაალებადი ძრავები გაფართოების დასასრულს წნევისა და ტემპერატურის ნაკლებ სიდიდეებს იძლევიან. ეს იმით აიხსნება, რომ თვითაალებად ძრავებში წარმოებს წვის პროდუქტების ძლიერი გაფართოება და, გარდა ამისა, წვის დასასრულს ტემპერატურა შედარებით დაბალია.

განდევნის პროცესი

განდევნის პროცესი იწყება გაფართოების პროცესის დასასრულს გამომშვები სარქელის გაღების მომენტიდან და გრძელდება დგუშის მთელი სვლის განმავლობაში; განდევნა მთავრდება გამომშვები სარ-

ქელის დახურვის მომენტში, რაც, ჩვეულებრივ, ზედა მკვდარი წერტილის შემდეგ წარმოებს.

გამომშვები სარქველი იწყებს გაღებას ქვედა მკვდარ წერტილში დგუშის მისვლამდე, ე. ი. მაშინ, როდესაც ჭერ კიდევ არ არის დამთავრებული გაფართოების პროცესი. გამომშვები სარქველის გაღების



ნახ. 119. გამომშვები სარქველია გაღების მომენტის გავლენა ინდიკატორულ დიაგრამაზე.

ასეთი წინსწრების აუცილებლობის გასარკვევად ვანვიხილოთ 119-ე ნახ-ზე ნაჩვენები ინდიკატორული დიაგრამა (ნახ-ზე ნაჩვენებია დიაგრამის ნაწილი).

გამომშვებმა სარქველმა ქვედა მკვდარ წერტილში რომ დაიწყოს გაღება (წერტილი 1), მაშინ სარქველის მცირე გასაეალი კვეთის გამო ნამუშევარი აირი ვერ მოასწრებს ცილინდრიდან დროულად გამოსვლას; ამის შედეგად განდევნის სვლის დასაწყისში უკუწე-

ვა მალალი იქნება, რაც ინდიკატორული დიაგრამის ფართობისა და ძრავას სიმძლავრის შემცირებას გამოიწვევს.

ძრავას სიმძლავრე იმ შემთხვევაშიც შემცირდება, თუ გამომშვები სარქველი მეტად ადრე გაიღება (წერტილი 3). ეს მოხდება იმის გამო, რომ გაფართოების დასასრულს წნევის ხაზი მკვეთრად დაეცემა და გამოიწვევს ინდიკატორული დიაგრამის ფართობის შემცირებას.

ყველაზე უფრო სრულ ინდიკატორულ დიაგრამას და მის მაქსიმალურ ფართობს მივიღებთ მაშინ, როცა სარქველი გაიღება 2 წერტილში.

ქვედა მკვდარ წერტილში დგუშის მისვლამდე, გამომშვები სარქველის გაღების მომენტისათვის, აირის წნევა და ტემპერატურა ცილინდრში რამდენადმე აღემატება p_b -სა და T_i -ს.

ცილინდრიდან აირების გამოდევნის მიზეზზე დამოკიდებულებით განდევნის პროცესი იყოფა სამ პერიოდად.

განდევნის პირველი პერიოდი იწყება სარქველის გაღების მომენტიდან და მთავრდება ქვედა მკვდარ წერტილთან. ამ პერიოდში განდევნა წარმოებს მნიშვნელოვანი სიდიდის მქონე კარბი წნევის გამო; აირის განდევნის სიჩქარე ამ დროს კრიტიკულზე მეტია და აღწევს $400 \div 600$ მ/წმ-ს. პირველი პერიოდის დასასრულისათვის წნევა ცილინდრში მცირდება და სიჩქარე კრიტიკულზე ნაკლები ხდება.

განდევნის მეორე პერიოდის დროს, რომელიც გრძელდება დგუშის მთლიანი სვლის განმავლობაში, აირების გამოდევნა წარმოებს დგუშის მოქმედებით.

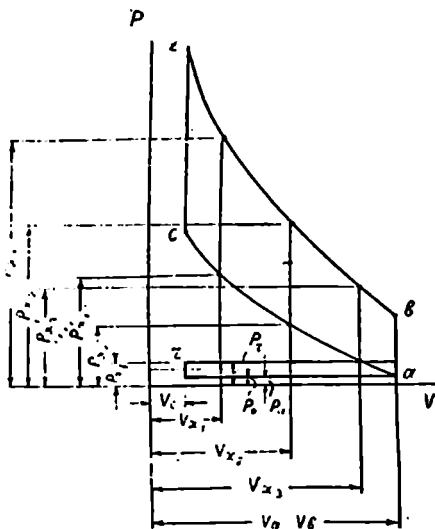
განდევნის მესამე პერიოდს წარმოადგენს ცილინდრიდან აირის გამოსვლა ინერციით და გამომწეები მილის გამომწოვი მოქმედების გავლენით. ამ მიზეზების გამო განდევნა შეიძლება მიმდინარეობდეს მკვდარი წერტილის შემდეგაც. ამიტომ, როგორც ცნობილია, გამომწეები სარქველი იკეტება განსაზღვრული დაგვიანებით.

§ 8. ინდიკატორული დიაგრამის ხაზაა

ნამდვილი ციკლის დამახასიათებელი წერტილების პარამეტრების გამოთვლის შემდეგ შესაძლებელია ძრავას თეორიული ინდიკატორული დიაგრამის აგება. აგების ორი ხერხი არსებობს, რომლებიც განხილულია ქვემოთ.

პირველი ხერხი.

pV კოორდინატებში, მიღებული მასშტაბის დაცვით, მონიშნავენ ინდიკატორული დიაგრამის დამახასიათებელ წერტილებს (r, a, c, z, b), რომელთა პარამეტრები განსაზღვრული იყო ცალკე პროცესების თბური გაანგარიშების დროს. ამის შემდეგ მოცულობის შესაბამის მონაკვეთს V_c -დან V_a -მდე ყოფენ რამდენიმე ნაწილად (არანაკლებ სამისა) და ყოველი დანაყოფის შესაბამისი მოცულობისათვის ანგარიშობენ წნევებს კუმშვისა და გაფართოებისათვის. გამოანგარიშებული წნევების სიდიდეს დიაგრამაზე ნიშნავენ სათანადო წერტილებით, რომელთა შეერთება მოვცემს კუმშვისა და გაფართოების პოლიტროპებს. სწრაფი წვის ციკლით მოქმედავ ძრავას ინდიკატორული დიაგრამის აგების მაგალითი ნაჩვენებია 120-ე ნახ-ზე. აქ აბსცისის მონაკვეთი მკვდარ წერტილებს შორის გაყოფილია სამ ნაწილად.



ნახ. 120. ინდიკატორული დიაგრამის აგებას პირველი ხერხი.

რომლებსაც შეესაბამება მოკულობები V_{x_1} , V_{x_2} , V_{x_3} . მიღებული და ნაყოფებისათვის წნევები გამოანგარიშებულია ტოლობებით:

$$\left. \begin{aligned} p_{x_1} &= p_a \left(\frac{V_a}{V_{x_1}} \right)^{n_1} \\ p_{x_2} &= p_a \left(\frac{V_a}{V_{x_2}} \right)^{n_1} \\ p_{x_3} &= p_a \left(\frac{V_a}{V_{x_3}} \right)^{n_1} \end{aligned} \right\} \text{კუმშვის პოლიტროპისათვის}$$

$$\left. \begin{aligned} p'_{x_1} &= p_b \left(\frac{V_b}{V_{x_1}} \right)^{n_2} \\ p'_{x_2} &= p_b \left(\frac{V_b}{V_{x_2}} \right)^{n_2} \\ p'_{x_3} &= p_b \left(\frac{V_b}{V_{x_3}} \right)^{n_2} \end{aligned} \right\} \text{გაფართოების პოლიტროპისათვის}$$

გამოთვლილი წნევების სათანადო წერტილების შეერთება გვაძლევს კუმშვის ac და გაფართოების zb პოლიტროპებს. ამის შემდეგ თეორიული ინდიკატორული დიაგრამის მისაღებად საკმარისია გავატაროთ p_a და p_r წნევების მიხედვით შეწოვისა და განდევნის ხაზები და აგრეთვე ერთმანეთთან შევავართოთ c , z და a , b წერტილები.

მეორე ხერხი. pV კოორდინატებში, მასშტაბის დაცვით, ნიშნავენ ინდიკატორული დიაგრამის დამახასიათებელ წერტილებს. კუმშვისა და გაფართოების პოლიტროპების ასაგებად ატარებენ აბსცისათა ღერძთან α კუთხით დახრილ სხივს და ორდინატთა ღერძთან β_1 და β_2 კუთხეებით დახრილ ორ სხივს (ნახ. 121). β_1 კუთხით დახრილი სხივი გამოიყენება კუმშვის პოლიტროპის ასაგებად, ხოლო β_2 კუთხით დახრილი სხივი — გაფართოების პოლიტროპის ასაგებად. ჩვეულებრივ, α კუთხეს შეარჩევენ ხოლმე აგების მოხერხებულობის თვალსაზრისით $20 \div 25^\circ$ ზღვრებში, რის შემდეგ β_1 და β_2 კუთხეებს ანგარიშობენ ტოლობებით:

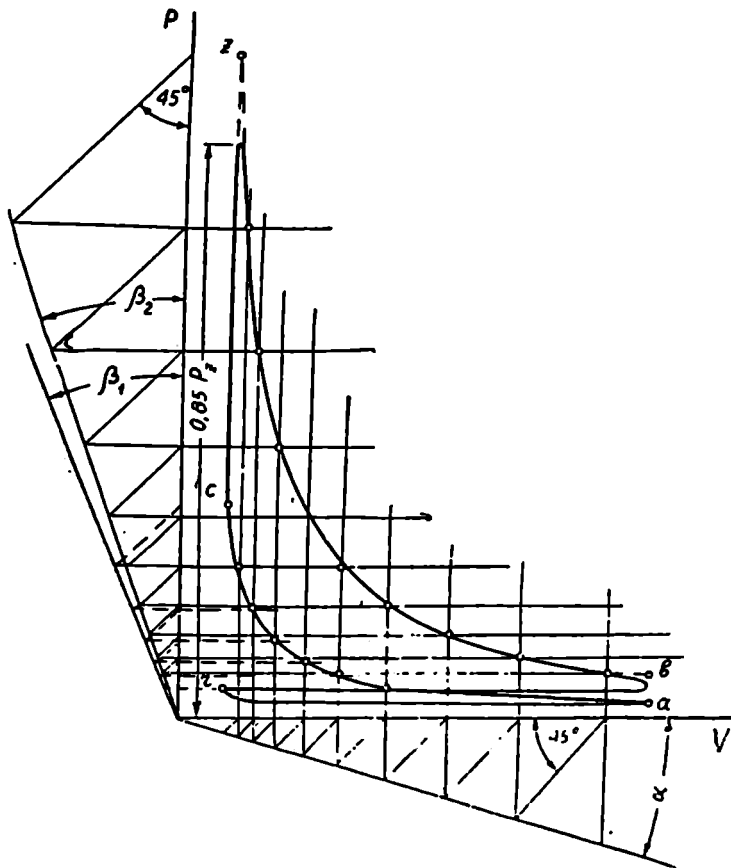
$$\operatorname{tg} \beta_1 = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^{n_1} - 1.$$

და

$$\operatorname{tg} \beta_2 = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^{n_2} - 1.$$

ლიაგრამის აგების შემდეგი თანმიმდევრობა ნათლად ჩანს 121-ე ნახ-ზე და ცალკე განმარტებას არ მოითხოვს.

ზემოაღწერილი წესით აიგება თეორიული ინდიკატორული დიაგრამა, რომელიც შემდეგ, ნამდვილ დიაგრამასთან მიახლოების მიზნით,



ნახ. 121. ინდიკატორული დიაგრამის აგების მუჯრე ხერხი.

მოითხოვს სათანადო მომრგვალებას გადასვლის წერტილებში. ასეთი „მომრგვალებული“ დიაგრამა, მსხვილი ხაზით, ნაჩვენებია 121-ე ნახ-ზე.

შიგაწვის ძრავას საერთო მაჩვენებლების გაანგარიშება

ამ თავში ცალ-ცალკე იქნება განხილული ციკლის საშუალო წნევა, ძრავას სიმძლავრე, მარგი ქმედების კოეფიციენტები და საწვავის კუთრი ხარჯი, ძრავას სითბური ბალანსი და ძრავას ძირითადი ზომების განსაზღვრის მეთოდი.

დასახელებული მაჩვენებლები არ შეეხება ცალკეულ პროცესებს და ახსიათებს ძრავას მთლიანად.

§ 1. საშუალო ინდიკატორული და ემპირიული წნევა

ზოგადი განმარტება

ცილინდრში მიღებული ე. წ. ინდიკატორული სიმძლავრე დამოკიდებულია ციკლის განმავლობაში აირის მიერ განვითარებული წნევის სიდიდეზე, რომელიც მუდმივ ცვალებადობას განიცდის. სიმძლავრის გამოთვლის გამარტივებისათვის ხელსაყრელია შემოვიღოთ ცნება საშუალო ინდიკატორული წნევის შესახებ, რომელიც წარმოადგენს ისეთ პირობითს, მუდმივი სიდიდის წნევას, რომელიც თითქოს მოქმედებს დგუშის მხოლოდ ერთი სველის განმავლობაში და ასრულებს იმდენ მუშაობას, რამდენსაც სინამდვილეში აირები ასრულებს ერთი ციკლის განმავლობაში.

მომუშავე ძრავასათვის ინდიკატორულ წნევას არკვევენ მისგან გადაღებული ინდიკატორული დიაგრამის დახმარებით; ითვალისწინებენ იმ მოსაზრებას, რომ ინდიკატორული დიაგრამის ფართობი განსაზღვრულ მასშტაბში გამოსახავს ერთი ციკლის განმავლობაში შესრულებულ მუშაობას და, მაშასადამე, თუ ამ ფართობს გავყოფთ დიაგრამის სიგრძეზე, მივიღებთ საშუალო ინდიკატორულ წნევას.

122-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სქემა, რომლის საშუალებითაც ადვილია საშუალო ინდიკატორული წნევის შესახებ ცნების გარკვევა. როგორც ჩანს, თუ ინდიკატორული დიაგრამის ფართობს სწორკუთხედის სახით წარმოვიდგენთ, მაშინ მისი სიმაღლე გამოსახავს საშუალო ინდიკატორულ წნევას.

ეს დასკვნა შემდეგი მოსაზრებითაც დასტურდება: თუ საშუალო

ინდიკატორულ p_i წნევას გავამრავლებთ დღუშის ფართობზე $\frac{\pi D^2}{4}$, მივიღებთ დღუშზე მოქმედ მთლიან P ძალას, რომლის ნამრავლი დღუშის S სვლაზე მოგვცემს, პირობის თანახმად, ერთი ციკლის განმავლობაში შესრულებულ A_i მუშაობას. ამრიგად:

$$p_i \frac{\pi D^2}{4} S = A_i$$

ან

$$p_i V_h' = A_i,$$

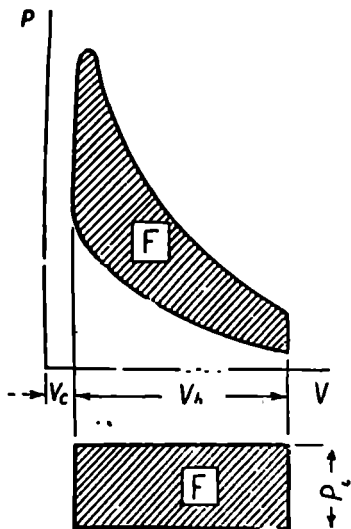
საიდანაც

$$p_i = \frac{A_i}{V_h'} \quad (174)$$

მომუშავე ძრავასათვის A_i იანგარიშება მისი ინდიკატორული დიაგრამის ფართობის პლანიმეტრიებით, ხოლო V_h' წარმოადგენს ამავე დიაგრამის სიგრძეს მოცულობისათვის შერჩეულ მასშტაბში.

დასაპროექტებელი ძრავასათვის, ჩვეულებრივ, ჯერ აკვევენ საშუალო ინდიკატორულ p_i წნევას თეორიული, დაუმრგვლებელი ინდიკატორული დიაგრამისათვის, ხოლო შემდეგ გამოიანგარიშებენ ნამდვილ საშუალო ინდიკატორულ p_i წნევას, რომელიც დამრგვლებულ დიაგრამას შეესაბამება.

122-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სქემა, რომლის საშუალებითაც ადვილია საშუალო ინდიკატორული წნევის შესახებ ცდების გარკვევა. როგორც ჩანს, თუ ინდიკატორული დიაგრამის ფართობს სწორკუთხედის სახით წარმოვიდგენთ, მაშინ მისი სიმაღლე გამოსახავს საშუალო ინდიკატორულ წნევას.



ნახ. 122. სქემა საშუალო ინდიკატორული წნევის შესახებ ცდების გასარკვევად.

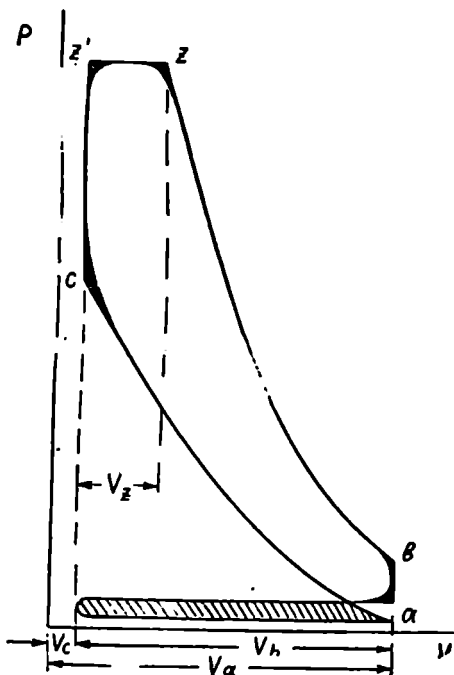
საშუალო ინდიკატორული წნევა დაუმრგვლებელი დიაგრამისათვის

123-ე ნახ-ზე ნაჩვენებ შერჩეული ციკლის ინდიკატორულ დიაგრამაზე წახაზულია მომრგვალების გამო დაკარგული ფართობი და აგრეთ-

16. ვ. მახალიანი

თვე ის ფართობი, რომელიც მოყოლილია განდევნისა და შეწოვის ხაზებს შორის და გამოსახავს მუშაობის ხარჯს შეწოვასა და განდევნაზე (ტუმბოსებრი დანაკარგები).

$z'z$ და zb პროცესის განმავლობაში წარმოებს აირების გაფართოება და სრულდება მუშაობა. ac პროცესის დროს აირების კუმშვაზე



ნახ. 123. შერეული ციკლის ინდიკატორული დიაგრამა.

მუშაობას წინასწარი გაფართოების დროს, რის გამო

$$A_{z'z} = p_z V_z - p_z V_c = p_z (V_z - V_c). \quad (176)$$

მუშაობა zb უბანზე განისაზღვრება, როგორც n_s საშუალო მაჩვენებლის მქონე, გაფართოების პოლიტროპის შესაბამისი მუშაობა:

$$A_b = \frac{p_z V_z - p_b V_b}{n_s - 1}. \quad (177)$$

ასევე, ac უბანზე დახარჯული მუშაობა იქნება n_s საშუალო მაჩვენებლის მქონე კუმშვის პოლიტროპის მუშაობის ტოლი:

იხარჯება განსაზღვრული მუშაობა. ამის მიხედვით ციკლის განმავლობაში შესრულებული სასარგებლო მუშაობა შეიძლება გამოვსახოთ ტოლობით:

$$A_l = A_{z'z} + A_b - A_c, \quad (175)$$

სადაც $A_{z'z}$ არის აირების მიერ შესრულებული მუშაობა წინასწარი გაფართოების დროს (პროცესი $z'z$);

A_b — აირების მიერ შესრულებული მუშაობა გაფართოების დროს (პროცესი zb);

A_c — კუმშვაზე დახარჯული მუშაობა (პროცესი ac).

$z'z$ პროცესი გამოსახავს მუდმივი წნევით აირების

$$A_j = \frac{\rho_c V_c - \rho_a V_a}{n_j - 1}. \quad (178)$$

მიღებული ტოლობების შეტანა (175) გამოსახულებაში მოგვცემს

$$A_i = \rho_z (V_z - V_c) + \frac{\rho_z V_z - \rho_b V_b}{n_b - 1} - \frac{\rho_c V_c - \rho_a V_a}{n_j - 1}. \quad (179)$$

თუ გავიხსენებთ, რომ:

λ არის წნევის ზრდის ხარისხი;

ρ —წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტი;

δ —გაფართოების კოეფიციენტი,

მაშინ შეიძლება დავწეროთ:

$$\rho_z = \lambda \rho_c; \quad V_z = \rho V_c; \quad \rho_b = \frac{\rho_z}{\delta n_b} = \frac{\lambda \rho_c}{\delta n_b};$$

$$V_b = V_a = \varepsilon V_c \quad \text{და} \quad \rho_a = \frac{\rho_c}{\varepsilon n_j}.$$

აღნიშნულ თანაფარდობებს თუ შევიტანთ (179) ტოლობაში, მივიღებთ:

$$A_i = \lambda \rho_c (\rho V_c - V_c) + \frac{\lambda \rho_c \rho V_c - \frac{\lambda \rho_c}{\delta n_b} \varepsilon V_c}{n_b - 1} - \frac{\rho_c V_c - \frac{\rho_c}{\varepsilon n_j} \varepsilon V_c}{n_j - 1}$$

ან

$$A = \lambda \rho_c V_c (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho_c \rho V_c}{n_b - 1} \left(1 - \frac{\varepsilon}{\rho \delta n_b} \right) - \frac{\rho_c V_c}{n_j - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon n_j} \right);$$

თუ ფრჩხილებს გარეთ გამოვიტანთ $\rho_c V_c$ სიდიდეს, ვეპქნება:

$$A_i = \rho_c V_c \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_b - 1} \left(1 - \frac{\varepsilon}{\rho \delta n_b} \right) - \frac{1}{n_j - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon n_j} \right) \right]. \quad (180)$$

როგორც აღვნიშნეთ, თეორიული დიაგრამის საშუალო ინდიკატორული წნევის მისაღებად საჭიროა A_i მუშაობა გავყთ V_h -ზე. თუ გავიხსენებთ, რომ

$$\frac{V_c}{V_h} = \frac{1}{\varepsilon - 1} \quad \text{და} \quad \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{V_a}{V_c} : \frac{V_z}{V_c} = \delta,$$

მაშინ ადვილად მივიღებთ შერეული ციკლის თეორიული დიაგრამის საშუალო ინდიკატორული წნევის გამოსათვლელ ფორმულას:

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_b - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_b - 1}} \right) - \frac{1}{n_j - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_j - 1}} \right) \right]. \quad (181)$$

შიღებული ფორმულა შეიძლება განვიხილოთ, როგორც დაუმრგვალებელი დიაგრამის საშუალო ინდიკატორული წნევის საერთო გამოსახულება, რადგანაც სხვა ციკლები წარმოადგენს შერეული ციკლის კერძო შემთხვევას.

ციკლისათვის მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდებით (სწრაფი წვის ციკლი), როცა $\rho = 1$ და $\delta = \varepsilon$, (181) ფორმულა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_b - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_b - 1}} \right) - \frac{1}{n_j - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_j - 1}} \right) \right]. \quad (182)$$

ციკლისათვის მუდმივი წნევის დროს სითბოს მიწოდებით (თანდათანობითი წვის ციკლი), როცა $\lambda = 1$, გვექნება:

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[(\rho - 1) + \frac{\rho}{n_b - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_b - 1}} \right) - \frac{1}{n_j - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_j - 1}} \right) \right]. \quad (183)$$

ნამდვილი საშუალო ინდიკატორული წნევა

დამრგვალებული ინდიკატორული დიაგრამის საშუალო ინდიკატორული წნევა ან, სხვანაირად რომ ვთქვათ, ნამდვილი საშუალო ინდიკატორული წნევა გამოითვლება მუშაობის იმ დანაკარგის გათვალისწინებით, რომელიც დიაგრამის დამრგვალებითაა გამოწვეული. გარდა ამისა, ნამდვილი საშუალო ინდიკატორული წნევის გამოთვლისას მხედველობაში უნდა მივიღოთ აირის შეწოვასა და განდევნაზე დახარჯული მუშაობა (ტუმბოსებრი დანაკარგები).

ამის მიხედვით ნამდვილი საშუალო ინდიკატორული წნევის გამოსათვლელად შეიძლება დავეწეროთ ტოლობა:

$$p_i = p'_i \varphi - \Delta p, \quad (184)$$

სადაც φ არის დიაგრამის დამრგვალების კოეფიციენტი და ცვლებადობს $0,92 \div 0,97$ ზღვრებში;

$$\Delta p = p_r - p_a - \text{ტუმბოსებრი დანაკარგები.}$$

სრული დატვირთვით მომუშავე სხვადასხვა ძრავასათვის მიახლოებით შეიძლება მივიღოთ:

$$1. \text{ კარბურატორიანი ძრავებისათვის } p_i = 0,8 \div 1,1 \text{ მნ/მ}^2;$$

$$2. \text{ ოთხტაქტიანი დიზელებისათვის } p_i = 0,6 \div 1,0 \text{ მნ/მ}^2.$$

აღსანიშნავია, რომ კარბურატორიან ძრავებთან შედარებით თვითაალებადი ძრავების საშუალო ინდიკატორული წნევა ნაკლებია. ეს იმით აიხსნება, რომ თანამედროვე თვითაალებადი ძრავა მუშაობს ჰაერის დიდი სიჭარბით, რაც იწვევს ცილინდრის მოცულობის არასრულ გამოყენებას და სითბოს დამატებით ხარჯს ქარბი ჰაერის გასაცხელებლად.

საშუალო ეფექტური წნევა

საშუალო ინდიკატორული წნევა განსაზღვრავს იმ სიმძლავრეს, რომელსაც აირები ავითარებს ცილინდრში. ძრავას მოძრავ ნაწილებში შექმნილი ხახუნის დაძლევასა და ძრავას დამხმარე მექანიზმების აძვრახე უნდა დაიხარჯოს განსაზღვრული მუშაობა (ეგრეთ წოდებული ხახუნის მუშაობა); ამიტომ ცილინდრში განვითარებული სიმძლავრე მუდამ მეტი იქნება იმ ეფექტურ სიმძლავრეზე, რომელიც მიიღება მუხლა ლივზე და რომელიც ფაქტიურად შეიძლება გამოვიყენოთ დანიშნულებისამებრ.

მეტად ხელსაყრელ შედეგს მივიღებთ, თუ შემოვიღებთ ცნებას საშუალო ეფექტური წნევის შესახებ, რომელიც წარმოადგენს პირობითს, სინამდვილეში არარსებულ წნევას და განსაზღვრავს ძრავას ეფექტურ სიმძლავრეს. ცხადია, საშუალო ეფექტური წნევა მუდამ ნაკლები იქნება საშუალო ინდიკატორულ წნევაზე და მისი სიდიდე შეიძლება წარმოვიდგინოთ ტოლობით:

$$p_e = p_i - p_b, \quad (185)$$

სადაც p_b არის პირობითი წნევა, რომელიც შეესაბამება ძრავას მექანიკურ დანაკარგებს.

p_b ხშირად ხახუნის წნევას უწოდებენ; მისი სიდიდე დამოკიდებულია ძრავას ბრუნთა რიცხვზე. ბრუნთა რიცხვის გაზრდით ხახუნის წნევა მატულობს, რაც მოძრავი ნაწილების ინერციის ძალების გაზრდითა და მოხახუნე ზედაპირებზე წნევის გადიდებით აიხსნება.

ხახუნის წნევის გამოსათვლელად შეიძლება გამოვიყენოთ შემდეგი ემპირიული ტოლობები:

კარბურატორიანი ძრავებისათვის

$$p_0 = (0,35 + 0,0005 n) \text{ კგ/სმ}^2 \approx (0,035 + 0,0000 n) \text{ მნ/მ}^2;$$

ღიზელებისათვის

$$p_0 = (0,40 + 0,0013 n) \text{ კგ/სმ}^2 \approx (0,040 + 0,00013 n) \text{ მნ/მ}^2$$

ეფექტური წნევის საშუალო სიდიდე კარბურატორიანი ძრავებისათვის შეადგენს $0,6 \div 1,0$ მნ/მ², ღიზელებისათვის კი $0,5 \div 0,8$ მნ/მ².

§ 2. ძრავას სიმძლავრე

საექსპლოატაციო გამოთვლებისათვის საკმარისია ძრავას მუხლა ლილვზე განვითარებული ეფექტური სიმძლავრის განსაზღვრა; ამასთანავე, საჭიროა ძრავას ინდიკატორული, ლიტრული, საგადასახადო და სხვა სიმძლავრეთა ცოდნა. განვიხილოთ ისინი ცალ-ცალკე.

ინდიკატორული სიმძლავრე. თუ ძრავას საშუალო ინდიკატორული წნევაა p_i , ხოლო D და S ცილინდრის დიამეტრი და დეჟუშის სვლაა, მაშინ აირის მიერ შესრულებული მუშაობა ერთ ცილინდრში ერთი ციკლის განმავლობაში იქნება:

$$p_i \frac{\pi D^2}{4} S.$$

წუთში მუხლა ლილვის n ბრუნთა რიცხვის დროს ჰერცობით გამოსახული ციკლების სიხშირე ოთხტაქტიანი ძრავასათვის იქნება:

$$f = \frac{n}{2 \cdot 60} \text{ ჰც,}$$

რის გამოც აირების მიერ ერთ ცილინდრში შესრულებული მუშაობა ერთ წამში მიიღებს გამოსახულებას:

$$p_i \frac{\pi D^2}{4} S f.$$

თუ p_i გამოსახულია ნიუტონობით კვადრატულ მეტრზე (ნ/მ²), ხოლო D და S მეტრობით, მაშინ ნამრავლი $p_i \frac{\pi D^2}{4}$ გამოსახავს ძალის სიდიდეს ნიუტონობით, ხოლო ნამრავლი $p_i \frac{\pi D^2}{4} S$ იქნება ჯოულებით გამოხატული მუშაობა.

იმის გამო, რომ ჯოჯოხებით გამოხატული მუშაობა 1 წამში გვაძლევს 1 ვატს, შეგვიძლია i ცილინდრიანი ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრის საანგარიშოდ დავწეროთ გამოსახულება:

$$N_i = p_i \frac{\pi D^2}{4} S f i = p_i V_h f i \quad \text{ვტ} = p_i V_h f i 10^{-3} \quad \text{კვტ.}$$

პრაქტიკულად უფრო მარჯვეა p_i გამოვსახოთ მეგანიუტონობით კვადრატულ მეტრზე ($\text{მნ}/\text{მ}^2$), ხოლო V_h —ლიტრობით, მაშინ

$$N_i = p_i V_h f i \quad \text{კვტ.}$$

ძრავას გამოცდის დროს იზომება მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში (n), რის გამოც ხელსაყრელია გამოსაანგარიშებელ ფორმულაში სიხშირის მაგიერ მისი შეტანა. თუ გამოვიყენებთ მათ შორის ზემონაჩვენებ დამოკიდებულებას, შეიძლება საბოლოოდ მივიღოთ:

ორტაქტიანი ძრავასათვის

$$N_i = \frac{p_i V_h n i}{120} \quad \text{კვტ.}; \quad (186)$$

ორტაქტიანი ძრავასათვის

$$N_i = \frac{p_i V_h n i}{60} \quad \text{კვტ.} \quad (187)$$

თუ საჭირო იქნება ინდიკატორული სიმძლავრის განსაზღვრა ცხენის ძალებით, მაშინ საჭიროა გამოვიყენოთ ფორმულები:

ორტაქტიანი ძრავასათვის

$$N_i = \frac{p_i V_h n i}{900} \quad \text{ცხ. ძ.}; \quad (188)$$

ორტაქტიანი ძრავასათვის

$$N_i = \frac{p_i V_h n i}{450} \quad \text{ცხ. ძ.} \quad (189)$$

ამ უკანასკნელ ფორმულაში p_i -ის განზომილებაა კგ/სმ², ხოლო V_h -ის განზომილება—ლიტრი.

ეფექტური სიმძლავრე. მუხლა ლილვზე განვითარებულ ეფექტური სიმძლავრე გამოიანგარიშება საშუალო ეფექტური წნევის მიხედვით. ინდიკატორული სიმძლავრის ანალოგიურად მივიღებთ:

ორტაქტიანი ძრავასათვის

$$N_e = \frac{p_e V_h n i}{120} \quad \text{კვტ.}; \quad (190)$$

ორტაქტიანი ძრავასათვის

$$N_e = \frac{p_c V_h n i}{60} \text{ კვტ.} \quad (191)$$

შესაძლებელია აგრეთვე გამოვიყენოთ ფორმულები:
ოთხტაქტიანი ძრავასათვის

$$N_e = \frac{p_c V_h n i}{900} \text{ ცხ. ძ;} \quad (192)$$

ორტაქტიანი ძრავასათვის

$$N_e = \frac{p_c V_h n i}{450} \text{ ცხ. ძ.} \quad (193)$$

ამ ფორმულებში V_h -ის განზომილებაა ლიტრი, ხოლო n -ის—ბრ/წთ; რაც შეეხება p_c -ს, მისი განზომილება პირველ ორ ფორმულაში იქნება მნ/მ², ხოლო უკანასკნელ ფორმულებში—კგ/სმ².

ვინაიდან ეფექტური სიმძლავრე მუდამ ნაკლებია ინდიკატორულ სიმძლავრეზე (სიმძლავრის ნაწილი იხარჯება ძრავას მექანიკურ წინაღობათა დაძლევაზე), ამიტომ შეიძლება დავწეროთ:

$$N_e = N_i - N_b.$$

ამ ტოლობაში N_b სიდიდე ძრავას მექანიკურ წინაღობათა დაძლევისათვის საჭირო სიმძლავრეა და მას ხშირად ხახუნის სიმძლავრეს უწოდებენ.

ძრავას მექანიკურ დანაკარგებს ქმნის მოძრავ ნაწილებში არსებული ხახუნი და დამხმარე მექანიზმები, რომელთა აძვრაზე სიმძლავრის ნაწილი იხარჯება.

ზოგიერთი ავტორი ტუმბოსებრ დანაკარგებს (შეწოვა, განდევნა) იხილავს მექანიკურ დანაკარგებთან ერთად. ასეთ შემთხვევაში საშუალო ინდიკატორული წნევა გამოიანგარიშება ამ დანაკარგების გარეშე.

ლიტრული სიმძლავრე. მაქსიმალური ეფექტური სიმძლავრის ფარდობას ძრავას ლიტრაჟთან ლიტრული სიმძლავრე ეწოდება. ეს პარამეტრი გამოსახავს ცილინდრების მუშა მოცულობის გამოყენების ხარისხს.

განმარტების საფუძველზე

$$N_e = \frac{N_e}{V_h i}. \quad (194)$$

თუ ამ გამოსახულებაში (190) ტოლობის მიხედვით შევიტანოთ N_e -ს სიდიდეს, მივიღებთ:

$$N_{\Sigma} = \frac{\rho_e n}{120} \quad (195)$$

ს ა გ ა დ ა ს ა ხ ა დ ლ ს ი მ ძ ლ ა ვ რ ე. საფინანსო ორგანოები ავტომობილისათვის სატრანსპორტო გადასახადის დასაწესებლად, ჩვეულებრივ, ანგარიშობენ ძრავას ეგრეთ წოდებულ საგადასახადო სიმძლავრეს.

ეს სიმძლავრე პირობითია და უფრო მეტად გამოსახავს ძრავას ზომას, ვიდრე მის ნამდვილ სიმძლავრეს. საბჭოთა კავშირში საგადასახადო სიმძლავრის გამოსაანგარიშებლად მიღებულია შემდეგი ფორმულა:

$$N = 0,3 iSD^2 \quad (196)$$

სადაც D სმ არის ცილინდრის დიამეტრი;

S მ—დგუშის სვლა;

i —ცილინდრების რაოდენობა.

§ 8. ძრავას მარგი ძველების კოეფიციენტი

ზოგადი განმარტება

თუ სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც გარდაიქმნა ეფექტურ მუშაობად, შევუფარდებთ დახარჯულ სითბოს, მივიღებთ ეგრეთ წოდებულ ეფექტურ მარგი ქმედების კოეფიციენტს (η_e). ეს კოეფიციენტი აღრიცხავს როგორც სითბურ, ისე მექანიკურ დანაკარგებს.

ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტით სარგებლობა მეტად ხელსაყრელია საბოლოო შედეგის შეფასებისათვის, მაგრამ არაა საკმარისი მაშინ, როდესაც გვჭირდება დანაკარგთა ცალკეული სახეების განსაზღვრა და ანალიზი; ამიტომ დანაკარგებს ანაწილებენ ცალ-ცალკე ჯგუფებად და ანგარიშობენ ამ ჯგუფების შესაბამის მარგი ქმედების კოეფიციენტებს.

შიგაწვის ძრავების თეორიაში, გარდა ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტისა, გვხვდება თერმული, ფარლობითი, ინდიკატორული და მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტები.

თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი

იდეალური ციკლის განხილვის დროს ნაჩვენები იყო, რომ მის ერთადერთ დანაკარგს მაცივარში სითბოს არინება წარმოადგენს.

რეალურ ძრავაში სითბოს ასეთი არინება ძირითადად ცხელი ნაშენებელი აირის გამოდევნის სახით წარმოებს.

ეს დანაკარგები თერმოდინამიკურად აუცილებელ დანაკარგს წარმოადგენს, ურომლისოდ არ შეიძლება ციკლის განხორციელება.

თერმოდინამიკურად აუცილებელ დანაკარგებს აღრიცხავს თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი (η_i), რომელიც წარმოადგენს ციკლის განმავლობაში სასარგებლოდ გამოყენებული სითბოს შეფარდებას მიწოდებულ სითბოსთან.

η_i -ს გამოსაანგარიშებლად თერმოდინამიკის კურსში მოცემული შემდეგი ფორმულები:

ციკლისათვის, სადაც სითბოს მიწოდება მუდმივი მოცულობის დროს წარმოებს,

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}; \quad (197)$$

ციკლისათვის, სადაც სითბოს მიწოდება მუდმივი წნევის დროს წარმოებს,

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}; \quad (198)$$

შერეული ციკლისათვის

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (199)$$

ფარდობითი მარგი ქმედების კოეფიციენტი

ფარდობითი მარგი ქმედების კოეფიციენტი გვიჩვენებს, თუ რა ნაწილს შეადგენს ძრავას ცილინდრში აირების მიერ ნამდვილად შესრულებული ინდიკატორული მუშაობა, იმ თეორიულად შესაძლებელი მუშაობისას, რომელიც შეიძლება მიგვეღო იდეალურ ძრავაში.

ამრიგად, ფარდობითი მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_h = \frac{L_i}{L_a}, \quad (200)$$

სადაც L_i არის ცილინდრში ნამდვილად შესრულებული ინდიკატორული მუშაობა;

L_a — ციკლის თეორიულად შესაძლებელი მუშაობა.

განმარტება გვიჩვენებს, რომ η_h აღრიცხავს დამატებით დანაკარგებს თეორიული ციკლიდან ნამდვილ ციკლამდე და აღარ ითვალისწინებს თერმოდინამიკურად აუცილებელ და მექანიკურ დანაკარგებს.

ნამდვილ ძრავაში დამატებით დანაკარგებს იწვევს სითბოს გადაცემა აირიდან ცილინდრისა და სხვა ნაწილების კედლებზე და აგრეთვე

არასრულყოფილი წვა. დამატებით დანაკარგებს ქმნის აგრეთვე გამოშვები სარქველების ნაადრევად გაღება და აირის გაპარვა (კარგვა) ცილინდრსა და დგუშს შორის.

ფარდობითი მარგი ქმედების კოეფიციენტის სიდიდეზე გავლენას ახდენს ძრავას კონსტრუქცია, კუმშვის ხარისხის სიდიდე, საწვავი ნარევის მოშაღების ხარისხი და შედგენილობა, ნარევის აალების მომენტი, სარქველების გაღებისა და დახურვის მომენტები და მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი.

ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი

ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი (η_i) გამოსახავს ინდიკატორულ მუშაობად გარდაქმნილი სითბოს რაოდენობის შეფარდებას მთლიანად დახარჯულ სითბოსთან.

ვანმარტებიდან ჩანს, რომ ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი აერთიანებს ყველა იმ დანაკარგს, რომლებიც აღრიცხული იყო თერმული და ფარდობითი მარგი ქმედების კოეფიციენტებით (თერმოდინამიკურად აუცილებელი და დამატებითი დანაკარგები), რის გამოც შეიძლება დაეწეროს:

$$\eta_i = \eta_i \eta_{ii} \quad (201)$$

მომუშავე ძრავას ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი შეიძლება გამოვარკვიოთ ძრავას გამოცდით, 'რისთვისაც საჭიროა გავიგოთ ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრე და გავზომოთ საწვავის საათობრივი ხარჯი (G_u). ასეთ შემთხვევაში ერთი საათის განმავლობაში N_i კვტ სიმძლავრის მქონე ძრავაში შესრულებული ინდიკატორული მუშაობა იქნება $N_i \cdot 3600$ კჯ, დახარჯული სითბო კი $G_u H_u$ კჯ, რის გამოც მივიღებთ:

$$\eta_i = \frac{N_i \cdot 3600}{G_u H_u}, \quad (202)$$

სადაც H_u კჯ/კგ არის საწვავის უდაბლესი თბოუნარიანობა.

ხელსაყრელია, რომ გაანგარიშებებში შევიტანოთ საწვავის კუთრი ხარჯი (g_i), რომელიც წარმოადგენს საწვავის ხარჯს ერთ კილოვატზე ერთი საათის განმავლობაში და გამოითვლება ტოლობით:

$$g_i = \frac{G_u \cdot 1000}{N_i} \text{ გ/კვტს.} \quad (203)$$

თუ ერთმანეთს დავეუკავშირებთ (202) და (203) გამოსახულებებს, გვექნება:

$$\eta_i = \frac{1000 \cdot 3600}{g_i H_u} \quad (204)$$

თუ ცნობილია η_i , მაშინ შეიძლება გამოვსვალოთ საწვავის ინდიკატორული კუთრი ხარჯი შემდეგი ფორმულით:

$$g_i = \frac{1000 \cdot 3600}{\eta_i H_u}.$$

იმავე მაჩვენებლებს განზომილებათა ძველ სისტემაში მივიღებთ შემდეგნაირად:

ძრავას მიერ ერთი საათის განმავლობაში შესრულებული ინდიკატორული მუშაობის ეკვივალენტური სითბო იქნება $\frac{N_i 75 \cdot 3600}{427}$, და ხარჯული სითბო კი შეადგენს $G_u H_u$, რაც უფლებას გვაძლევს დავწეროთ

$$\eta_i = \frac{N_i 75 \cdot 3600}{427 \cdot G_u H_u} = \frac{N_i 632}{G_u H_u} \quad (205)$$

თუ ამ გამოსახულებაში შევიტანთ საწვავის კუთრი ხარჯს

$$g_i = \frac{G_u 1000}{N_i} \text{ გ/ცხ. დ.სთ,}$$

მივიღებთ

$$\eta_i = \frac{632 \cdot 1000}{g_i H_u} \quad (206)$$

ამ გამოსახულებაში H_u -ს განზომილებაა კკალ/კგ.

ინდიკატორული მ. ქ. კ. სხვა გზითაც შეიძლება გამოისახოს.

თუ ერთი კგ საწვავის დაწვით მიღებული ინდიკატორული მუშაობა იქნება A_i , მაშინ ინდიკატორული მარჯი ქმედების კოეფიციენტი შეიძლება გამოვსახოთ დამოკიდებულებით:

$$\eta_i = \frac{A_i}{H_u} \quad (207)$$

შეიძლება აგრეთვე დავწეროთ (იხ. ფორმულა 174)

$$A_i = p_i V_h$$

ან, რადგან

$$V_h = V_c (\epsilon - 1),$$

ამიტომ

$$A_i = p_i V_c (\epsilon - 1). \quad (208)$$

გარდა ამისა, ცნობილია, რომ

$$\rho_c V_c = 8314 M_c T_c,$$

საიდანაც

$$V_c = \frac{8314 M_c T_c}{\rho_c},$$

ამის გამო

$$A_l = \frac{\rho_l (\epsilon - 1) 8314 M_c T_c}{\rho_c},$$

ხოლო

$$\eta_l = \frac{8314 \rho_l (\epsilon - 1) M_c T_c}{\rho_c H_u}. \quad (209)$$

ამ გამოსახულებაში საწვავის თბოუნარიანობის განზომილებაა ჯ/კგ; თუ ამ პარამეტრის განზომილება იქნება კჯ/კგ (რაც უფრო მარჯვეა), მაშინ მივიღებთ

$$\eta_l = \frac{8,314 \rho_l (\epsilon - 1) M_c T_c}{\rho_c H_u}. \quad (210)$$

თუ საწვავის თბოუნარიანობა და წნევები მოცემულია ძველ განზომილებებში (კგ/სმ³ და კკალ/კგ), მაშინ გამოანგარიშება შემდეგნაირად წარიმართება:

$$\rho_c V_c = 848 M_c T_c,$$

საიდანაც

$$V_c = \frac{848 M_c T_c}{\rho_c};$$

ამის შეტანა (208) ტოლობაში გვაძლევს

$$A_l = \frac{\rho_l (\epsilon - 1) 848 M_c T_c}{\rho_c}$$

და

$$\eta_l = \frac{848 \rho_l (\epsilon - 1) M_c T_c}{427 \rho_c H_u}$$

ან საბოლოოდ

$$\eta_l = \frac{1,985 \rho_l (\epsilon - 1) M_c T_c}{\rho_c H_u}. \quad (211)$$

არსებული ძრავებისათვის η_i იცვლება ზღვრებში:
 კარბურატორიანი ძრავებისათვის $\eta_i = 0,22 \div 0,28$;
 დიზელებისათვის $\eta_i = 0,38 \div 0,46$.

მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი

ძრავას მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი ითვლისწინებს ყველა მექანიკურ დანაკარგს და წარმოადგენს ეფექტური და ინდიკატორული სიმძლავრეების ფარდობას:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (212)$$

ვინაიდან $N_e = N_i - N_f$, ამიტომ შეიძლება აგრეთვე დაწვეროთ:

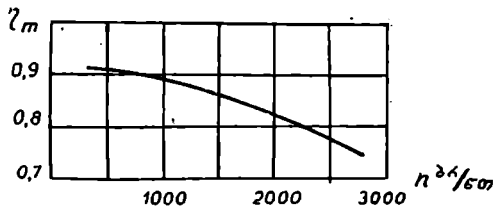
$$\eta_m = 1 - \frac{N_f}{N_i}$$

ძრავას დატვირთვის შემცირების დროს (მუდმივ ბრუნთა რიცხვის პირობებში) N_i მცირდება, N_f კი თითქმის უცვლელი რჩება. ეს ადასტურებს, რომ დატვირთვის შემცირებით მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი ეცემა.

მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი ნაწილობრივ მცირდება აგრეთვე მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდის დროს, რაც ინერციის ძალების გადიდებით აიხსნება.

124-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სანიმუშო მრუდი, რომელიც გამოსახავს η_m -ის დამოკიდებულებას ბრუნთა რიცხვზე.

იმის გამო, რომ ეფექტური სიმძლავრე და ინდიკატორული სიმძლავრე შესაბამისად საშუალო ეფექტური წნევისა და საშუალო ინდი-



ნახ. 124. η_m -ის დამოკიდებულება ბრუნთა რიცხვზე.

კატორული წნევის პროპორციულია, ამიტომ მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი შეიძლება გამოვსახოთ აგრეთვე, როგორც საშუალო ეფექტური და საშუალო ინდიკატორული წნევების ფარდობა:

$$\eta_{im} = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_h}{p_i} \quad (213)$$

სრული დატვირთვით მომუშავე საავტოტრაქტორო ძრავასათვის საშუალოდ შეიძლება მივიღოთ $\eta_m = 0,70 \div 0,85$.

კარბურატორიან ძრავასთან შედარებით ღიზელის ძრავასათვის η_m რამდენადმე ნაკლებია (თუ ისინი ერთნაირი ბრუნთა რიცხვით მუშაობენ), რაც თვითაალებად ძრავებში არსებული უფრო მაღალი წნევებით აიხსნება.

ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი

ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი აღრიცხავს ძრავაში არსებულ ყველა დანაჯარგს და წარმოადგენს ეფექტურ მუშაობად გარდაქმნილი სითბოს შეფერდებას დახარჯულ სითბოსთან.

ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტის ანალოგიურად აქაც შეიძლება დავწეროთ (სი სისტემის მიხედვით):

$$\eta_e = \frac{N_e 3600}{G_s H_u} \quad (214)$$

თუ საწვავის კუთრ ხარჯს, რომელიც მოდის ერთ ეფექტურ ძალაზე, აღვნიშნავთ g_e ასოთი, გვექნება:

$$g_e = \frac{G_s 1000}{N_e} \text{ კგ/კვტს,}$$

რაც მოგვცემს

$$\eta_e = \frac{1000 \cdot 3600}{g_e H_u} \quad (215)$$

ან

$$g_e = \frac{1000 \cdot 3600}{\eta_e H_u} \quad (216)$$

განზომილებათა ძველ სისტემაში მივიღებთ:

$$\eta_e = \frac{N_e 632}{G_s H_u} \quad (217)$$

ან

$$g_e = \frac{632 \cdot 1000}{g_e H_u} \quad (218)$$

$$g_e = \frac{632 \cdot 1000}{\eta_e H_u} \text{ გ/ცხ. დ. სთ.} \quad (219)$$

ვინაიდან ეფექტური მ. ქ. კ. აღრიცხავს ყველა დანაკარგს (თერ-
მოლინამიკურად აუცილებელს, დამატებითს და მექანიკურ დანაკარ-
გებს), ამიტომ შეიძლება დავწეროთ:

$$\eta_e = \eta_i \eta_h \eta_m. \quad (220)$$

საშუალოდ შეიძლება მივიღოთ:

$$\begin{aligned} \text{კარბურატორიანი ძრავებისათვის} & - \eta_e = 0,22 \div 0,26; \\ \text{ღიზელებისათვის} & - \eta_e = 0,26 \div 0,37. \end{aligned}$$

§ 4. ძრავას საერთო პარამეტრების ცვალებადობა სასიმალო პირობაში

კარბურატორიანი ძრავა. შემთხვევისათვის, როდესაც ზღვის დონიდან ყველა სიმაღლეზე უზრუნველყოფილია ჰაერის სი-
ქარბის კოეფიციენტის მუდმივობა ($\alpha = \text{const}$), შეიძლება მივიღოთ,
რომ საშუალო ინდიკატორული წნევა იცვლება მუხტის მასის პრო-
პორციულად, რომელიც თავის მხრივ იცვლება ატმოსფერული ჰაერის
წნევის პროპორციულად და ტემპერატურიდან კვადრატული ფესვის
უკუპროპორციულად. ამ პირობის თანახმად, შეიძლება ვიანგარიშოთ
მოცემულ სიმაღლეზე საშუალო ინდიკატორული წნევის სიდიდე შემ-
დეგი თანაფარდობიდან:

$$p_{im} = p_{i0} \frac{\mu p_0}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{\beta T_0}} = p_{i0} \frac{\mu}{\sqrt{\beta}}, \quad (221)$$

სადაც p_{i0} და p_{im} არის საშუალო ინდიკატორული წნევა ზღვის დონე-
სა და მოცემულ სიმაღლეზე.

იგივე შეიძლება დავწეროთ ინდიკატორული სიმძლავრისათვისაც

$$N_{im} = N_{i0} \frac{\mu}{\sqrt{\beta}}. \quad (222)$$

საწვავის კუთრი ინდიკატორული ხარჯი ზღვის დონესა და მოცე-
მულ სიმაღლეზე იქნება:

$$g_{i0} = \frac{G_{i0}}{N_{i0}} \quad \text{და} \quad g_{im} = \frac{G_{im}}{N_{im}}.$$

საწვავის საათობრივი ხარჯი, როგორც ამის შესახებ ზემოთ იყრ
ნათქვამი, შემთხვევისათვის, როცა $\alpha \neq \text{const}$, გამოისახება დამოკიდე-
ბულებით

$$G_{\text{სუ}} = G_{\text{ს0}} \sqrt{\mu} \quad (223)$$

თუ წარმოებს საწვავი ნარევის კორექტირება, მაშინ ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტის მუდმივობის უზრუნველსაყოფად ($\alpha = \text{const}$) საწვავის საათობრივი ხარჯი უნდა იცვლებოდეს ჰაერის რაოდენობის პროპორციულად. ამგვარად, განსახილველი შემთხვევისათვის გვექნება

$$G_{\text{სუ}} = G_{\text{ს0}} \frac{\mu}{\sqrt{\beta}}. \quad (224)$$

დაწერილ თანაფარდობათა მიხედვით ვღებულობთ: კარბურატორის უცვლელი რეგულირების დროს ($\alpha \neq \text{const}$)

$$g_{\text{სუ}} = \frac{G_{\text{ს0}} \sqrt{\mu}}{N_{\text{სუ}}};$$

საწვავი ნარევის კორექტირების დროს ($\alpha = \text{const}$)

$$g_{\text{სუ}} = \frac{G_{\text{ს0}} \mu}{\sqrt{\beta}} : N_{\text{ს0}} \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} = g_{\text{ს0}}.$$

მეორე შემთხვევაში აგრეთვე უცვლელი დარჩება ინდიკატორული მ. ქ. კ.

ინდიკატორული მ. ქ. კ. მოცემული პირობებისათვის შეიძლება განესაზღვროთ შემდეგნაირად:

სითბოს რაოდენობა, რომელიც გარდაიქმნა მარგ მუშაობად,

$$Q_0 = H_u G_{\text{სუ}} \eta_{\text{სუ}}.$$

ოგივე სითბო შეიძლება აგრეთვე გამოვსახოთ დამოკიდებულებით

$$Q_0 = p_{\text{სუ}} V_h.$$

ამ გამოსახულებებიდან მიიღება

$$\eta_{\text{სუ}} = \frac{p_{\text{სუ}} V_h}{H_u G_{\text{სუ}}}.$$

საწვავის საათობრივი ხარჯი

$$G_{\text{სუ}} = \frac{M_1}{\alpha L_0},$$

ხოლო

$$M_1 = \frac{p_{\text{სუ}} V_h \eta_{\text{სუ}}}{8314 T_{\text{ს}}}$$

ეს გვაძლევს უფლებას დავწეროთ:

$$G_{\text{თი}} = \frac{\rho_{\text{II}} V_h \eta_{\text{თი}}}{8314 T_{\text{II}} \alpha L_0}.$$

ამრიგად,

$$\eta_{\text{თი}} = \frac{\rho_{\text{III}} V_h 8314 T_{\text{II}} \alpha L_0}{H_u \rho_{\text{II}} V_h \eta_{\text{თი}}}$$

ან

$$\eta_{\text{თი}} = 8314 \frac{T_{\text{II}}}{\rho_{\text{II}}} \frac{\rho_{\text{III}}}{H_u} \frac{1}{\eta_{\text{თი}}} \alpha L_0.$$

თუ ამ ფორმულაში ჩავსვამთ $T_{\text{II}} = \beta T_0$, $\rho_{\text{II}} = \mu \rho_0$ და $\eta_{\text{თი}} = \eta_{\text{თ0}} \sqrt{\beta}$, საბოლოოდ მივიღებთ:

$$\eta_{\text{თი}} = 8314 \frac{\beta T_0}{\mu \rho_0} \frac{\rho_{\text{III}}}{H_u} \frac{1}{\eta_{\text{თ0}} \sqrt{\beta}} \alpha L_0 = 8314 \frac{\sqrt{\beta} T_0}{\mu \rho_0} \frac{\rho_{\text{III}}}{H_u} \frac{1}{\eta_{\text{თ0}}} \alpha L_0. \quad (225)$$

თუ კარბურატორის კორექტირებით უზრუნველყოფილია ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მუდმივობა ($\alpha = \text{const}$), მაშინ ρ_{III} გამოითვლება (221) ფორმულით და მაშინ, როგორც ეს მოსალოდნელი იყო,

$$\eta_{\text{თი}} = 8314 \frac{T_0}{\rho_0} \frac{\rho_{\text{III}}}{H_u} \frac{1}{\eta_{\text{თ0}}} \alpha L_0,$$

ე. ი. ამ შემთხვევაში

$$\eta_{\text{თი}} = \eta_{\text{თ0}}.$$

ძრავას მექანიკური მ. ქ. კ. ზღვის დონეზე და მოცემულ სიმაღლეზე იქნება:

$$\eta_{\text{თ0}} = 1 - \frac{N_{\text{ბ0}}}{N_{\text{I0}}} \quad (226)$$

და

$$\eta_{\text{თII}} = 1 - \frac{N_{\text{ბII}}}{N_{\text{III}}}, \quad (227)$$

სადაც $N_{\text{ბ0}}$ და $N_{\text{ბII}}$ არის ხახუნის სიმძლავრე ზღვის დონეზე და მოცემულ სიმაღლეზე.

საკმარისი სიზუსტით შეიძლება მივიღოთ

$$N_{\text{ბ0}} = N_{\text{ბII}}.$$

ამ პირობის თანახმად და (222) და (227) ფორმულების მხედველობაში მიღებით $\alpha = \text{const}$ შემთხვევისათვის დავწეროთ

$$\eta_{\text{თII}} = 1 - \frac{N_{\text{ბ}}}{N_{\text{I0}}} \frac{\sqrt{\beta}}{\mu}. \quad (228)$$

(226) და (228) ტოლობების ერთობლივი გადაწყვეტით ვღებულობთ:

$$\eta_{\text{მთ}} = \frac{\eta_{\text{მ0}} \sqrt{\beta} - \sqrt{\beta} + \mu}{\mu} \quad (229)$$

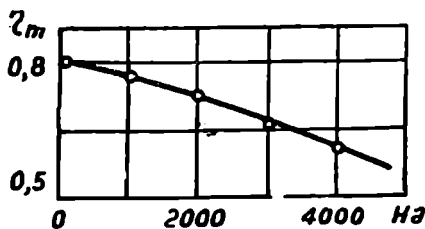
და მაშინ ძრავას ეფექტური სიმძლავრე

$$N_{\text{მთ}} = N_{\text{მ0}} \eta_{\text{მთ}} = N_{\text{მ0}} \frac{\eta_{\text{მ0}} \sqrt{\beta} - \sqrt{\beta} + \mu}{\mu} \quad (230)$$

ან, თუ მხედველობაში მივიღებთ (222) ფორმულას და გავითვალისწინებთ, რომ $N_{\text{მ0}} = \frac{N_{\text{ც0}}}{\eta_{\text{მ0}}}$, ფორმულა (230) გადაიწერება შემდეგი სახით:

$$N_{\text{მთ}} = N_{\text{ც0}} \left[1 - \frac{1}{\eta_{\text{მ0}}} + \frac{\mu}{\eta_{\text{მ0}} \sqrt{\beta}} \right]. \quad (231)$$

ამ ფორმულაში $N_{\text{მთ}}$ წარმოადგენს ძრავას სიმძლავრეს მოცემულ სიმალლეზე, ხოლო $N_{\text{ც0}}$ — სიმძლავრეს ზღვის დონეზე. ამრიგად, (231) ფორმულა საშუალებას გვაძლევს ვიანგარიშოთ ის სავარაუდო სიმძლავრე, რომელიც უნდა განავითაროს ძრავამ მოცემულ სიმალლეზე საწვავი ნარევის ორეკტირების შემთხვევაში.



ნახ. 125 ძრავას მექანიკური მ. ქ. კ. ცვალებადობა სიმალლეების მიხედვით.

125-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია მექანიკური მ. ქ. კ. ცვა-

ლებადობა ზღვის დონიდან სიმალლეების მიხედვით ძრავასათვის, რომლისთვისაც $\eta_{\text{მ0}} = 0,8$.

საწვავის ეფექტური კუთრი ხარჯი ზღვის დონეზე და მოცემულ სიმალლეზე იქნება:

$$g_{\text{ც0}} = \frac{G_{\text{ც0}}}{N_{\text{ც0}}} \quad \text{და} \quad g_{\text{მთ}} = \frac{G_{\text{მთ}}}{N_{\text{მთ}}}$$

ძრავასათვის, რომელიც მუშაობს სასიმალო პირობებში კარბურატორის უცვლელი რეგულირებით ($\alpha \neq \text{const}$), საწვავის საათობრივი ხარჯი განისაზღვრება (223) ფორმულით, რის გამო

$$g_{\text{მთ}} = \frac{\sqrt{\mu} G_{\text{ც0}}}{N_{\text{მთ}}} \quad (232)$$

საწვავი ნარევის კორექტირების შემთხვევაში ($\alpha = \text{const}$) საწვავის საათობრივი ხარჯი გამოითვლება (224) ფორმულით, სიმძლავრე კი (231) ფორმულით. ამიტომ

$$G_{ei} = \frac{G_{e0} \frac{\mu}{\sqrt{\beta}}}{N_{e0} \left[1 - \frac{1}{\eta_{i0}} + \frac{\mu}{\eta_{i0} \sqrt{\beta}} \right]} \quad (233)$$

ან საბოლოოდ

$$G_{ei} = G_{e0} \frac{\mu}{\sqrt{\beta} - \frac{\sqrt{\beta}}{\eta_{i0}} + \frac{\mu}{\eta_{i0}}} \quad (234)$$

ძრავას ეფექტური მ. კ. კ. მოცემული პირობებისათვის (225) ფორმულის ანალოგიურად შეიძლება გამოითვლოს გამოსახულებიდან

$$\eta_{ei} = 8314 \frac{T_u}{p_u} \frac{p_{ei}}{H_u} \frac{1}{\eta_{ui}} \alpha L_0 \quad (235)$$

შემთხვევისათვის $\alpha = \text{const}$, (234) ფორმულის შესაბამისად შეიძლება აგრეთვე გამოვიყენოთ გამოსახულება

$$\eta_{ei} = \eta_{e0} \frac{\sqrt{\beta} - \frac{\sqrt{\beta}}{\eta_{i0}} + \frac{\mu}{\eta_{i0}}}{\frac{\mu}{\eta_{i0}}} \quad (236)$$

დიზელის ძრავა. დიზელის ინდიკატორული სიმძლავრე ზღვის დონეზე და მოცემულ სიმაღლეზე იქნება

$$N_{i0} = \frac{G_{s0} H_u \eta_{i0}}{3600}$$

და

$$N_{in} = \frac{G_{sn} H_u \eta_{in}}{3600},$$

რაც უფლებას გვაძლევს დავწეროთ:

$$\frac{N_{i0}}{N_{in}} = \frac{G_{s0} \eta_{i0}}{G_{sn} \eta_{in}}$$

ან

$$N_{in} = \frac{N_{i0} G_{sn} \eta_{in}}{G_{s0} \eta_{i0}} \quad (237)$$

ამ გამოსახულებაში შემავალი ინდიკატორული მ. ქ. კ. მნიშვნელობანი განისაზღვრება (225) ფორმულათ.

(227) და (237) ფორმულების შემწეობით შეიძლება განესაზღვროთ

$$\eta_{mii} = 1 - \frac{N_{\text{სი}} G_{\text{სი}} \eta_{\text{სი}}}{N_{\text{იო}} G_{\text{სი}} \eta_{\text{სი}}} \quad (238)$$

ან (226) ფორმულის გათვალისწინებით

$$\eta_{mii} = 1 - (1 - \eta_{\text{მო}}) \frac{G_{\text{სი}} \eta_{\text{სი}}}{G_{\text{სი}} \eta_{\text{სი}}} \quad (239)$$

საწვავის საათობრივი $G_{\text{ს}}$ ხარჯი შეიძლება გამოვსახოთ ჰაერის საათობრივი ხარჯის $G_{\text{ჰ}}$, ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტისა და საწვავის სრული წვისათვის საჭირო l_0 ჰაერის რ:ოდენობის მიხედვით.

ამის შესაბამისად ზღვის დონისა და მოცემული სიმაღლისათვის გვექნება:

$$G_{\text{სი}} = \frac{G_{\text{ჰ}}}{\alpha_0 l_0} \quad \text{და} \quad G_{\text{სი}} = \frac{G_{\text{სი}}}{\alpha_{\text{ს}} l_0}.$$

ამ გამოსახულებათა შეტანა უკანასკნელ ფორმულაში გვაძლევს:

$$\eta_{mii} = 1 - (1 - \eta_{\text{მო}}) \frac{G_{\text{ჰ}} \eta_{\text{სი}} \alpha_{\text{ს}}}{G_{\text{სი}} \eta_{\text{სი}} \alpha_0} \quad (240)$$

(113) ფორმულის გათვალისწინებით ეს ფორმულა შეიძლება გადაიწეროს შემდეგნაირად:

$$\eta_{mii} = 1 - (1 - \eta_{\text{მო}}) \frac{\sqrt{\beta} \eta_{\text{სი}} \alpha_{\text{ს}}}{\mu \alpha_0 \eta_{\text{სი}}} \quad (241)$$

ძრავას ეფექტური სიმძლავრე

$$N_{\text{ეი}} = N_{\text{სი}} \cdot \eta_{mii} = N_{\text{სი}} \left[1 - (1 - \eta_{\text{მო}}) \frac{\sqrt{\beta} \eta_{\text{სი}} \alpha_{\text{ს}}}{\mu \alpha_0 \eta_{\text{სი}}} \right] \quad (242)$$

შემოთ მიღებულ დებულებათა მხედველობაში მიღებით (237) ფორმულა შეიძლება გარდაქმნათ შემდეგნაირად:

$$\begin{aligned} N_{\text{სი}} &= N_{\text{იო}} \frac{G_{\text{სი}} \eta_{\text{სი}}}{G_{\text{სი}} \eta_{\text{სი}}} = N_{\text{იო}} \frac{\frac{G_{\text{სი}}}{\alpha_{\text{ს}} l_0} \eta_{\text{სი}}}{\frac{G_{\text{ჰ}}}{\alpha_0 l_0} \eta_{\text{სი}}} = \\ &= N_{\text{იო}} \frac{G_{\text{სი}} \eta_{\text{სი}} \alpha_0}{G_{\text{ჰ}} \eta_{\text{სი}} \alpha_{\text{ს}}} = N_{\text{იო}} \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} \frac{\eta_{\text{სი}} \alpha_0}{\alpha_{\text{ს}} \eta_{\text{სი}}} \end{aligned} \quad (243)$$

ამ გამოსახულების შეტანით (242) ფორმულაში მივიღებთ:

$$N_{en} = N_{io} \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} \frac{\eta_{in}}{\alpha_{ii}} \frac{\alpha_0}{\eta_{io}} \left[1 - (1 - \eta_{mo}) \frac{\sqrt{\beta}}{\mu} \frac{\eta_{io}}{\alpha_0} \frac{\alpha_{ii}}{\eta_{in}} \right].$$

თუ მივიღებთ მხედველობაში, რომ $N_{io} = \frac{N_{e0}}{\eta_{mo}}$, შევძლებთ მიღებული ფორმულა გადაწეროთ შემდეგნაირად:

$$N_{en} = \frac{N_{e0}}{\eta_{mo}} \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} \frac{\eta_{in}}{\alpha_{ii}} \frac{\alpha_0}{\eta_{io}} \left[1 - \frac{\sqrt{\beta}}{\mu} \frac{\eta_{io}}{\alpha_0} \frac{\alpha_{ii}}{\eta_{in}} + \eta_{mo} \frac{\sqrt{\beta}}{\mu} \frac{\eta_{io}}{\alpha_0} \frac{\alpha_{ii}}{\eta_{in}} \right]$$

ან

$$N_{en} = \frac{N_{e0}}{\eta_{mo}} \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} \frac{\eta_{in}}{\alpha_{ii}} \frac{\alpha_0}{\eta_{io}} - \frac{N_{e0}}{\eta_{mo}} + N_{e0}$$

და საბოლოოდ

$$N_{en} = \frac{N_{e0}}{\eta_{mo}} \left[\eta_{mo} + \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} \frac{\eta_{in}}{\alpha_{ii}} \frac{\alpha_0}{\eta_{io}} - 1 \right]. \quad (244)$$

ღიზელის დანარჩენი პარამეტრები გამოითვლება ისევე, როგორც ეს გაკეთებული იყო კარბურატორიანი ძრავასათვის.

§ 5. ძრავას სითბური ბალანსი

სითბური ბალანსი გვიჩვენებს ცილინდრში შეტანილი სითბოს განაწილებას. მისი შედგენა ძრავას ლაბორატორიული გამოცდის საფუძველზე ხდება, თუმცა მისი შემდგენი ნაწილების მიახლოებითი გამოთვლა თეორიულადაც შეიძლება.

სითბური ბალანსის ზოგადი გამოსახულება შემდეგნაირია:

$$Q_0 = Q_c + Q_{გაგ} + Q_{აა} + Q', \quad (245)$$

სადაც Q_0 არის ცილინდრში შეტანილი სითბო და შეესაბამება დახარჯული საწვავის თბოუნარიანობას;

Q_c — ძრავას ეფექტური მუშაობის, ეკვივალენტური სითბო;

$Q_{გაგ}$ — გაგრილების სისტემაში გადაცემული სითბო;

$Q_{აა}$ — ნაბუშევარი აირების მიერ წაღებული სითბო;

Q' — სითბო, რომელიც ეთანადება ჯეველა სხვა დანაკარგს და არ არის გათვალისწინებული ბალანსის სხვა წევრებში.

სითბურ ბალანსში ცალკე არ შედის წვერი, რომელიც ითვალისწინებს სითბოს დანაკარგს მექანიკურ წინაღობათა დაძლევაზე, რადგანაც მექანიკური დანაკარგების შესაბამისი სითბოს ნაწილი გადაეცე-

მა გაგრილების სისტემას და დაემატება ბალანსის მეორე წევრს, და-
ნარჩენი კი შეევა ბალანსის უკანასკნელ წევრში.

თუ სითბურ ბალანსს პროცენტობით გამოვსახავთ, გვექნება:

$$100 = q_e + q_{\text{გაგ}} + q_{\text{აირ}} + q', \quad (246)$$

სადაც

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_0} \cdot 100; \quad q_{\text{გაგ}} = \frac{Q_{\text{გაგ}}}{Q_0} \cdot 100; \quad q_{\text{აირ}} = \frac{Q_{\text{აირ}}}{Q_0} \cdot 100; \quad q' = \frac{Q'}{Q_0} \cdot 100.$$

ცილინდრებში შეტანილი სითბო გამოითვლება საწვავის საათობ-
რივი ხარჯის მიხედვით, გვექნება:

$$Q_0 = G_n H_u \quad \text{კვ/სთ.} \quad (247)$$

იმ შემთხვევაში, როდესაც ძრავა მუშაობს ჯანგბადის დანაკლი-
ნით ($\alpha < 1$), საჭირო ხდება Q_0 -ის მაგიერ ავილოთ:

$$Q'_0 = G_n (H_u - \Delta H_u), \quad (248)$$

სადაც ΔH_u წარმოადგენს თბოუნარიანობის დანაკლისს ჯანგბადის უკ-
მარისობის შედეგად;

ეფექტური მუშაობის ეკვივალენტური სითბო:

$$Q_e = N_e \cdot 3600 \quad \text{კვ/სთ.} \quad (249)$$

ძრავას გაგრილების სისტემაში გადაცემული სითბო ექსპერიმენ-
ტულად გამოითვლება. წყლით გაგრილების შემთხვევაში მივიღებთ:

$$Q_{\text{გაგ}} = 4,19 G_{\text{წყ}} (t'_{\text{წყ}} - t_{\text{წყ}}), \quad (250)$$

სადაც $G_{\text{წყ}}$ კგ არის ერთი საათის განმავლობაში მილყელში გავლილი
წყლის რაოდენობა;

$t'_{\text{წყ}}$ — წყლის ტემპერატურა ძრავას პერანგიდან გამოსვლის მომენ-
ტში;

$t_{\text{წყ}}$ — წყლის ტემპერატურა ძრავას პერანგში შესვლის დროს.

ნამუშევარი აირის მიერ წაღებული სითბო გამოითვლება ფორ-
მულით:

$$Q_{\text{აირ}} = M_{\text{აირ}} G_n m c'_p T'_r - M_0 G_n m c'_p T'_0, \quad (251)$$

სადაც $M_{\text{აირ}}$ არის 1 კგ საწვავის წვის შედეგად მიღებული პროდუქტე-
ბის რაოდენობა;

M_0 — 1 კგ საწვავის შესაბამისი ახალი მუხტის რაოდენობა;

$m c'_p$ — წვის პროდუქტების მოლური თბოტევადობა;

$m c_p$ — ახალი მუხტის მოლური თბოტევადობა;

T'_r — ნამუშევარი აირის ტემპერატურა გამომშვები მილის ბოლოში;

T'_0 —ცილინდრში შემავალი მუხტის ტემპერატურა.

ბალანსის დარჩენილი Q' წვერი ითვალისწინებს გამოსხივებით დაკარგულ სითბოს, დამხმარე მექანიზმების აძვრაზე დახარჯულ სითბოს და სითბოს დანაკარგს არასრული წვის გამო. მისი სიდიდე შეიძლება გამოვთვალოთ სითბოს ბალანსიდან:

$$Q' = Q_0 - (Q_e + Q_{გაგ} + Q_{აირ}). \quad (252)$$

აღსანიშნავია, რომ სითბოს განაწილება დიდადაა დამოკიდებული ძრავას მუშაობის რეჟიმზე. ამის მიხედვით საავტოტრაქტორო ძრავებისათვის დაახლოებით გვაქვს:

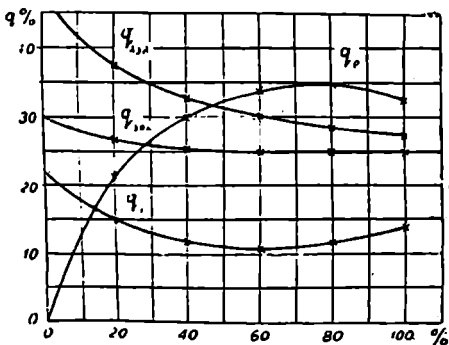
$$q_e = 20 \div 35 \%; \quad q_{გაგ} = 25 \div 35 \%;$$

$$q_{აირ} = 20 \div 30 \%; \quad q' = 10 \div 25 \%.$$

126-ე ნახ-ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია სითბოს განაწილების გრაფიკი, სადაც ასახულია ბალანსის შემადგენელი წევრების ცვალებადობა ძრავას დატვირთვისაგან დამოკიდებულებით. გრაფიკი აგებულია ამერიკული „ინტერნაციონალ ჰარვეისტერ“ ფირმის მიერ ჩატარებული ძრავების გამოცდის შედეგების მიხედვით.

სითბოს ბალანსის წევრების ცვალებადობა დიდადაა აგრეთვე დამოკიდებული მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე.

მაგალითად, ბრუნთა რიცხვის გადიდებით, იმის გამო, რომ აირიდან ცილინდრის კედლებზე სითბოს გადაცემის დრო მცირდება, კლებულობს გაგრილების სისტემაში გადაცემული სითბო, სამსგეიროდ მატულობს ის სითბო, რომელიც ნამუშევარ აირებს მიყვება.



ნახ. 126. ბალანსის წევრების ცვალებადობა ძრავას დატვირთვაზე დამოკიდებულებით.

ცხრილი 15

სხვადასხვა ბრუნთა რიცხვის დრო გაგრილების სისტემაში და ნამუშევარი აირებისათვის გადაცემული სითბო პროცენტობით

ბრ/წთ	$q_{გაგ}$	$q_{აირ}$
600	37,5	11,0
1000	34,0	15,0
1400	32,0	16,0
1800	29,0	17,4
2200	25,0	17,6
2600	21,0	18,0

მე-15 ცხრილში ნაჩვენებია ნ. დიაჩენკოს მონაცემების მიხედვით

კარბურატორიანი ძრავასათვის სხვადასხვა ბრუნთა რიცხვის დროს გაგრძელების სისტემაში (q_{3a}) და ნამუშევარი აირებისათვის გადაცემული სითბოს (q_{a6}) რაოდენობა პრცენტობით.

§ 8. ძრავას ძირითადი ზომების განსაზღვრა

ძრავას ძირითად ზომებად ითვლება მისი ცილინდრის დიამეტრი (D) და დგუშის სელა (S).

ვინაიდან ცილინდრის მუშა მოცულობა

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S, \quad (253)$$

ამიტომ ძრავას ძირითადი ზომების საანგარიშოდ, უპირველეს ყოვლისა, უნდა განისაზღვროს V_h -ის სიდიდე.

ძრავას მოცემული სიმძლავრისათვის ცილინდრის მუშა მოცულობა შეიძლება გამოვიანგარიშოთ (190) ტოლობის მიხედვით:

$$V_h = \frac{120 N_e}{\rho_e n i}. \quad (254)$$

დასაპროექტებელი ძრავასათვის N_e , n და i წინასწარ განსაზღვრულია მოცემულობის მიხედვით, ρ_e კი მიიღება სითბური გაანგარიშების საფუძველზე.

მაგრამ ცილინდრის სამუშაო მოცულობის გამოანგარიშება არაა საკმარისი ცილინდრის ძირითადი ზომების განსაზღვრისათვის, რადგანაც V_h -ის ერთი და იგივე მნიშვნელობა მიიღება D -სა და S -ის სხვადასხვა თანათარღობის დროს. ამ მიზეზის გამო აუცილებელია წინასწარ შევარჩიოთ შეფარდება $\frac{S}{D}$.

არსებული საავტოტრაქტორო ძრავებისათვის ეს შეფარდება ცვალებადობს $0,85 \div 1,5$ ზღვრებში.

აღსანიშნავია, რომ ერთი და იმავე ბრუნთა რიცხვისათვის შეფარდების ზრდა იწვევს დგუშის სიჩქარის გადიდებას, რასაც თან სდევს მოძრავი ნაწილების აჩქარების ზრდა, შევსების კოეფიციენტის შემცირება და ნაწილების გაძლიერებული ცვეთა.

მას შემდეგ, როდესაც შერჩეულია $\frac{S}{D}$ შეფარდება, ცილინდრის

ძირითადი ზომები გამოიანგარიშება (253) ტოლობიდან. თუ ამ ტოლობის მარჯვენა ნაწილს გავამრავლებთ და გავყოფთ ცილინდრის დიამეტრზე, გვექნება:

$$V_h = \frac{\pi D^3}{4} \frac{S}{D},$$

საიდანაც

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 V_h}{\pi \frac{S}{D}}}. \quad (255)$$

ცილინდრის დიამეტრის გამოთვლის შემდეგ მიღებული $\frac{S}{D}$ შეფარდების საფუძველზე ადვილად განისაზღვრება დგუშის სელა.

აღსანიშნავია, რომ „ფორდმა“ ამ უკანასკნელ ხანში გამოუშვა ძრავები, სადაც მიღებულია $\frac{S}{D} = 0,6$.

შიგაწვის ძრავას მუშაობა სასიმალო პირობებში

§ 1. შიგაწვის ძრავას სასიმალო პირობებში მუშაობის თავისებურებანი

შიგაწვის ძრავები ხშირ შემთხვევაში მუშაობს ისეთ ადგილებში, რომლებიც ზღვის დონიდან საკმაოდ დიდ სიმაღლეზეა. ეს შეეხება როგორც სტაციონარულ, ისე განსაკუთრებით საავტომობილო და სატრაქტორო ძრავებს.

საქართველოში გვხვდება რაიონები, რომლებიც განლაგებულია ზღვის დონიდან 1800÷2300 მ სიმაღლეზე. შუა აზიაში ეს სიმაღლე მეტია და ზოგჯერ 4000 მ-ს აღემატება. ბევრია მაღალმთიანი რაიონები სხვა რესპუბლიკებშიც.

საინტერესოა აღვნიშნოთ, რომ გზატკეცილი, რომელიც აერთებს ქალაქებს ოშსა და ხოროჯს, ყველაზე მაღალმთიანი ტრასაა მსოფლიოში და აკ-ბაიჯალის უღელტეხილზე აღის 4800 მ სიმაღლეზე.

მაღალმთიანი რაიონები დიდი რაოდენობითაა აგრეთვე სამხრეთ ამერიკაში, ჩინეთში, ინდოეთში, ავღანეთში, პაკისტანში და სხვ.

დიდი სიმაღლე ზღვის დონიდან მვენე გავლენას ახდენს შიგაწვის ძრავას მუშაობაზე, რის შედეგად უარესდება მისი დინამიკური და საექსპლოატაციო მაჩვენებლები.

განსაკუთრებულ პირობებშია საავტომობილო ძრავა, რომლის მუშაობაზე, გარდა სიმაღლისა ზღვის დონიდან, გავლენას ახდენს გზის რელიეფიც.

სასიმალო პირობებში შიგაწვის ძრავას მუშაობის გამოკვლევას, ჩვეულებრივ, ატარებენ საერთაშორისო სტანდარტული ატმოსფეროს შესაბამისად, რომელიც ადგენს ზღვის დონიდან მოცემული სიმაღლისათვის შესატყვის ატმოსფერულ წნევასა და ტემპერატურას.

საერთაშორისო სტანდარტულ ატმოსფეროს საწყის პირობებად ზღვის დონეზე მიღებულია ატმოსფერული ჰაერის წნევა $p_0 = 760$ მმ ვერცხ. წყ. სვ. (ან $p_0 = 1,033$ კგ/სმ² $\approx 0,101$ მნ/მ²) და ტემპერატურა $t_0 = 15^\circ\text{C}$ (ან $T_0 = 288^\circ\text{K}$).

საშუალო წლიურ ტემპერატურულ გრადიენტად მიღებულია $6,5^\circ$ სიმაღლის მატების ყოველ 1000 მ-ზე. ამის შესაბამისად ჰაერის ტემპერატურა მოცემულ სიმაღლეზე გამოითვლება ტოლობით:

$$t_{11} = 15 - 0,0065 H \text{ მ,}$$

(256);

სადაც H მ არის სიმაღლე ზღვის დონიდან.

ქვემოთ (ცხრილი 16) მოცემულია საერთაშორისო სტანდარტული ატმოსფეროს ძირითადი მაჩვენებლების ცხრილი.

ცხრილში p_0 და T_0 გამოსახავს ატმოსფერული ჰაერის წნევასა და ტემპერატურას ზღვის დონეზე, p_{11} და T_{11} კი იმავე მაჩვენებლებს ზღვის დონიდან მოცემულ სიმაღლეზე.

ჩვეულებრივ, ძრავას გამოცდა წარმოებს რომელიმე რაიონში, რომელსაც აქვს თავისი გეოგრაფიული ნიშანი და ამის მიხედვით დაწესებულია მისი სიმაღლე ზღვის დონიდან.

ცხრილი 16

საერთაშორისო სტანდარტული ატმოსფერო

სიმაღლე ზღვის დონიდან მ.	ჰაერის წნევა			ჰაერის ტემპერატურა		ჰაერის სიმკვრივე კგ/მ ³	$\mu = \frac{p_{11}}{p_0}$	$\beta = \frac{T_{11}}{T_0}$
	მმ ვერცხ. წყ.	კგ/სმ ²	მწ/მ ²	°C	°K			
0	760,0	1,033	0,101	+15,0	288,0	1,225	1,000	1,000
500	715,0	0,972	0,095	+11,2	284,2	1,168	0,940	0,986
1000	674,4	0,917	0,090	+ 8,5	281,5	1,112	0,887	0,977
1500	635,0	0,864	0,085	+ 5,3	278,3	1,059	0,835	0,966
2000	596,5	0,811	0,079	+ 2,0	275,0	1,006	0,785	0,955
2500	562,0	0,763	0,075	- 1,2	271,8	0,957	0,740	0,943
3000	525,9	0,715	0,070	- 4,5	268,5	0,909	0,692	0,932
3500	493,0	0,671	0,066	- 7,7	265,3	0,864	0,650	0,921
4000	461,9	0,628	0,062	-11,0	262,0	0,819	0,608	0,910
4500	434,0	0,589	0,058	-14,2	258,8	0,777	0,571	0,898
5000	404,5	0,550	0,054	-17,5	255,5	0,736	0,532	0,887

უმრავლეს შემთხვევაში ამ სიმაღლის შესაბამისი ჰაერის წნევა და განსაკუთრებით ტემპერატურა სტანდარტული ატმოსფეროს მიხედვით არ თანხვდება რეალურად არსებულ წნევასა და ტემპერატურას.

ასეთ შემთხვევაში მოცემულ მომენტში ფაქტიურად არსებული ატმოსფერული ჰაერის წნევა p_{11} დაჰყავთ p'_{11} პირობით წნევამდე და შემდეგ ამ წნევის მიხედვით და სტანდარტული ატმოსფეროს ცხრილით აწესებენ პირობით მიღებულ სიმაღლეს ზღვის დონიდან.

წნევის დასაყვანად გამოსადეგია ფორმულა.

$$p'_{11} = p_{11} \frac{500 + t_{11}}{500 + t_{11}'} \quad (257)$$

სადაც t_1 არის ჰაერის ტემპერატურა, რომელიც სტანდარტული ატმოსფეროს მიხედვით შეესაბამება p_1 წნევას;

t_2 — ძრავას გამოცდის დროს სინამდვილეში არსებული ტემპერატურა.

1969 წელს შიგაწვის ძრავების მუდმივმოქმედმა საერთაშორისო კონგრესმა (CIMAC) წამოაყენა წინადადება, რომ ძრავას სიმძლავრის შესახებ ყველა მონაცემი შეეფარდოს ატმოსფერული ჰაერის საწყის მონაცემებს: წნევა — 736 მმ ვერცხ. წყ. სვ. და ტემპერატურა 20°C (60% ფარდობითი ტენიანობის დროს). ეს წინადადება განხილული იქნება სტანდარტების საერთაშორისო კომიტეტის მიერ.

წინა თავებში განხილული იყო ზღვის დონიდან სიმაღლის გავლენა ცალკეულ პროცესებზე და პარამეტრებზე. ამ თავში განხილული იქნება სიმაღლის გავლენა ძრავას მუშაობაზე მთლიანად.

სხვადასხვა ტიპის ძრავები სხვადასხვაგვარად განიცდის ზღვის დონიდან სიმაღლის გავლენას. ამიტომ ქვემოთ ცალ-ცალკეა განხილული ჯერ კარბურატორიანი ძრავა, შემდეგ კი დიზელი.

კარბურატორიანი ძრავა. ზღვის დონიდან ადგილმდებარეობის სიმაღლის გავლენა კარბურატორიან ძრავას მუშაობაზე გამოიხატება იმით, რომ სიმაღლის ზრდასთან ერთად ჰაერის სიმკვრივის შემცირების გამო მცირდება ცილინდრებში მოხვედრილი მუხტის მასა, რასაც თან ჰდევს ინდიკატორული დიაგრამის დამახასიათებელ წერტილებში წნევის ვარდნა. ვარდა ამისა, სასიმაღლო პირობებში ირღვევა კარბურატორისა და ანთების სისტემის ოპტიმალური რეგულირება და მცირდება გაგრილების სისტემის ვენტილატორის მწარმოებლობა.

საკუროა ისიც აღინიშნოს, რომ კუმშვის ბოლოს აირის წნევის შემცირების გამო სიმაღლის ზრდასთან ერთად კუმშვის ხარისხის სიდიდე კარგავს თავის ოპტიმალობას და სასიმაღლო პირობებში კლებულობს.

ზღვის დონიდან მოცემული სიმაღლის შემცირებასთან ერთად კლებულობს როგორც ჰაერის, ისე საწვავის საათობრივი ხარჯი. მაგრამ საწვავთან შედარებით ჰაერის ხარჯი კლებულობს უფრო ინტენსიურად, რის გამო საწვავი ნარევი მდიდრდება.

მაგალითად, ზღვის დონიდან 2000 მ სიმაღლეზე კარბურატორიან ძრავაში ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი შეადგენდა 0,84-ს, იმ დროს, როდესაც ზღვის დონეზე ამ პარამეტრის სიდიდე ერთის ტოლი იყო.

ცილინდრების შევსების შემცირება იწვევს ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრის შემცირებას, რაც აიხსნება არა მარტო უანგზადისა და

საწვავის რაოდენობის შემცირებით, არამედ აგრეთვე კუმშვის და-სასრულს წნევის შემცირების გამო წვის პროცესის გაუარესებითაც.

ინდიკატორული სიმძლავრის შემცირების შესაბამისად მატულობს სიმძლავრის ერთეულზე მოსული მექანიკური დანაკარგები, რის შე-დეგად ძრავას ეფექტური სიმძლავრე ეცემა ინდიკატორულზე უფრო ინტენსიურად.

სიმძლავრისათვის 0-დან 3000 მ-მდე შეიძლება მივიღოთ, რომ ყოველ 1000 მ-ზე სიმძლავრის მომატების დროს ძრავას ეფექტური სიმძ-ლავრის შემცირება ხდება 11—13%-ით, საწვავის კუთრი ხარჯის მო-მატება 10—11%-ით და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ვარდნა 5—6 %-ით.

ეს მონაცემები გვიჩვენებს, რომ სასიმალო პირობებში კარბუ-რატორიანი ძრავას მაჩვენებლები მნიშვნელოვნად უარესდება და ამიტომ მიზანშეწონილია სათანადო ღონისძიებების ჩატარება, რომლე-ბიც გააუმჯობესებენ ძრავას მუშაობას აღნიშნულ პირობებში.

ძრავას სიმძლავრის ვარდნის ნაწილობრივ შემცირებას შეიძლება მივალწიოთ, თუ ყოველი სიმძლავრისათვის შევარჩევთ კვებისა და აწ-თების სისტემების საუკეთესო რეგულირებებს.

სიმძლავრის ვარდნის სრული კომპენსაცია შეიძლება მოხდეს მხოლოდ რეგულირებული ჩაბერვის გამოყენებით, როდესაც ზღვის დონიდან სიმძლავრის ცვალებადობის დროს ძრავას ცილინდრების შეე-სება მუდმივი დარჩება.

დაბოლოს უნდა აღინიშნოს, რომ ცილინდრების შევსების შემ-ცირების გამო სასიმალო პირობებში შესამჩნევად მცირდება ბენზი-ნისათვის დაწესებული ანტიდეტონაციური მაჩვენებლები. 3000 მ სიმძლავრემდე საშუალოდ შეიძლება მივიღოთ ბენზინის ოქტანური რი-ცხვის შემცირება $10 \div 12$ ერთეულზე სიმძლავრის ზრდის დროს ყოველ 1000 მ-ზე.

თ ვ ი თ ა ა ლ ე ბ ა დ ი ძ რ ა ვ ა (დ ი ზ ე ლ ი). კარბურატორიანი ძრავასაგან განსხვავებით დიზელებში გარემოს პირობები და ცი-ლინდრში მიწოდებული ჰაერის რაოდენობა გავლენას არ ახდენს საწვავის ტუმბოს მუშაობაზე და, მაშასადამე, საწვავის საერთო ხარჯ-ზე.

ამის შედეგად საწვავის ტუმბოს უცვლელი რეგულირების დროს ზღვის დონიდან სიმძლავრის ზრდასთან ერთად სამუშაო ნარევი დიზე-ლებში გამდიდრდება მეტი ინტენსივობით, ვიდრე ეს ხდება კარბუ-რატორიან ძრავებში.

დიზელში საწვავი ნარევის შედგენილობა შეიძლება შეიცვალოს საწვავის ტუმბოს რეგულირების წინასწარი შეცვლით.

იმის მიხედვით, თუ საწვავის ტუმბოს როგორი საწყისი რეგულირება იქნება მიღებული, — დიზელის მუშაობა სასიმალო პირობებში შეიძლება განვხორციელოთ სამი სხვადასხვა რეჟიმის მიხედვით:

1. როდესაც სიმალოს ცვალებადობის დროს საწვავის ტუმბოს რეგულირება რჩება უცვლელი და ამის გამო იცვლება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი ($\alpha \neq \text{const}$);

2. როდესაც სიმალოს ცვალებადობის დროს საწვავის ტუმბოს რეგულირება ისე იცვლება, რომ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი რჩება მუდმივი ($\alpha = \text{const}$);

3. როდესაც სიმალოს ცვალებადობის დროს საწვავის ტუმბოს შესაფერისი რეგულირებით ძრავა ყველა შემთხვევაში მუშაობს ბოლვის ზღვარზე და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი ოპტიმალური სიდიდისაა ($\alpha = \alpha_{\text{opt}}$).

მუშაობა პირველი რეჟიმის მიხედვით არ შეიძლება რეკომენდებულ იქნეს, რადგანაც, თუ ზღვის დონიდან სიმალოს ზრდის დროს არ შევამცირებთ საწვავის მიწოდებას, მაშინ საწვავი ნარევის გამდიდრების გამო დაიწყება საწვავის არასრული წვა, ბოლვა და სხვა არასასურველი მოვლენები. საექსპლოატაციო პირობებში ხელსაყრელია განხორციელდეს დიზელის მუშაობა ორი უკანასკნელიდან ერთ-ერთი რეჟიმით.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ სასიმალო პირობებში კარბურატორიანთან შედარებით დიზელის ძრავაში უკეთ წარიმართება სამუშაო პროცესი არასრული დატვირთვით მუშაობის დროს. ეს შედეგია სიმძლავრის ხარისხობრივი რეგულირების უპირატესობისა რაოდენობრივთან შედარებით.

განსაკუთრებით უნდა აღინიშნოს ძრავას მუშა პროცესზე კუმშვის დასასრულს აირის წნევის შემცირების მკვეთრი გავლენის შესახებ. ეს მოვლენა იწვევს წვის სიჩქარისა და საწვავის სიბზის გამოყენების ეფექტურობის შემცირებას. გარდა ამისა, კუმშვის წნევის შემცირება აძნელებს დიზელის ამუშავებას და აძლიერებს ძრავას მუშაობის სიხისტეს.

მაგალითისათვის შეიძლება აღვნიშნოთ, რომ II—54 დიზელის გამოცდის დროს 0-დან 4000 მ-მდე სიმალოს გადიდებისას ჰაერის საათობრივი ხარჯი შემცირდა 293-დან 190 კგ/სთ-მდე, კუმშვის დასასრულს წნევა 3,6-დან 2,1 კგ/სმ²მდე (3,6-დან 2,1 მნ/მ²-მდე), ხოლო ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი 1,70-დან — 1,11-მდე.

რაც შეეხება აირის ტემპერატურას წვისა და გაფართოების დასასრულს, ისინი დამოკიდებულნი არიან საწვავის ტუმბოს რეგული-

რებაზე. თუ ეს რეგულირება მუდმივია, მაშინ სიმალისა ზრდასთან ერთად დასახელებული ტემპერატურები გაიზრდება. თუ ტუმბოს რეგულირება ისე იცვლება, რომ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი მუდმივი რჩება, მაშინ უცვლელი დარჩება ტემპერატურებიც.

ზღვის დონიდან სიმალისა ზრდასთან ერთად ჰაერის წნევისა და ტემპერატურის შემცირების გამო იცვლება საწვავი ნარევის წარმოქმნისა და წვის პირობები. კერძოდ, იცვლება ისეთი პარამეტრები, როგორცაა: საწვავის თვითალების ტემპერატურა, ფრქვევანას საქმენიდან საწვავის გამოდინების სიჩქარე, საწვავის გაფრქვევის სიწმინდე და ნაწილაკების გატყორცნის სიშორე, საწვავის შეფრქვევის წნევისა და წინსწრების ოპტიმალური სიდიდეები.

კუმშვის წნევის შემცირება და საწვავის თვითალების ტემპერატურის გადიდება ზრდის თვითალების შეფერხების პერიოდს და ამით მავნე გავლენას ახდენენ დიზელის მუშაობაზე.

სხვადასხვა სიმალეებზე $D=54$ დიზელის გამოცდის დროს გამოირკვა, რომ ზღვის დონესთან შედარებით 1000 მ სიმალეზე თვითალების შეფერხების პერიოდი გაიზარდა 16%-ით, 2000 მ სიმალეზე — 51 %-ით, ხოლო 3000 მ სიმალეზე — 90 პროცენტით.

ცილინდრების შეესების შემცირებისა და წვის პროცესის გაუარესების გამო სასიმალო პირობებში ძრავას სიმძლავრე კლებულობს. სიმძლავრის ვარდნის ინტენსივობა დამოკიდებულია ძრავას მუშაობის რეჟიმზე და, უპირველეს ყოვლისა, საწვავის ტუმბოს მიწოდებაზე.

თუ სასიმალო პირობებში საწვავის ტუმბოს მიწოდება არ შეიცვლება, მაშინ სიმძლავრის შემცირება იქნება მინიმალური. ამასთანავე, საწვავი ნარევის გამდიდრების გამო იწარმოებს მისი არასრული წვა, რაც ერთი მხრივ გამოიწვევს საწვავის ზედმეტ ხარჯვას და ფრქვევანების დაქუცყიანებას, ხოლო მეორე მხრივ ინტენსიურ კვარტლწარმოქმნას, კვარტლის ჩაკოქსევას და შემდეგ ჩაკოქსილი კვარტლის ჩაფხვნის გამო ძრავას გაძლიერებულ ცვეთას.

ეს გარემოება შეიძლება ავიცილოთ, თუ სიმალისა ზრდის შესაბამისად შევცვლით საწვავის ტუმბოს რეგულირებას და, მაშასადამე, საწვავის საათობრივ ხარჯს.

ასეთი ღონისძიება ქმნის დიზელის მუშაობის ნორმალურ პირობებს, მაგრამ ამასთანავე იწვევს სიმძლავრის უფრო მეტი ინტენსივობით ვარდნას.

შეიძლება დავააბუთოთ საწვავის მიწოდების ისეთი შემცირება, რომლის დროსაც ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი მუდმივი რჩება ყველა სიმალეზე ($\alpha = \text{const}$). მაგრამ, როგორც ამას უჩვენებს ექს-

პერიმენტი, ყველა სიმაღლისათვის არსებობს ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ოპტიმალური სიდიდე (α_{opt}), რომელიც ზღვის დონის შესაბამის საწყის ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე რამდენიმედ ნაკლებია და უზრუნველყოფს დიზელის მუშაობას ბოლვის ზღვარზე.

საწრავსკლიანი გრიგალურკამერიანი დიზელებისათვის შეიძლება მივიღოთ, რომ სიმაღლეებისათვის 3000 მ-მდე სიმაღლის მატების ყოველ 1000 მეტრზე ხდება სიმძლავრის ვარდნა და საწყავის კუთრი ხარჯის მატება შემდეგ ზღვრებში:

1. როცა საწყავის მიწოდება არ იცვლება — შესაბამისად, 4 და 4—5%;

2. როცა უზრუნველყოფილია პირობა $\alpha = \text{const} - 9 \div 9,5\%$ და $2 \div 3\%$;

3. როცა $\alpha = \alpha_{opt} - 7\%$ და 3—4%.

ზემონაჩვენები მონაცემები ცხადყოფს, რომ სასიმაღლო პირობებში დიზელის ნორმალური მუშაობისათვის საჭიროა საწვავმიწოდებელი სისტემის რეგულირება იმ სიმაღლის შესაბამისად, რომელშიაც მოუხდება მუშაობა ძრავას.

სტაციონარულ და სხვა ისეთ ძრავებში, რომლებიც მუშაობენ ერთი და იგივე გეოგრაფიულ პირობებში, ამ პირობების დაცვა არ წარმოადგენს სიძნელეს.

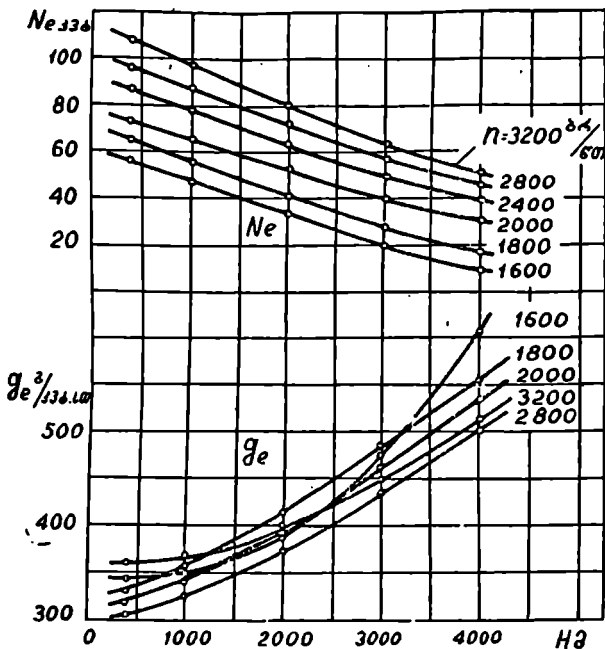
რაც შეეხება საავტომობილო ძრავას, იმის გამო, რომ მას მუშაობა უხდება ცვალებად პირობებში, ეს საკითხი გართულებულია, რადგანაც მოითხოვს ავტომატურად მოქმედი მოწყობილობების -- კორექტორების გამოყენებას.

§ 2. სასიმაღლო პირობაში ძრავის გამოცდის შედეგები

შიგაწვის ძრავების სასიმაღლო გამოცდები, ჩვეულებრივ, წარმოებს რეალურ გეოგრაფიულ პირობებში ან ლაბორატორიებში, სადაც იქმნება სასიმაღლო პირობების იმიტაცია.

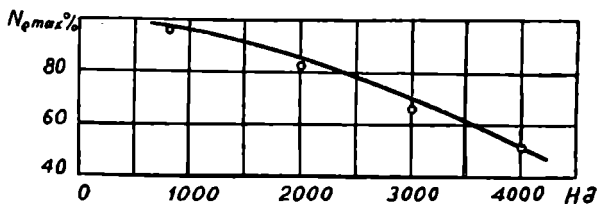
127-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ЗИЛ — 130 ძრავას სასიმაღლო მახასიათებელი, აღებული ინჟ. ვ. კალიანდრას მიერ საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის ტრაქტორებისა და ავტომობილების კათედრის ლაბორატორიაში. 128-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ძრავას მაქსიმალური სიმძლავრის ვარდნა სიმაღლეების მიხედვით პირობებისათვის, როცა ძრავას ბრუნთა რიცხვი $n = 3200$ ბრ/წთ და ანთების წინსწრების კუთხე ყველა შემთხვევაში ოპტიმალურია. ამ მონაცემების მიხედვით გამოდის, რომ სიმაღლის მატების ყოველ 1000 მ-ზე სიმძლავრის ვარდნა საშუალოდ შეადგენს 12%-ს.

ექსპერიმენტები უჩვენებს, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად მატარული მომენტის მრუდის გარდატეხა ინაცვლებს მარჯვ-



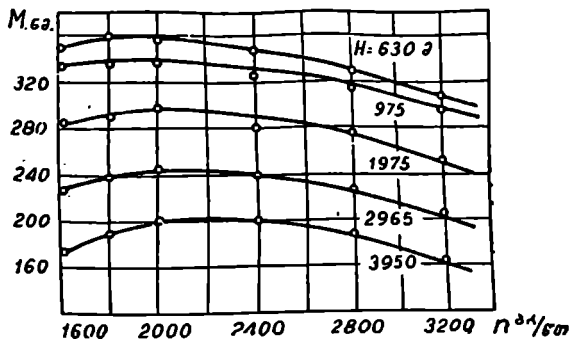
ნახ. 127. ЗИЛ—130 ძრავას სასიმალო მახასიათებლები.

ნივ, ე. ი. იზრდება ის ბრუნთა რიცხვი, რომლის დროსაც მომენტი მაქსიმუმს აღწევს. ეს კარგად ჩანს გრაფიკზე (ნახ. 129), რომელიც

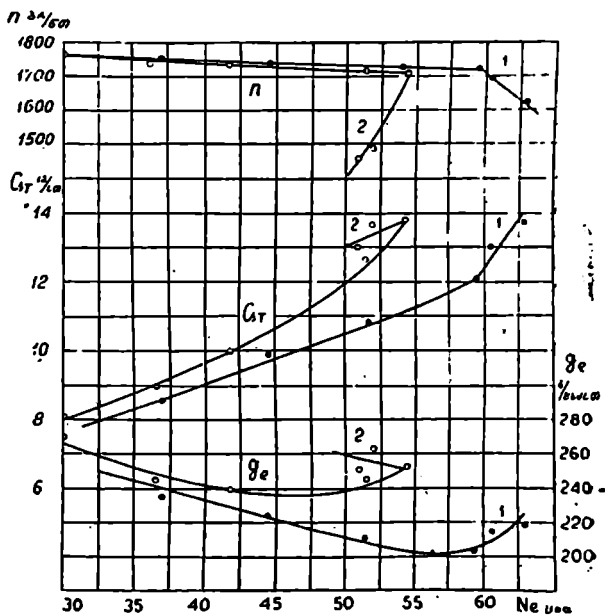


ნახ. 128. ЗИЛ—130 ძრავას სიმძლავრის ვარდნა სიმაღლეების მიხედვით.

ასახავს ბრუნთა რიცხვის მიხედვით ЗИЛ — 130 ძრავას მომენტის ცვალებადობას სხვადასხვა სიმაღლეებზე. მაგალითად, ზღვის დონი-



ნახ. 129. ბრუნთა რიცხვის მიხედვით მომენტის ცვლებადობა სხვადასხვა სიმაღლეებისათვის (ЗИЛ—130).

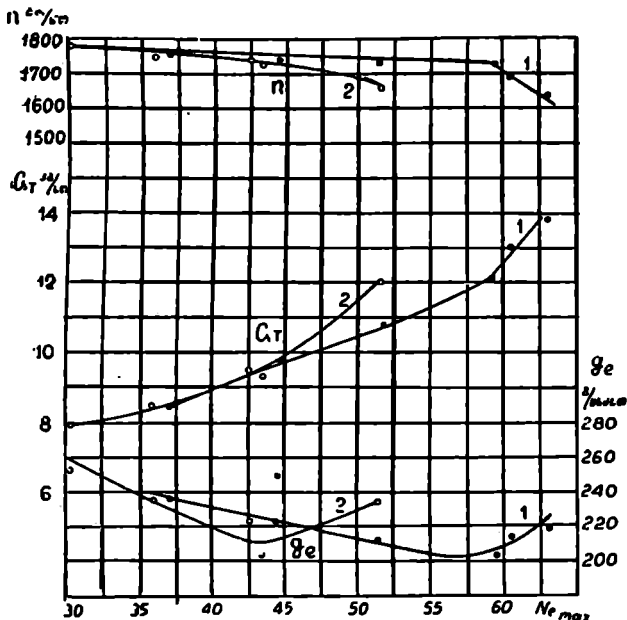


ნახ. 130. СМД—7 დიზელის სადატვირთო მახისიათებლები ($G_s = \text{const}$); 1—ალებული 480 მ სიმაღლეზე; 2—ალებული 3100 მ სიმაღლეზე.

დან 630 მ სიმაღლეზე მომენტი თავის მაქსიმუმს აღწევს მაშინ, როდესაც $n = 1800$ ბრ/წთ, ხოლო 3950 მ სიმაღლეზე მომენტის მაქსიმუმი შეეაბამება ბრუნთა რიცხვს $n = 2350$ ბრ/წთ.

130-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია $CMД-7$ დიზელის ორი სადატვირთო მახასიათებელი. ერთი მათგანი აღებული იყო 480 მ, მეორე კი 3100 მ სიმაღლეზე. ორივე შემთხვევაში საწვავის მიწოდება იყო ერთნაირი, რის გამო მეორე სიმაღლეზე ძრავა მუშაობდა ძლიერი ბოლოით.

131-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია იმავე ძრავას მახასიათებლები, აღებული 480 მ და 2565 მ სიმაღლეებზე. პირველი შემთხვევისაგან განსხვავე-

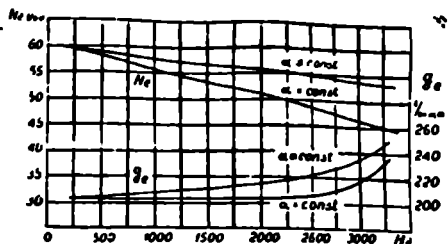


ნახ. 131. $CMД-7$ დიზელის სადატვირთო მახასიათებლები ($G_a \neq const$):

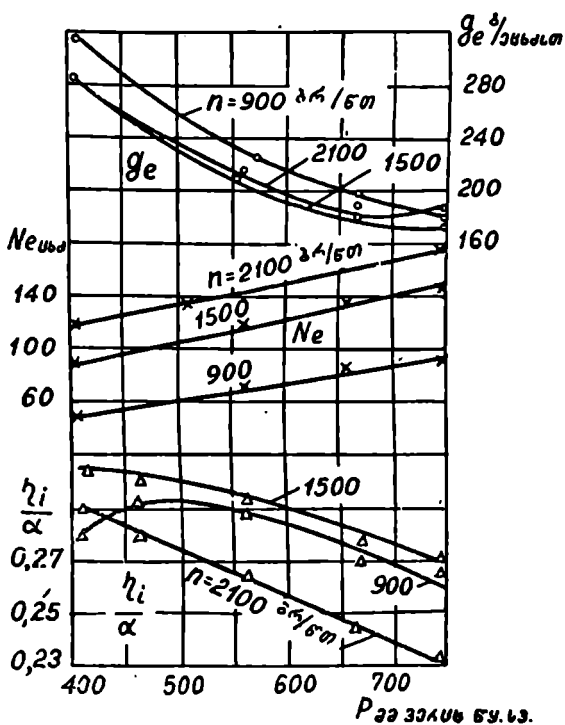
1—აღებული 480 მ სიმაღლეზე; 2—აღებული 2565 მ სიმაღლეზე.

ბით აქ იცვლებოდა საწვავის მიწოდება და ყველა სიმაღლეზე ძრავა მუშაობდა ბოლოვის ზღვარზე:

უკანასკნელ ორ გრაფიკზე ნაჩვენებია მახასიათებლების შედარება გვიჩვენებს, რომ პირველ შემთხვევაში მკვეთრად უარესდება ძრავას ეკონომიურობა, სიმძლავრე კი შედარებით ნაკლებად მცირდება. მეორე შემთხვევაში კი, პირიქით, — მკვეთრად მცირდება სიმძლავრე, ხოლო შედარებით ნაკლებად უარესდება ეკონომიურობა.



ნახ. 132. СМД—7 ძრავასათვის N_e და g_e პარამეტრების ცვალებადობა სასიმალო პირობებში.



ნახ. 133. ЯМЗ—236 დიზელის ზოგიერთი მაჩვენებლების ცვალებადობა P ატმოსფერული ჰაერის წნევაზე დამოკიდებულებით.

132-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია მრუდები, რომლებიც გამოსახავენ სიმა-
 ლის მიხედვით $CM\Delta-7$ დიზელის სიმძლავრის ვარდნას და საწვავის
 კუთრი ხარჯის ზრდას. მრუდები აგებულია შემთხვევისათვის, როდეს-
 საც საწვავის მიწოდება უცვლელი რჩება ($\alpha \neq \text{const}$), და შემთხვევისათ-
 ვის, როდესაც საწვავის მიწოდება იცვლება და უზრუნველყოფილია
 ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მუდმივობა. მრუდები აგებულია სა-
 დატვირთვო მახასიათებლების დამუშავებით.

132-ე ნახ-ზე ნაჩვენები მრუდების მიხედვით ვლებულობთ, რომ
 $CM\Delta-7$ ძრავასათვის, როცა $\alpha \neq \text{const}$, სიმალის მატებისას ყოველ
 1000 მ-ზე სიმძლავრის ვარდნა შეადგენს $\sim 4\%$ -ს, საწვავის კუთრი ხარ-
 ჯის გადიდება კი $\sim 6\%$ -ს. როდესაც $\alpha = \text{const}$, შესაბამისად ვლებულობთ
 $3-9\%$ -ს და $\sim 3\%$ -ს.

$PM3-236$ დიზელის გამოცდა ატმოსფერული ჰაერის სხვადასხვა
 წნევის დროს ჩატარებული იყო საწვავმიწოდებელი აპარატურის სა-
 პეცნიერო ინსტიტუტში ო. პონომარიოვისა და ე. პიადიჩევის მიერ.

133-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია $PM3-236$ დიზელის N_e , g_e და $\frac{\eta_i}{\alpha}$ პარა-

მეტრების ცვალებადობის ხასიათი ატმოსფერული ჰაერის წნევის ცვა-
 ლებადობის დროს.

§ 8. შიგაწვის ძრავას სიმძლავრის დაზიანება ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში

როგორც აღვნიშნეთ, ერთი და იმავე შიგაწვის ძრავა განსხვავე-
 ბულ გეოგრაფიულ და კლიმატურ პირობებში სხვადასხვა მაჩვენებ-
 ლებს იძლევა.

ამასთანავე, შეუძლებელია საქმე ისე მოეწყოს, რომ ყველგან და
 მუდამ ძრავას გამოცდა ერთნაირ გარემოში ხდებოდეს.

ომისათვის, რომ შესაძლებელი გახდეს სხვადასხვა გეოგრაფიულ
 პირობებში ძრავას გამოცდით მიღებული პარამეტრების ერთიმეო-
 რესთან შედარება, ისინი დაჰყავთ ნორმალურ ატმოსფერულ პირო-
 ბებზე, ე. ი. ზღვის დონეზე, საერთაშორისო სტანდარტული ატმოს-
 ფეროს შესაბამისად.

ამრიგად, მოცემულ პირობებში ძრავას მაჩვენებლის დაყვანა
 ზღვის დონეზე ნიშნავს გადაანგარიშების გზით ამ მაჩვენებლის ისეთი
 სიდიდის განსაზღვრას, რომელიც ექნებოდა ძრავას, თუკი ის იმუშა-
 ებდა ზღვის დონეზე—ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში ($p_0 = 760$ მმ
 ვერცხ. წყ. სვ. და $t_0 = 15^\circ C$).

ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებზე შიგაწვის ძრავას მაჩვენებლები დასაყვანად, ჩვეულებრივ, იყენებენ ემპირიულ და ნახევრად ემპირიულ ფორმულებს, რომლებსაც განსაზღვრული ცდომილებები ახასიათებს.

ეს ფორმულები ითვალისწინებს იმ გარემო პირობებს, რომლებშიც მუშაობს ძრავა მოცემულ მომენტში.

გარემო პირობები გულისხმობს ატმოსფერულ ჰაერის წნევას, ტემპერატურასა და ტენიანობას.

ეს პირობები, ჩვეულებრივ, იცვლება წლის დროისა და ამინდის მიხედვით, მაგრამ ძირითადი მნიშვნელობა აქვს მათ შესამჩნევ ცვალებადობას ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს.

შიგაწვის ძრავას მაჩვენებლების დასაყვანი ფორმულები ითვალისწინებს ჰაერის ტენიანობის ცვალებადობას, თუ ისინი განკუთვნილი არიან საავიაციო ძრავებისათვის. სხვა შემთხვევაში ამ პარამეტრის მხედველობაში მიღება აუცილებელი არაა.

ეს იმით აიხსნება, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის მატების დროს ვერტიკალის მიხედვით (საავიაციო ძრავას მუშაობის პირობები) ჰაერის ტენიანობა დიდ ფარგლებში იცვლება, იმ დროს, როდესაც დედამიწის ზედაპირზე, თუნდაც ზღვის დონიდან დიდ სიმაღლეზე, ტენიანობა დაახლოებით თანაბარი რჩება.

მაჩვენებლების დაყვანის პირობები კარბურატორიანი ძრავასა და დიზელისათვის განსხვავებულია, ამიტომ ისინი ქვემოთ განხილულია ცალ-ცალკე.

კარბურატორიანი ოთხტაქტიანი ძრავა

კარბურატორიანი ოთხტაქტიანი ძრავას სიმძლავრისა და საწვავის ხარჯის ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებზე დაყვანისათვის სტანდარტით (ГОСТ 491—41) მიღებულია შემდეგი ფორმულები:

$$N_e = N'_e \frac{760}{B} \frac{530 + t_0}{545}; \quad (258)$$

$$G_e = G'_e \sqrt{\frac{760}{B} \frac{500 + t_0}{545}}; \quad (259)$$

$$g_e = g'_e \frac{1}{\sqrt{\frac{760}{B} \frac{530 + t_0}{545}}}, \quad (260)$$

სადაც N_e , G_e და g_e არის ნორმალურ პირობებზე დაყვანილი ძრავას სიმძლავრე, საწვავის საათობრივი და კუთრი ხარჯი;

N'_e , G'_e და g'_e —იგივე მაჩვენებლები, მიღებული ძრავას გამოცდის დროს მოცემულ პირობებში;

B და t_0 —ძრავას გამოცდის დროს არსებული ატმოსფერული ჰაერის წნევა და ტემპერატურა.

ეს ფორმულები ემპირიულია და ზოგ შემთხვევაში არ იძლევა რეალურ შედეგებს. მათი ძირითადი ნაკლი ისაა, რომ მათში არ შედის ძრავას მექანიკური მ. ქ. კ., რის გამო ისინი იძლევიან საიმედო შედეგებს მხოლოდ ძრავების განსაზღვრული ჯგუფისათვის. კერძოდ, ისინი ყველგან მეთადგამოსადეგია ძრავებისათვის, რომელთა მექანიკური მ. ქ. კ. შეადგენს $\eta_m = 0,86 \div 0,87$.

კარბურატორიანი ძრავას სიმძლავრის ნორმალურ პირობებზე დაყვანისათვის შეიძლება აგრეთვე გამოვიყენოთ (231) ფორმულა, რომელიც შეესაბამება ძრავას მუშაობას საწვავი ნარევის შედგენილობის კორექტირებით. ეს ფორმულა შეიცავს მექანიკურ მ. ქ. კ.-ს და ამიტომ უკეთესად ასახავს სწვადასხვა ძრავას თვისებებს.

(231) ფორმულიდან ვღებულობთ:

$$N_{e0} = \frac{N_{eH}}{1 - \frac{1}{\eta_{m0}} + \frac{\mu}{\eta_{m0} \sqrt{\beta}}} \quad (261)$$

აბ

$$N_{e0} = \frac{N_{eH} \eta_{m0}}{\eta_{m0} - 1 + \frac{\mu}{\sqrt{\beta}}} \quad (262)$$

საწვავი ნარევის კორექტირების შემთხვევაში საწვავის კუთრი ხარჯის დასაყვანად შეიძლება გამოვიყენოთ (234) ფორმულა, საიდანაც:

$$g_{e0} = g_{eH} \frac{\sqrt{\beta} - \frac{\sqrt{\beta}}{\eta_{m0}} + \frac{\mu}{\eta_{m0}}}{\mu} \quad (263)$$

ამ ფორმულებში N_{e0} და g_{e0} გამოასახავს ძრავას დაყვანილ სიმძლავრესა და საწვავის კუთრი ხარჯს, ხოლო N_{eH} და g_{eH} იმავე მაჩვენებლებს, მიღებულს ძრავას გამოცდის დროს მოცემულ პირობებში.

ზემოთ დაწერილი ფორმულები გამოყვანილია დაშვებით, რომ

ძრავას ხახუნის სიმძლავრე არ იცვლება ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობის დროს.

ამეთი დაშვების შესაძლებლობა არაერთგზის დადასტურებულია ექსპერიმენტულად.

ოთხტაქტიანი დიზელი

დიზელის მაჩვენებლების დასაყვანად სტანდარტული ფორმულები არ მოგვეპოვება.

ოცდაათიან წლებში გამოქვეყნებული იყო ამერიკული, ინგლისური და გერმანული ფორმულები საავიაციო დიზელის სიმძლავრის დასაყვანად, მაგრამ ისინი შეეხება მოძველებული კონსტრუქციის ძრავებს და თანამედროვე დიზელებისათვის გამოუხადებარია.

პროფ. ტ. მელქუმოვი, სარგებლობს რა ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის შებრუნებული სიდიდით $\beta \left(\beta = \frac{1}{\alpha} \right)$, დიზელის სიმძლავრის დასაყვანად იძლევა ფორმულებს:

როცა

$$\beta = \text{const},$$

$$N_{en} = N_{e0} \left[\frac{\Delta}{\eta_{m0}} - \left(\frac{1}{\eta_{m0}} - 1 \right) \right]; \quad (264)$$

როცა

$$\beta \neq \text{const},$$

$$N_{en} = N_{e0} \left[\frac{\Delta}{\eta_{m0}} \frac{4,77 \beta_0 - \Delta}{4,77 \beta_0 - 1} - \left(\frac{1}{\eta_{m0}} - 1 \right) \right], \quad (265)$$

სადაც Δ სიდიდე გამოითვლება გამოსახულებიდან:

$$\Delta = \frac{N_{in}}{N_{i0}} = \frac{\eta_{ch} \gamma_h}{\eta_{c0} \gamma_0} = \frac{p_{II}}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_{II}}}.$$

გვხვდება აგრეთვე ფორმულა:

$$\frac{N_{en}}{N_{e0}} = \frac{g_{c0}}{g_{en}} = \frac{p_{II}}{760} \frac{865}{850 + t_{II}}. \quad (266)$$

სავსებით დამაკმაყოფილებელ შედეგს ვღებულობთ, თუ დიზელის სიმძლავრის დასაყვანად ნორმალურ პირობებზე გამოვიყენებთ (264) ფორმულას, საიდანაც გვექნება:

$$N_{e0} = \frac{N_{en} \eta_{m0}}{\eta_{m0} + \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} \frac{\eta_{in}}{\alpha_{II}} \frac{\alpha_0}{\eta_{i0}} - 1}. \quad (267)$$

პროფ. ტ. მელკუმოვმა დაასაბუთა, რომ, თუ სხვადასხვა α -ს დროს განსხვავებული კონსტრუქციის დიზელებისათვის η_i -ს აბსოლუტური მნიშვნელობები სხვადასხვაა, η_i -ს ფარდობითი ცვალებადობა ყველა შემთხვევაში უნდა იყოს ერთნაირი, თუ ერთნაირად იცვლება α მის საწყის მნიშვნელობასთან შედარებით, რომელიც სხვადასხვაა განსხვავებული კონსტრუქციის ძრავებისათვის და ახასიათებს მოცემულ ძრავაში წვის პროცესის სრულყოფილობას.

გარდა ამისა, ტ. მელკუმოვმა დაადგინა, რომ α -სა და $\frac{\eta_i}{\alpha}$ -ს შორის დამოკიდებულება სწორხაზობრივია.

ჩატარებულმა გამოთვლებმა გვაჩვენა, რომ დახელებისათვის α -ცვალებადობისას 1,2-დან 2,8-მდე და α -ს მომატებისას ყოველი 0,1-ით ფარდობა $\frac{\eta_i}{\alpha}$ საშუალოდ კლებულობს 2,88%-ით.

ამის საფუძველზე შეიძლება დავწეროთ:

$$\frac{\eta_{II}}{\alpha_{II}} = \frac{\eta_{I0}}{\alpha_0} [1 + (\alpha_0 - \alpha_{II}) 0,288]. \quad (268)$$

ამ გამოსახულების შეტანა (267) ფორმულაში გვაძლევს:

$$N_{e0} = \frac{N_{eII} \eta_{m0}}{\eta_{m0} + \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} + \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} (\alpha_0 - \alpha_{II}) 0,288 - 1}. \quad (269)$$

ეს ფორმულა ნახევრად ემპირიულია, რადგანაც მასში 0,288 რიცხვი მიღებულია ექსპერიმენტული მონაცემების საშუალებით.

იმისათვის, რომ პრაქტიკულად გამოვიყენოთ (269) ფორმულა საკმარისია ვიცოდეთ ძრავას მექანიკური მ. ქ. კ. η_{m0} ზღვის დონეზე ატმოსფერული ჰაერის წნევა p_{II} და ტემპერატურა T_{II} მოცემულ პირობებში და აგრეთვე ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტები α_0 და α_{II} ზღვის დონეზე და მოცემულ სიმაღლეზე.

ქარხნის მონაცემების მიხედვით მუდამ ცნობილია η_{m0} და α_0 , ხოლო p_{II} და T_{II} უშუალოდ გაიზომება ძრავას გამოცდის დროს ან დადგინდება მოცემული სიმაღლისათვის საერთაშორისო სტანდარტული ატმოსფეროს შემწვობით.

რაც შეეხება ჰაერის სიჭარბის α_{II} კოეფიციენტს მოცემულ სიმაღლეზე, მისი სიდიდე დამოკიდებული იქნება ძრავას მუშაობის დაწესებულ რეჟიმზე.

თუ ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობის დროს საწვავიმ-

წოდებელი ტუმბოს რეგულირება რჩება უცვლელი, მაშინ ძალაში იქნება გამოსახულება

$$\alpha_{11} = \alpha_0 \frac{\mu}{\sqrt{\beta}}$$

და სიმძლავრის დასაყვანი (269) ფორმულა მიიღებს სახეს:

$$N_{c0} = \frac{N_{c11} \eta_{m0}}{\eta_{m0} + \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} + \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} \left(1 - \frac{\mu}{\sqrt{\beta}}\right) 0,288 \alpha_0 - 1} \quad (270)$$

თუ ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობის დროს ისე იცვლება საწვავმიმწოდებელი ტუმბოს რეგულირება, რომ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი რჩება მუდმივი, ე. ი. $\alpha = \text{const}$, მაშინ, ისევე როგორც კარბურატორიანი ძრავასათვის, გვექნება:

$$N_{c0} = \frac{N_{c11} \eta_{m0}}{\eta_{m0} + \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} - 1}$$

თუ ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობის დროს საწვავმიმწოდებელი ტუმბოს რეგულირება ისე იცვლება, რომ ყველა შემთხვევაში ძრავა მუშაობს ბოლვის ზღვარზე, მაშინ (269) ფორმულის გამოსაყენებლად საჭიროა ვიცოდეთ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ის ოპტიმალური მნიშვნელობა α_{01} , რომლის დროსაც ზღვის დონიდან მოცემულ სიმაღლეზე იწყება ძრავას მუშაობა შესაძინევი ბოლით.

გრიგალურკამერიანი დიზელებსათვის 2500 მ სიმაღლემდე შეიძლება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ოპტიმალურა სიდიდე მივიღოთ ემპირიული ტოლობიდან:

$$\alpha_{01} = \alpha_0 \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} (1 + 0,05 H),$$

სადაც H არის კილომეტრობით გამოსახული სიმაღლე ზღვის დონიდან.

საწვავის კუთრი ხარჯისათვის ადრე მიღებულ გამოსახულებათა მიხედვით შეიძლება დავწეროთ:

$$g_{c0} = g_{c11} \frac{N_{c11}}{N_{c0}} \frac{\sqrt{\beta}}{\mu} \frac{\alpha_{11}}{\alpha_0} \quad (271)$$

დაბოლოს უნდა აღინიშნოს, რომ სხვადასხვა ტიპისა და კონსტრუქციის დიზელები სხვადასხვაგვარად განიცდის ატმოსფერული პირობების ცვალებადობას, რის გამოც ზემოთ გამოყვანილი ფორმუ-

ლები არ შეიძლება მივიჩნიოთ როგორც უნივერსალური, ვარგისი ყველა ძრავასათვის. დაკვირვება გვიჩვენებს, რომ ეს ფორმულები კარგად პასუხობენ გრივალკამერიან დიზელების მუშაობას სასიმალო პირობებში.

ამ ბოლო ხანებში გამოქვეყნებულია ე. პიადიჩევის ემპირიული ფორმულა

$$N_e = N_{\text{ემ}} K \left[1,9 - 0,9 \frac{G_{\text{სა}}}{G_0} (1,36 K - 0,36 K^2) \right] \times \\ \times (0,73 + 0,67 K - 0,41 K^2), \quad (272)$$

სადაც $N_{\text{ემ}}$ და $G_{\text{სა}}$ არის ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში სიმძლავრისა და საწვავის ხარჯის ეკონომიური მნიშვნელობები;

$$K = \frac{\gamma'}{\gamma_0} - \text{კუმშვის დასაწყისში პაერის სიმკვრივის ფარდობითი ცვალებადობა.}$$

ზემოგანხილული ფორმულები განკუთვნილია ოთხტაქტიანი ძრავებისათვის, რომლებსაც ჩაბერვა არ აქვთ.

რაც შეეხება ჩაბერვის მქონე ძრავებს, მათთვის ძნელია ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებზე დაყვანის საერთო მეთოდის გამოყენება.

ოთხტაქტიანი ტურბოჩაბერვის მქონე დიზელებისათვის ამ ბოლო ხანებში უცხოეთში გავრცელდა შმიდტის ფორმულა:

$$\frac{N_{\text{ემ}}}{N_{\text{ე0}}} = \left(\frac{p_{\text{H}}}{p_0} \right)^{0,78} \left(\frac{T_{\text{H}}}{T_0} \right)^{0,328} \left[1,036 - 0,036 \left(\frac{p_0}{p_{\text{H}}} \right) \right] \times \\ \times \left(\frac{0,55 \frac{T_{\text{T}}}{T_{\text{H}}} - 1}{0,55 \frac{T_{\text{T}}}{T_0} - 1} \right) \left[0,3 + \frac{0,7}{\eta_{\text{მო}}} \right] - 0,7 \left(\frac{1}{\eta_{\text{მო}}} - 1 \right), \quad (273)$$

სადაც, გარდა ადრე ცნობილი სიდიდეებისა, T_{T} წარმოადგენს აირის ტემპერატურას ტურბინაში შესვლის დროს.

ავტორი აღნიშნავს, რომ ეს ფორმულა იძლევა ექსპერიმენტულ მონაცემებთან კარგ თანხვედრას გაუყოფელი წვის კამერის მქონე დიზელებისათვის, წინაკამერიანი დიზელებისათვის შედეგი ნაკლებად ზუსტია, მაგრამ გამოსადეგია პრაქტიკული მიზნებისათვის.

§ 4. შიგავერის ძრავას სიმძლავრის შენარჩუნების ან ნაწილობრივი
კომპენსაციის საშუალებანი

მაღალმთიან პირობებში მომუშავე მობილური მანქანების დინამიკური და ეკონომიური მაჩვენებლების გასაუმჯობესებლად საჭიროა განხორციელდეს ღონისძიებანი, რომლებიც უზრუნველყოფენ ძრავას სიმძლავრის მუდმივობას ყველა ატმოსფერულ პირობებში, რომლებიც შეიძლება შეგვხვდეს მათი ექსპლოატაციის დროს.

ამასთანავე, მიზანშეწონილია განხორციელდეს ღონისძიებანი, რომლებიც უზრუნველყოფენ ზღვის დონიდან სიმაღლის გამო დაკარგული სიმძლავრის ნაწილობრივ კომპენსაციას.

საჭიროა აღინიშნოს, რომ სიმძლავრის ნაწილობრივი კომპენსაციის საშუალებანი ჭერჭერობით ფართოდ არაა გამოყენებული პრაქტიკაში.

ცილინდრების იძულებითი შევსება, ე. ი. ჩაბერვა, წარმოადგენს სიმძლავრის შენარჩუნების რადიკალურ საშუალებას, ის ფართოდ გამოიყენება სტაციონარული, საზღვაო, სატექნიკო, შაბიაციო და იშვიათად საავტოტრაქტორო ძრავების ფორსირებისათვის.

ამ ღონისძიების დანერგვა საავტოტრაქტორო ძრავებზე გაძნელებულია იმიტომ, რომ მათი მცირე სიმძლავრის გამო დიდი გამოდის დაჭირების სისტემის ღირებულება, მოსული სიმძლავრის ერთეულზე.

ძრავას ჩაბერვის სისტემა, განკუთვნილი არაა ფორსირებისათვის, არამედ სასიმაღლო პირობებში ძრავას სიმძლავრის შესანარჩუნებლად, უნდა უზრუნველყოფდეს ცილინდრების ერთნაირ შევსებას ყველა სიმაღლეზე. ამით გამოირიცხება წვის დროს აირის წნევის ზრდა და ძრავას ნაწილების გადატვირთვა, რასაც ადგილი აქვს მისი ფორსირების დროს.

მეტად ხელსაყრელია აირტურბინული ჩაბერვის გამოყენება, რადგანაც ამ დროს სიმძლავრის შენარჩუნებასთან ერთად უმჯობესდება ძრავას ეკონომიურობაც.

ქვემოთ მოკლელაა განხილული სასიმაღლო პირობებში შეივსვის ძრავას სიმძლავრის შენარჩუნებისა და ნაწილობრივი კომპენსაციის ზოგიერთი საშუალება.

რაც შეეხება ჩაბერვას, ის განხილული იქნება ცალკე თავში.

გადიდებული ზომის ძრავა, თუ ძრავას ლიტრაჟს გავზრდით იმ ანგარიშით, რომ მოკუმულ სიმაღლეზე უზრუნველყოფილ იქნეს საჭირო სიმძლავრე, მაშინ დადროსელებით (კარბურატორიან ძრავებში) ან საწვავის მიწოდების შემცირებით (დიზელებში) ზღვის დონეზე და აგრეთვე საშუალებდო სიმაღლეებზე შეიძლება უზრუნველყოფილ იქნეს ერთნაირი სიმძლავრის მიღება.

მაგალითად, ზღვის დონიდან 2000 მ სიმაღლეზე D—54 ღიზელის ნომინალური სიმძლავრის შესანარჩუნებლად საჭიროა მისი ლიტრაჟის გადიდება 24 %-ით, რაც დღეშის უცვლელი სვლის დროს მოითხოვს ცილინდრის დიამეტრის გადიდებას 14 მმ-ით.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ ცილინდრის დიამეტრის ასეთი გადიდება შეუძლებელია ძრავას საფუძვლიანი გადაკეთების გარეშე.

გარდა ამისა, მხედველობაში უნდა ვიქონიოთ, რომ სარქველების გასავალი კვეთის შეცვლის გარეშე ცილინდრების მოცულობის გადიდება არ იძლევა საჭირო ეფექტს.

თუ მივიღებთ პირობას, რომ ცილინდრების მოცულობის გადიდების შემთხვევაში შენარჩუნებული იქნება მუდმივი ფარდობა დღეშის სვლასა და დიამეტრს შორის, შევხვდებით კიდევ უფრო დიდ სიძნელეებს.

დაბოლოს უნდა გავითვალისწინოთ ისიც, რომ გადიდებული ზომის ძრავას ეკონომიური მაჩვენებლები ზღვის დონეზე და საშუალოდ სიმაღლეებზე გაუარესდება სტანდარტულ ძრავასთან შედარებით.

ამ მიზეზების გამო შეიძლება ვივარაუდოთ, რომ სიმძლავრის შენარჩუნების დასახელებული მეთოდი ფართოდ ვერ გავრცელდება.

გ ა დ ი დ ე ბ უ ლ ი კ უ მ შ ვ ი ს ხ ა რ ი ს ხ ი ს მ ქ ო ნ ე ძ რ ა ვ ა . ზღვის დონიდან სიმაღლის გადიდების დროს ატმოსფერული ჰაერის წნევისა და ტემპერატურის შემცირების გამო იქმნება ძრავას კუმშვის ხარისხის გადიდების შესაძლებლობა.

ეს გარემოება შეიძლება კარგად გამოვიყენოთ ისეთ ძრავებში, რომლებიც მუდმივად მუშაობენ ერთ რომელიმე რაიონში და, მაშასადამე, არ განიცდიან ზღვის დონიდან სიმაღლის შესამჩნევ ცვალებადობას. ასეთ ძრავებს შეიძლება მივაკუთვნოთ სატრაქტორო და სტაციონარული ძრავები და აგრეთვე ზოგ შემთხვევაში ძრავები, რომლებიც გამოყენებულია სამშენებლო და სამედიკალინო მანქანებზე.

ასეთი ღონისძიება განხორციელებული იყო სატრაქტორო კარბურატორიან ძრავებზე და მიღებულ იქნა დადებითი შედეგი. დასახელებული ძრავებისათვის მზადდებოდა ბლოკის სახურავები კუმშვის კამერის შემცირებული მოცულობით, რაც უზრუნველყოფდა სასიმალო პირობებში ძრავას კუმშვის ხარისხის გადიდებას.

არსებულ სატრაქტორო ღიზელებში კუმშვის ხარისხის გადიდება ქარხნისაგან დაწესებულ სიდიდეზე მეტად ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში იწვევს მისი მაჩვენებლების გაუარესებას. ეს იმით აიხსნება, რომ ამ დროს კუმშვის მუშაობის მატება გადააჭარბებს კუმშვის ხარისხის გადიდების გამო სასარგებლო მუშაობის ნამატს. ამას

ისიც დაემატება, რომ ცილინდრში წნევის გადიდების გამო რამდენიმე დროში მოიმატებს მოძრავი ნაწილების ხახუნის მუშაობა.

თუ სასიმალო პირობებში დიზელის კუმშვის ხარისხს ისე გავზრდით, რომ კუმშვის დასასრულს წნევა ყველა სიმაღლეზე ერთნაირი დარჩება, მაშინ აღნიშნული ნაკლოვანებანი აღარ წარმოიქმნება და ძრავას მაჩვენებლები გაუმჯობესდება.

გარდა ამისა, კუმშვის ხარისხის გადიდება კანონით, რომლის დროსაც უზრუნველყოფილია კუმშვის წნევის მუდმივობა, გამოიწვევს კუმშვის ტემპერატურის გადიდებას, რაც გაუმჯობესებს წვის პროცესის მიმდინარეობას და შეამცირებს თვითაალების შეფერხების პერიოდს.

მაგალითისათვის შეიძლება დავასახელოთ, რომ $\mu = 54$ დიზელისათვის კუმშვის წნევის მუდმივობის დასაცავად საჭიროა გვექონდეს:

ზღვის დონიდან 2000 მ სიმაღლეზე — $\varepsilon = 19$;

ზღვის დონიდან 4000 მ სიმაღლეზე — $\varepsilon = 23$.

ეს იმ დროს, როდესაც ამ დიზელის კუმშვის ხარისხის საწყისი სიდიდეა $\varepsilon = 16$.

გრიგალური კამერის მქონე დიზელებში კუმშვის ხარისხის გადიდების დროს საჭიროა კუმშვის კამერის მოცულობა ისე შემცირდეს, რომ არ დაირღვეს ფარდობა გრიგალური და ძირითადი კამერების მოცულობებს შორის. ამ პირობების დარღვევის შემთხვევაში დადებითი შედეგი არ მიიღება. ეს დადასტურდა $\mu = 54$ დიზელის გამოცდის დროს, როდესაც კუმშვის ხარისხი გაზრდილ იქნა მხოლოდ გრიგალური კამერის მოცულობის შემცირებით.

ძრავა ცვლადი კუმშვის ხარისხით. ამ შემთხვევაში იგულისხმება ძრავები, სადაც მუშაობის რეჟიმისა და ატმოსფერული პირობების შესაბამისად ავტომატურად იცვლება კუმშვის ხარისხი.

კუმშვის ხარისხის ავტომატური ცვლადობის გამოყენება მიზანშეწონილია საავტომობილო და სატანკო ძრავებისათვის, რომლებსაც უხდებიათ მუშაობა მუდმივად ცვლადობაში მყოფი რეჟიმით.

თუ ძრავა კარბურატორია, მაშინ მისი კუმშვის ხარისხის ცვლადობა უნდა ხდებოდეს როგორც დადროსელების, ისე ატმოსფერული პირობების ცვლადობის დროს.

დიზელებში კუმშვის ხარისხის გადიდება მიზანშეწონილია მისი ამუშავების დროს. გარდა ამისა, დიზელებში ცვლადი კუმშვის ხარისხის გამოყენება საშუალებას იძლევა განხორციელდეს მისი მუშაობა სხვადასხვა საწვავით (ბენზინი, ნავთი, სოლარის ზეთი).

დაბოლოვდა უნდა აღინიშნოს, რომ განსაზღვრულ პირობებში კუმ-
შვის ხარისხის შემცირება შესაძლებელსა ხდის ძლიერი ჩაბერვის გა-
მოყენებას, რაც შეიძლება გამოვიყენოთ ძრავას სიმძლავრის გასაღი-
დებლად დიდ ფარგლებში.

ძრავას სისტემების ოპტიმალური რეგული-
რება. ძრავას სხვადასხვა სისტემების ოპტიმალური რეგულირება
ზღვის დონიდან სიმაღლის შესაბამისად მნიშვნელოვნად აუმჯობესებს
ძრავას მაჩვენებლებს. მაგალითად, ბენზინით მომუშავე კარბურატო-
რიანი ძრავას სასიმაღლო პირობებში მუშაობისას შესაძლებელი ხდე-
ბა სიმაღლის ზრდის შესაბამისად ანთების წინსწრების კუთხის გადი-
დება, რაც შესამჩნევად აუმჯობესებს ძრავას მაჩვენებლებს. ასევე მნი-
შვნელოვანია კარბურატორის რეგულირების შეცვლა, რაც ავტომა-
ტური კორექტორების შემწეობით უნდა ხდებოდეს.

დიზელებში ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად სასურ-
ველია საწვავის შეფრქვევის წნევის შემცირება, ხოლო შეფრქვევის
წინსწრების გადიდება.

ძრავას მუშაობა იძულებითი უჭვი სვლის რეჟიმზე

1. ზოგადი განმარტება

შიგაწვის ძრავას იძულებითი უჭვი სვლა შეიქმნება მაშინ, როცა მუხლა ლილვს ვაბრუნებთ გარეშე წყაროდან მიღებული ენერჯის (მაგალითად, საგამოცდო სტენდზე) ან მოძრავი მანქანის კინეტიკური ენერჯის ხარჯზე (მაგალითად, ავტომობილის მოძრაობისას დაღმართზე). ცხადია, ძრავას იძულებითი უჭვი სვლის დროს წარმოიქმნება სა-მუხრუქე მომენტი.

მაგალითად, თუ ავტომობილი მოძრაობს დაღმართზე და გადაცე-მები შერჩეულია ისე, რომ მუხლა ლილვი აჩქარებს თავის ბრუნვას, მაშინ იძულებითი უჭვი სვლა დაიწყება ბრუნთა რიცხვიდან, რომლის დროსაც ძრავას ინდიკატორული მუშაობა გაუტოლდება ძრავასა და გადაცემების მექანიკური დანაკარგების ეკვივალენტურ მუშაობას.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ, რაც უფრო დაბალი იქნება გადა-ცემა და რაც ნაკლები იქნება ცილინდრში საწვავის (ან საწვავი ნა-რევის) მიწოდება, მით უფრო დიდი იქნება სამუხრუქე მომენტი.

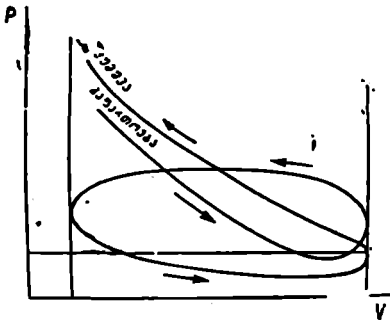
მუხრუქად ძრავას გამოყენების საკითხი 1956 წელს შეისწავლა ტექნიკის მეცნ. კანდ. დ. პეტრიაშვილმა.

ძრავას სამუხრუქე მომენტის გასაზრდელად, რაც საჭიროა ავტო-მობილის მოძრაობისას დიდი დაქანების მქონე დაღმართზე, მძლოლი იძულებულია ჩართოს დაბალი გადაცემა; ეს იწვევს მუხლა ლილვის ბრუნვას არანორმალურად გადიდებული ბრუნთა რიცხვით და ზრდის ძრავას ნაწილების ცვეთას.

ძრავას მუშაობა იძულებითი უჭვი სვლით ხშირად გამოიყენება ავტომობილებში. განსაკუთრებით ის მნიშვნელოვანია ავტომობილის ექსპლუატაციის დროს მთიან რაიონებში. გამოკვლევებმა აჩვენა, რომ ავტომობილის მუშაობა იძულებითი უჭვი სვლის რეჟიმზე, ჩვეულებ-რივ, საქალაქო პირობებში შეადგენს ავტომობილის მუშაობის საერთო დროიდან საშუალოდ 18%-ს, მთიან პირობებში კი — 30 პროცენტს.

ღონისძიებებიდან, რომლებიც იძულებითი უჭვი სვლის დროს აუმჯობესებენ ძრავას მუშაობის პირობებს, პირველ რიგში უნდა და-ვასახელოთ საწვავის მიწოდების სრული შეწყვეტა და გამობოლქვის გადაკეტვა.

134-ე ნახ-ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია ძრავას ინდიკატორული დიაგრამა, აღებული მისი იძულებითი ბრუნვის დროს. დიაგრამა გვიჩვენებს, რომ განსახილავ შემთხვევაში გაფართოების მრუდი გადის კუმშვის მრუდზე დაბლა, რაც აიხსნება მუხტის კუმ-



ნახ. 134. ინდიკატორული დიაგრამა აღებული ძრავას იძულებითი ბრუნვის დროს ($n=2000$ ბრ/წთ).

შვის დროს ცილინდრის კედლებზე სითბოს გადაცემით. მარყუქი კუმშვისა და გაფართოების ხაზებს შორის გამოსახავს კუმშვაზე დახარჯული მუშაობის იმ ნაწილს, რომელიც არ დაბრუნდა გაფართოების პროცესის განმავლობაში.

მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდასთან ერთად სითბოს გადაცემის შემცირების გამო მარყუქის ფართობი კლებულობს. როდესაც ბრუნთა რიცხვი აღემატება $1600 \div 1800$ ბრ/წთ, მარყუქი სრულიად შეუმჩნეველი ხდება.

ძრავას იძულებითი უქმი სვლით მუშაობის დროს წარმოქმნილი სამუხრუჭე მომენტი გამოიყენება ავტომობილის მართვისათვის. მართალია, ეს აჩქარებს ძრავას ცვეთას, მაგრამ დაღმართზე ავტომობილის მოძრაობისას შოფერი იძულებულია ძრავა გამოიყენოს მუხრუჭად.

საქმე ის არის, რომ გრძელ დაღმართებზე, მოსახვევების დიდი რაოდენობით, წარმოუდგენელია მანქანის დაშვება გამორთული გადაცემათა კოლოფით, რადგანაც სამუხრუჭე ხუნდების ფრიქციული ზესადებები ძლიერ ხურდება და იწყებს წვას. გარდა ამისა, ზესადებები გახურების გამო გამოყოფს სხვადასხვა ფისოვან ნივთიერებებს, რაც მკვეთრად ამცირებს ხახუნის კოეფიციენტს და მუხრუჭები კარგავენ დამუხრუჭების უნარს.

ამას ისიც უნდა დავამატოს, რომ, თუ გამოყენებულია მუხრუჭების პნევმატური აძერა, მაშინ ხშირი დამუხრუჭების გამო შესაძინევიად მატულობს ჰაერის ხარჯი; ამის შედეგად სისტემაში სწრაფად ეცემა ჰაერის წნევა და დამუხრუჭება შეიძლება შეწყდეს.

ყოველივე ამის შედეგია ის, რომ სააღდისოდ ძრავათი ავტომობილის დამუხრუჭება წარმოადგენს ავტომობილის უსაფრთხო მართვის აუცილებელ ხერხს.

საჭიროა აღვნიშნოთ, რომ, თუკი შეიქმნება სავესებით სრულყოფილი მუხრუჭები, რომლებიც თავისუფლად აიტანენ ხანგრძლივ დატვირთვის და უზრუნველყოფენ ავტომობილის ნორმალურ ექსპლოა-

ტაციას მთავორიან პირობებში, მაშინ მოიხსნება ძრავას მუხრუქად გამოყენების საჭიროება.

მაგრამ სადღეისოდ ასეთი პერსპექტივები არ ჩანს და ამიტომ ძრავათი ავტომობილის დამუხრუქება რჩება, როგორც ავტომობილის მართვის აუცილებელი საშუალება.

ძრავათი ავტომობილის დამუხრუქება პრაქტიკულად ხორციელდება იმით, რომ მძლოლი გადაცემათა კოლოფში ჩართავს დაბალ გადაცემას და ერთდროულად მიხურავს სადროსელო მისაფარს.

ძრავას იძულებითი ბრუნვის დროს საწვავის მიწოდება არ წყდება, რაც იწვევს მის უმიზნო ხარჯვას. ამასთან ერთად, რადგანაც ცილინდრში შეიწოვება უქმი სვლის მდიდარი ნარევი, ბენზინი მთლიანად არ იწვეება; რეცხავს ცილინდრის კედლებს და ათხელებს ზეთს. ამას ხელს ისიც უწყობს, რომ დაღმართზე მოძრაობისას ძრავა აუცილებლად გადაამეტებულად გრილდება.

თუ ძრავა კარბურატორიანია და კარბურატორს აქვს უქმი სვლის ეკონომიზერი, რომელიც უზრუნველყოფს ძრავას იძულებითი ბრუნვის უქმი სვლის ჟიკლერის ჩართვას, დასახელებული მანენ ფაქტორების გავლენა მცირდება, თუმცა მთლიანად არ ისპობა.

აღნიშნულის საფუძველზე მივიღივართ დასკვნამდე, რომ მეტად მიზანშეწონილია რაიმე დამატებითი მოწყობილობების გამოყენება, რომლებიც გაზრდიან ძრავას სამუხრუქე ეფექტს და შექმნიან პირობებს, რომელშიაც ძრავას შეეძლება მუხრუქად მუშაობა მისი ნაწილების ცვეთის გაძლიერების გარეშე.

ძრავას სამუხრუქე სიმძლავრე შეიძლება გაიზარდოს ორი გზით:

1. კუმშვის დასასრულს ცილინდრიდან ჰაერის გამოშვებით.
2. გამობოლქვის წინაღობის ხელოვნური გაღიღებით (საბოლო

ქვე მუხრუქი).

იგულისხმება, რომ დამუხრუქების დროს ცილინდრში შეიშვება მხოლოდ სუფთა ჰაერი.

პირველ შემთხვევაში კუმშვაზე დახარჯული მუშაობა არ ბრუნდება გაფართოების ტაქტის დროს, ამის გამო იზრდება დამუხრუქების ინტენსივობა. ასეთი ხერხის რეალიზაცია დაკავშირებულია ძრავას კონსტრუქციის მნიშვნელოვან გართულებასთან, რადგანაც საჭირო ხდება კუმშვის კამერაში დამატებითი სარქვლის მოწყობა, რომელიც, რა თქმა უნდა, მოითხოვს თავისი აძვრისათვის სპეციალურ მექანიზმს. დამატებითი სარქვლის მაგიერ შეიძლება აგრეთვე წარმოვიდგინოთ სპეციალური კონსტრუქციის გამანაწილებელი ლილვი, რომელიც საჭირო შემთხვევაში გადაადგილდება და მოგვცემს აირგანაწილების

სქემას, რომლის დროსაც მუხლა ლილვის ორი შემობრუნების დროს გვექნება ორი კუმშვისა და ორი განდევნის სვლები.

მეორე შემთხვევაში დამუხრუქების ეფექტის გადიდება მიიღწევა გამობოლქვის წინალობის გადიდებით, რაც ხორციელდება საჭირო მომენტში აირგამომშვები მილსადენების გადაკეტვით.

დამუხრუქების ასეთმა სისტემამ საბოლქვე მუხრუქის სახელწოდება მიიღო.

კონსტრუქციული სირთულის გამო პირველმა ხერხმა პრაქტიკული გამოყენება ვერ ჰპოვა.

დამუხრუქების საბოლქვე სისტემის არაი ის არის, რომ საჭირო მომენტში წყდება ცილინდრებში საწვავის მიწოდება და ერთდროულად იკეტება ნამუშევარი აირების გამომშვები მილსადენის გასავალი კვეთი. ამ დროს ცილინდრებში შედის მხოლოდ ჰაერი, ძრავა იწყებს მუშაობას როგორც კომპრესორი და შთანთქავს მოძრავი ავტომობილის კინეტიკურ ენერჯიას.

გამომშვებ მილში დაწნეხილი ჰაერის წნევის სიდიდე შეზღუდულია ძრავას გამომშვები სარქველების ზამბარების დრეკადობით და შეადგენს დაახლოებით $2,5 \div 4,0$ კგ/სმ².

გავაკეთოთ კარბურატორიანი ძრავას მუშაობის ანალიზი მისი მუხრუქად გამოყენების დროს. ამ მიზნით განვიხილოთ საბოლქვე მუხრუქის მქონე ძრავას უმარტივესი სქემა (ნახ. 135).

საბოლქვე დამუხრუქების განსახორციელებლად ძრავას სტანდარტულ სქემას დამატებული აქვს საპაერო სარქველი (4) და გამობოლქვის ჩამკეტი მისაფარი (5).

როდესაც საჭირო ხდება ძრავას გამოყენება მუხრუქად, მაგალითად, ავტომობილის მოძრაობის დროს დაღმართზე, შოფრის ზემოქმედებით ან ავტომატურად საპაერო სარქველი (4) დაიწევს ქვემოთ, ხოლო მისაფარი 5 გადაკეტს ნამუშევარი აირების გამომშვები მილის გასავალ კვეთს.

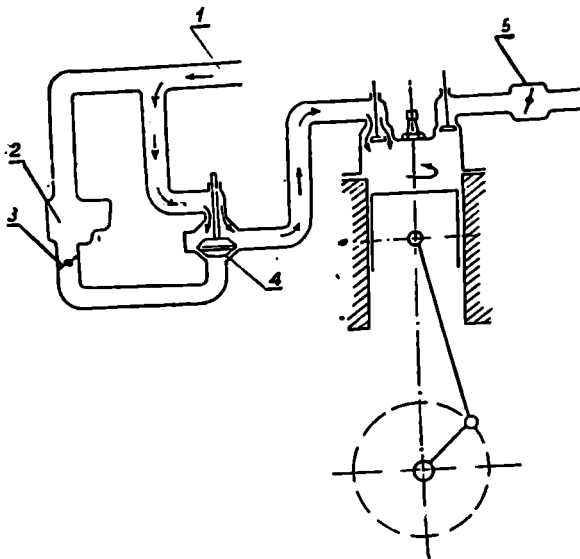
საპაერო სარქველის ქვემოთ დაწევის გამო ცილინდრებში საწვავის ნარევის მავიერ დაიწყებს შესვლას სუფთა ჰაერი (ნახ. 135), ხოლო მიხურული მისაფარი გადაუღობავს გზას ცილინდრებიდან გამომავალ აირს; ყველაფერი ეს გაზრდის დგუშის მოძრაობის წინალობას და ძრავას სამუხრუქე მომენტით გადიდდება.

აღსანიშნავია ისიც, რომ ცილინდრში აღარ მოხვდება საწვავი, რაც, ერთი მხრივ, გაზრდის ძრავას ეკონომიურობას, მეორე მხრივ, კი გამორიცხავს ბენზინით ცილინდრების ჩარეცხვასა და ზეთის გათხლებას.

დამუხრუქებიდან ძრავას სამუშაო რეჟიმზე გადასვლისათვის საკმარისია მისაფარის (5) გაღება და საპაერო სარქველის (4) ზემოთ აწევა.

თუ ავტომობილი მოძრაობს მცირე დაქანების დაღმართზე და არაა საჭირო ძლიერი დამუხრუქება, მაშინ შესაძლებელია საპაერო სარქველის (4) ქვემოთ დაწევით შევწვევით ცილინდრებში საწვავის მიწოდება და ამავე დროს მისაფარი (5) ღია დავტოვოთ.

როგორც აღწერილად ჩანს, საპაერო სარქველის დანიშნულებას ცილინდრებში საწვავის მიწოდების შეწყვეტა შეადგენს; იგივე მიზანს



ნახ. 135. საბოლქვე მუხრუქის მქონე ძრავას უმარტოესი სქემა:

1—ჰაერმწმენდი; 2—კარბურატორი; 3—სადროსელო მისაფარი;

4—საპაერო სარქველი; 5—გამობოლქვის ჩაშვების მისაფარი.

შეიძლება მივადწიოთ, თუ საპაერო სარქველის ნაცვლად განვახორციელებთ საწვავის მიწოდების ჩაქეტვას უშუალოდ კარბურატორში.

პრაქტიკული გამოყენებისათვის მეორე ხერხი უფრო ხელსაყრელად უნდა ჩაითვალოს.

საბოლქვე მილში შეკუმშული ჰაერის წნევის სიდიდე დამოკიდებულია გამომწვები სარქველის ზამბარას დრეკადობაზე. იმ მომენტში, როდესაც წნევა საბოლქვე მილში გადააქარბებს სარქველის ზამბარას დრეკადობას, დაიწყება შეკუმშული ჰაერის გადასვლა საბოლქვე მილიდან შემწვებ მილში. ეს მოხდება იმიტომ, რომ შეშვების პრო-

ეუბნის დასაწყისში, როდესაც ღია შემშვები სარკველი, საბოლქვე მილში მყოფი შეკუმშული ჰაერის ქარბი წნევით გაიღება გამომშვები სარკველი, საიდანაც ჰაერი ჯერ შემოვა ცილინდრში, ხოლო იქიდან, მეორე სარკველის გავლით, გადავა შემშვებ მილში.

განხილული სქემის მიხედვით (ნახ. 135) ადვილად შევამჩნევთ, რომ სრულიად დაუშვებელია საბოლქვე მილის გადაკეტა მანამ, ვიდრე არ შეწყდება ცილინდრში საწვავის მიწოდება (ჩვენი სქემის მიხედვით, ვიდრე ქვემოთ არ ჩამოიწევა საპაერო სარკველი). წინააღმდეგ შემთხვევაში ცილინდრში მოხვედრილი საწვავი დაიწვება, ხოლო წვის ცხელი პროდუქტები შეიძლება მოხვდეს შემშვებ მილში და გამოიწვიოს ფეთქევა.

ნათქვამიდან გამომდინარეობს, რომ საბოლქვე მუხრუქის აძვრის ხისტემა ისე უნდა იყოს განხორციელებული, რომ გამოირიცხოს საბოლქვე მილის გადაკეტვის საშუალება მანამ, ვიდრე არ გადაიკეტება საპაერო სარკველი ან არ ჩაიკეტება კარბურატორის ეიკლერებში საწვავის მიწოდება.

საბოლქვე მუხრუქები საკმაო ფართოდ გავრცელდა დიზელიან ავტომობილებში. ეს იმით აიხსნება, რომ დიზელში მარტივად წყდება ძრავას მუხრუქად მუშაობის დროს საწვავის მიწოდების შეწყვეტის საკითხი; ამისათვის საკმარისია საწვავისაწოდებელი ტუმბოს ლარტის გადაადგილება თავის განაპირა მდგომარეობამდე.

კარბურატორიან ძრავაში ეს საკითხი გართულებულია, რადგანაც იქ საწვავის მიწოდების შეწყვეტა საკმაოდ ძნელი ხდება.

§ 2. გაუხშობა კარბურატორიანი ძრავას უაუხშობ მილში და საუხშოზე მომენტი

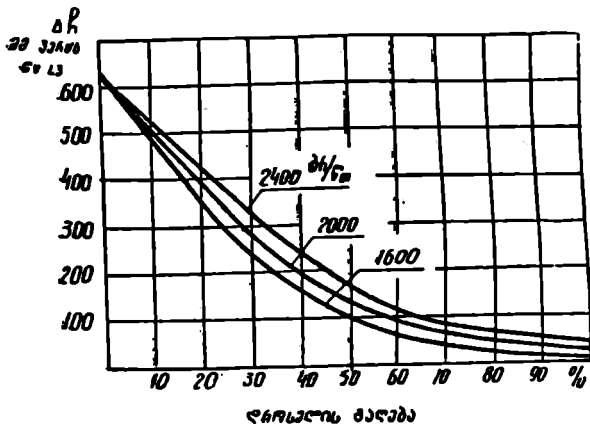
კარბურატორიანი ძრავას მუშაობა იძულებითი უქმი სვლის რეჟიმზე ხასიათდება შემშვებ მილში მაღალი გაუხშობით, რომელიც მატულობს მუხლა ლილვის ბრუნვის სიჩქარის ზრდასთან ერთად და საწვავისა და ჰაერის მუდმივი ხარჯით, რაც დაკავშირებულია სადროსელო მისაფარის ორივე მხარეს წნევათა სხვაობის კრიტიკული მნიშვნელობის არსებობასთან.

136-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია გაუხშობა, რომელიც მყარდება ЗИЛ—120 ძრავას იძულებითი ბრუნვის დროს დროსელსიქითა სიერცეში. როგორც მოსალოდნელი იყო, გაუხშობა მატულობს სადროსელო მისაფარის მიხურვასთან ერთად. ¹

გრაფიკიდან ირკვევა, რომ, რაც უფრო მეტადაა მიხურული სა-

დროსელო მისაფარი, მით ნაკლებია მეხლა ლილვის ბრუნვის სისწრაფის გავლენა

137-ე ნახ-ზე გამოსახულია გაუხშობის დამოკიდებულება მეხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე სადროსელო მისაფარის ორი მდგომარეობისათვის (მთლიანი ვალების 20 და 30%). როგორც გრაფიკიდან ჩანს, მეხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდასთან ერთად გაუხშობა დრო-



ნახ. 136. გაუხშობა დროსელსიქითა სივრცეში ძრავას იძლეებითი ბრუნვის დროს.

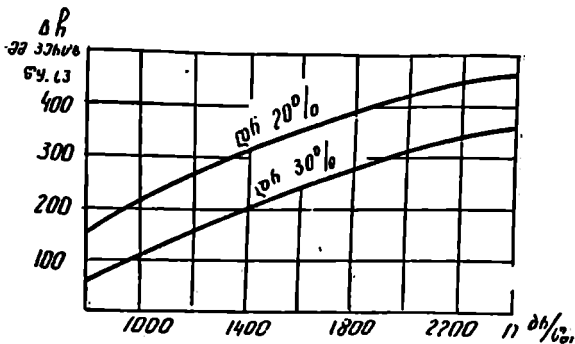
სელსიქითა სივრცეში შესამჩნევად მატულობს. მაგალითად, სადროსელო მისაფარის 20 %-იანი ვალების დროს როცა $n=800$ ბრ/წთ, გაუხშობა დროსელსიქითა სივრცეში შეადგენდა 160 მმ ვერცხ. წყ. სვ., მაშინ კი, როცა ბრუნთა რიცხვი გახდა $n=2400$ ბრ/წთ, გაუხშობა გაიზარდა 460 მმ ვერცხ. წყ. სვ. სიდიდემდე.

იმის გასარკვევად, თუ რა გავლენას ახდენს სადროსელო მისაფარის მდგომარეობა ძრავას სამუხრუტე მომენტის სიდიდეზე, განვიხილოთ 138-ე ნახ-ზე ნაჩვენები გრაფიკი.

ამ გრაფიკზე, რომელიც მიღებულია ЗИЛ — 157 ძრავას გამოცდის დროს, მრუდი 1 წარმოადგენს ძრავას სამუხრუტე სიმძლავრის ცვალებადობას მეხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე დამოკიდებულებით მაშინ, როცა სადროსელო მისაფარი მიხურულია, ხოლო მრუდი 2 — იმავე დამოკიდებულებას სადროსელო მისაფარის სრული ვალების დროს.

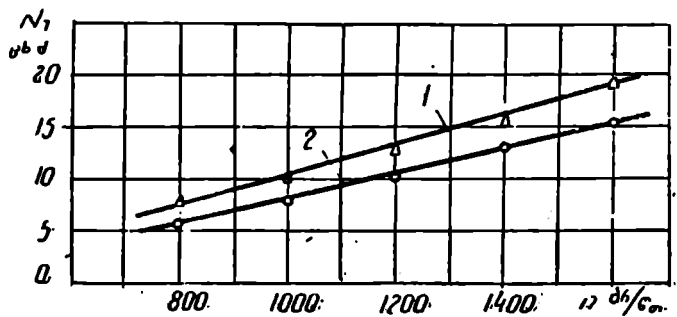
მრუდები გვიჩვენებს, რომ ძრავას სამუხრუტე სიმძლავრე მატულობს მეხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის მატებასთან და სადროსელო

მისაღარის მიხურვასთან ერთად. ეს აიხსნება შემშვები და გამომშვები სისტემების ჰიდრავლიკური წინაღობის გადიდებით და, მასთანავე, ტუმბოსებრი დანაკარგების ზრდით. ამასთანავე, ამ შემთხვევაში მიხურული დროსელით მუშაობა არ შეიძლება ჩაითვალოს რაციონა-



ნახ. 137. დროსელითა სივრცეში გაუხშობის ცვალებადობა მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე დამოკიდებულებით დროსელის ორი მდგომარეობისათვის.

ლურად, რადგანაც ასეთ პირობებში შექმნილი მაღალი გაუხშობა დროსელისივითა სივრცეში, როგორც ამის შესახებ აღრე იყო ნათქვა-



ნახ. 138. სამუხრუქე სიმძლავრის დამოკიდებულება მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე: 1—სადროსელო მისაფარი მიხურულია; 2—სადროსელო მისაფარი ღიაა.

მი, მავნე გავლენას ახდენს ძრავას ცვეთაგამძლეობაზე, ხოლო დროსელის მიხურვით მიღებული ეფექტი უმნიშვნელოა.

მართლაც, როგორც გრაფიკი გვიჩვენებს, ძრავას სამუხრუქე სიმ-

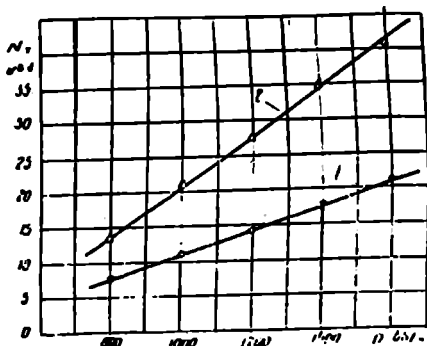
ძლავრის ცვალებადობა მიხურულ და ღია დროსელებზე მერყეობს 1,5 ÷ 4,0 ცხ. d. ზღვრებში.

იმის გამოსარკვევად, თუ რა გავლენას ახდენს სადროსელო მისაფარის მდგომარეობა სამუხრუტე მომენტის სიდიდეზე მაშინ, როცა საბოლქვე მილი გადაკეტულია, — ჩატარებული იყო სპეციალური საატენდო გამოცდები. ამ გამოცდების დროს ძრავას იძულებითი ბრუნვის დროს იზომებოდა სამუხრუტე მომენტის სიდიდე სადროსელო მისაფარის სხვადასხვა მდგომარეობისათვის.

გამოცდის შედეგები ნაჩვენებია 139-ე ნახ-ზე, სადაც მრუდი 1 გამოსახავს სამუხრუტე მომენტის სიდიდის დამოკიდებულებას ბრუნ-

თა რიცხვზე მაშინ, როცა სადროსელო მისაფარი მიხურულია, მრუდი 2 კი იგივეს, როცა სადროსელო მისაფარი მთლიანად ვალდებულია.

მიღებული შედეგების შედარება გვიჩვენებს, რომ მეორე შემთხვევაშიც მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდასთან ერთად მატულობს სამუხრუტე სიმძლავრე. რაც შეეხება სადროსელო მისაფარის მდგომარეობას — ის, მაშინ, როცა საბოლქვე მილი გადაკეტულია, ახდენს ჩვეულებრივად მომუშავე ძრავასთან შედარებით შებრუნებულ გავლენას.



ნახ. 139: სამუხრუტე სიმძლავრის ცვალებადობა მაშინ, როცა საბოლქვე მილი გადაკეტულია: 1—როცა დროსელი მიხურულია; 2—როცა დროსელი მთლიანად ვალდებულია.

მართლაც, ირკვევა, რომ გამობოლქვის გადაკეტვის დროს სადროსელო მისაფარის ვალდება ზრდის სამუხრუტე სიმძლავრეს (ნახ. 139), იმ დროს, როდესაც ჩვეულებრივ ძრავაში, სადაც არაა გადაკეტილი გამობოლქვა, დროსელის ვალდებას თან სდევს ამ სიმძლავრის შემცირება.

ასეთი მოვლენა აიხსნება იმით, რომ ჩვეულებრივ ძრავაში, რაც უფრო მეტადაა მიხურული დროსელი, მით უფრო დიდია ტუმბოსებრი დანაჯარგები და ამიტომ სამუხრუტე სიმძლავრეც. მაშინ კი, როცა გამობოლქვა გადაკეტულია, სადროსელო მისაფარის მიხურვა იწვევს ცილინდრების შევსების შემცირებას და ამიტომ სამუხრუტე სიმძლავრეც კლებულობს.

138-ე და 139-ე ნახაზებზე ნაჩვენებია მრუდების 1 შედარება გვიჩვენებს, რომ პრაქტიკულად ისინი იდენტურია.

ამრიგად, ძრავას იძულებითი ბრუნვის დროს, თუ სადროსელო მისაფარი მიხურულია, გამობოლქვის გადაკეტვით არ შეიძლება სამუხრუჭო სიმძლავრის გადიდება.

ზემონათქვამის გათვალისწინებით შეიძლება დაეასკვნათ, რომ ძრავას მუშაობა იძულებითი უქმი სვლის რეჟიმზე მიზანშეწონილია განხორციელდეს მხოლოდ ღია დროსელის დროს დამოუკიდებლად იმისა, გადაკეტილია თუ არა გამობოლქვის სისტემა.

განხილული მასალები ეკუთვნის ტექნიკის მეცნიერებათა კანდიდატს ი. ქოჩიაშვილს და აღებულია მისი დისერტაციიდან.

§ 1. ზოგადი ცნობები ჩაბერვის შესახებ

ძრავას ჩაბერვა წარმოადგენს მის ცილინდრებში სუფთა ჰაერის ან საწვავი ნარევის იძულებით მიწოდებას.

ჩვეულებრივ, ძრავაში, რომელიც ჩაბერვის გარეშე მუშაობს, წარმოებს ახალი მუხტის შეწოვა, რაც ხორციელდება დგუშის გადაადგილების გამო გაუხშობის შექმნით. აქ მუხტის საწყისი მდგომარეობა განისაზღვრება ატმოსფერული ჰაერის წნევითა და ტემპერატურით.

აღვილი წარმოსადგენია, რომ ჩაბერვის გარეშე მომუშავე ძრავაში შეზღუდული იქნება მუხტის ის მასა, რომელიც შეიძლება მოხვდეს ცილინდრში; ეს იმითაა გამოწვეული, რომ შეწოვის დასასრულს აირის წნევა არ შეიძლება აღემატებოდეს განსაზღვრულ სიდიდეს, რომელიც, ყოველ შემთხვევაში, ატმოსფერული ჰაერის წნევაზე ნაკლები იქნება.

ჩაბერვის გამოყენების შემთხვევაში ეს წნევა და, მათთანადავს, ცილინდრში მოხვედრილი მუხტის მასა შეზღუდული არაა და იქმნება მისი მნიშვნელოვანი გადიდების შესაძლებლობა.

აქედან ცხადია, რომ ძრავას ლიტრული სიმძლავრის გასადიდებლად ძალიან ხელსაყრელია ჩაბერვა.

ჩაბერვის ინტენსივობის მაჩვენებელია ჩაბერვის წნევა, რომლის სიდიდე განსაზღვრავს ცილინდრების შევსებას.

ჩაბერვის შესაქმნელად ძრავას უყენებენ სპეციალურ კომპრესორს (დამპირხნს), რომელიც წინასწარ კუმშავს მუხტს და გადიდებული წნევით გზავნის მას ძრავას ცილინდრებში.

შეიძლება აგრეთვე განხორციელდეს ეგრეთწოდებული ინერციული ჩაბერვა, სადაც არაა გამოყენებული სპეციალური დამპირხნი და ჩაბერვა წარმოებს ჰაერის მოძრავი მასის ინერციის გამოყენებით.

ყურადღება უნდა მივაქციოთ იმ გარემოებას, რომ თუ ოთხტაქტიან ძრავებში ჩაბერვა შეიძლება სურვილისამებრ გამოვიყენოთ სიმძლავრის გასადიდებლად, ორტაქტიან ძრავებში ის აუცილებელი საშუალებაა ცილინდრების გამოჭრევისა და შევსებისათვის.

ცხადია, ჩაბერვა შეიძლება განხორციელდეს როგორც დიზელე-
ში, ისე კარბურატორიან ძრავებში. პირველ შემთხვევაში წარმოებს
ცილინდრებში სუფთა ჰაერის, მეორე შემთხვევაში კი საწვავი ნარე-
ვის დაქირხნვა.

ჩაბერვა თავის დროზე დიდად გავრცელდა ბენზინით მომუშავე
ჰაავიაციო ძრავებში. ის მნიშვნელოვნად გავრცელდა აგრეთვე დიზე-
ლებშიც. სადღეისოდ თითქმის აღარ გვხვდება სტაციონარული დიზე-
ლი, სადაც არ იყოს გამოყენებული ჩაბერვა. თანდათან ურცელდება
ჩაბერვა სატრაქტორო დიზელეებშიც. ამ მიმართულებით დიდი სამუ-
შაოები ტარდება საბჭოთა კავშირში.

რაც შეეხება საავტომობილო კარბურატორიან ძრავებს, მათში
ჩაბერვა ჯერჯერობით ფართოდ არაა გამოყენებული. თუმცა აღიარე-
ბულია, რომ ამ ძრავების შემდგომი განვითარების რეალურ გზა —
ჩაბერვის გამოყენებაა.

საკვირაა შევეხოთ ჩაბერვის გამოყენების ერთ თავიანთებურებას.
საქმე ის არის, რომ ჩაბერვის განხორციელება დაკავშირებულია ძრავ-
ასათვის დამატებითი აგრეგატის მოწყობასთან (დამჭირხნი, ამჭრავი,
მილსადენები და სხვ.) და; მაშასადამე, მისი კონსტრუქციის გართუ-
ლებასა და გაძვირებასთან.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ ჩაბერვის განხორციელების გამო
შექმნილი დამატებითი ხარჯები, მოსული ძრავას სიმძლავრის ერთე-
ულზე, მით ნაკლები იქნება, რაც უფრო მძლავრია. ძრავა.

ამის შესაბამისად დიდი სიმძლავრის სტაციონარული ძრავას აგე-
ბის დროს მის საერთო ღირებულებასთან შედარებით დამჭირხნის მო-
წყობის ხარჯები მცირეა, პატარა სიმძლავრის ძრავას აგების შემთხ-
ვევაში კი ეს ხარჯები შეიძლება შეადგენდეს ძრავას საერთო ღირე-
ბულების შესამჩნევ ნაწილს.

ამით აიხსნება ის, რომ დიდი სიმძლავრის ძრავებში ჩაბერვა ად-
ვილად ინერგება, მცირე სიმძლავრის ძრავებში კი აწყდება მნიშვნე-
ლოვან დაბრკოლებებს.

ჩაბერვა შეიძლება გამოყენებულ იქნეს ორი მიზნით:

1. ძრავას ფორსირებისათვის ანუ, სხვაანაირად რომ ვთქვათ, მისი
ლიტრული სიმძლავრის გადიდებისათვის;

2. სქამალლო პირობებში ძრავას სიმძლავრის დანაკარგის კომ-
პენსაციისათვის.

ჩაბერვა პირველად გამოყენებული იყო სწორედ მეორე მიზნის
შისაღწევად, რაც დაკავშირებულია საავიაციო დგუშიანი შიგაწვის
ძრავას მუშაობასთან ზღვის დონიდან დიდ სიმაღლეებზე.

ცხადია, არ შეიძლება საავიაციო დღეშინი ძრავას მუშაობა ჩაბერვის გარეშე, რადგანაც სიმძლავრის დიდი კარგვა შეუძლებელს გახდიდა ასეთი ძრავას მქონე თვითმფრინავის ფრენას დიდ სიმაღლეებზე.

ფორსირების მიზნით ჩაბერვა ამჟამად ძირითადად დიზელურში და სპორტული დანიშნულების ავტომობილების კარბურატორიან ძრავებში გამოიყენება.

სასიმალო პირობებში საავტოტრაქტორო ძრავების სიმძლავრის შესანარჩუნებლად ჩაბერვის გამოყენება მეტად აქტუალურია, რადგანაც, როგორც ეს ზემოთ იყო ნაჩვენები, სიმძლავრისა და ეკონომიურობის ვარდნა ზღვის დონიდან სიმალოს ზრდასთან ერთად მნიშვნელოვანია, ხოლო მაღალმთიან რაიონებში მომუშავე მანქანების რაოდენობა დიდია.

ჩაბერვის აისტიმას უნდა ახასიათებდეს ჩაბერვის წნევის რეგულირების უნარი. გარდა ამისა, დამკვირხნი სწრაფად უნდა რეაგირებდეს ძრავას რეჟიმის შეცვლაზე და გამორიცხავდეს მისი დინამიური თვისებების გაუარესებას.

თუ ჩაბერვა გამოყენებულია ძრავას ფორსირებისათვის, მაშინ, აირის წნევისა და ტემპერატურის ზრდის გამო. გაიზრდება ძრავას ნაწილებზე მოსული დატვირთვა.

იმ შემთხვევაში კი, როდესაც ჩაბერვა დანიშნულია სასიმალო პირობებში ძრავას სიმძლავრის ვარდნის საკომპენსაციოდ, ნაწილების გადატვირთვას არ უნდა მოველოდეთ, რადგანაც ყველა პირობაში შენარჩუნებული იქნება ცილინდრში მყოფი აირის წნევისა და ტემპერატურის მუდმივი სიდიდე.

ამრიგად, სასიმალო პირობებში მომუშავე ჩვეულებრივი ძრავას ჩაბერვის მქონე ძრავად გადაკეთების დროს არ იმის საკითხი მისი ნაწილების სიმტკიცის გადიდების შესახებ, რაც შესამჩნევად ამარტივებს ამ ღონისძიებების გამოყენების შესაძლებლობას.

თუ ანალიზს გავუკეთებთ ტრაქტორისა და ავტომობილების მუშაობას, დავრწმუნდებით, რომ მათი ძრავებისათვის განკუთვნილი ჩაბერვის სისტემები არ შეიძლება იყოს იდენტური. მართლაც, საავტომობილო ძრავას უხდება მუშაობა დატვირთვის მკვეთრი ცვალებადობით იმ დროს, როდესაც სატრაქტორო ძრავა შედარებით მუდმივი დატვირთვის პირობებში იმყოფება.

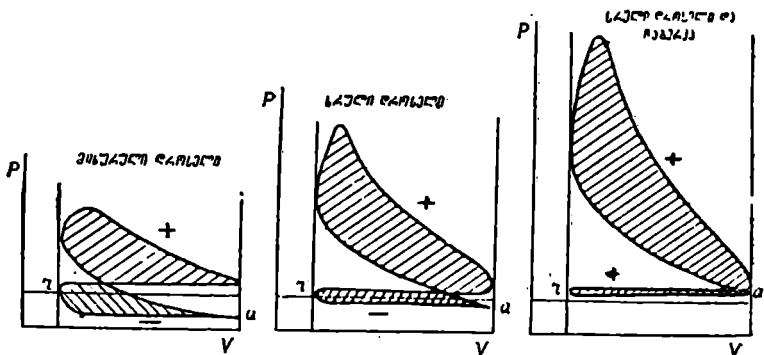
გარდა ამისა, ტრაქტორი მუდმივად იმყოფება ამა თუ იმ რაიონში და, მაშასადამე, არ განიცდის ატმოსფერული პირობების დიდ ცვალებადობას; საავტომობილო ძრავა კი, პირიქით, — მოძრაობს დიდ მანძილებზე და, მაშასადამე, შეიძლება მოხვდეს ერთიმეორისაგან

მკვეთრად განსხვავებულ პირობებში (სხვადასხვა სიმაღლეზე ზღვის დონიდან).

აქედან ცხადი ხდება, რომ სატრაქტორო ძრავას ჩაბერვა შეიძლება გაანგარიშებულ იქნეს ჩაბერვის მუდმივ წნევაზე, ხოლო სავტომობილო ძრავასათვის საჭირო იქნება ჩაბერვის წნევის დიდ ზღვრებში ცვალებადობის შესაძლებლობა.

140-ე ნახ-ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია სამი ინდიკატორული დიაგრამა: პირველი შეესაბამება ჩვეულებრივი კარბურატორიანი ძრავას მუშაობას უქმი სვლით, მეორე — მუშაობას სრული დროს სვლით, ხოლო მესამე კი მუშაობას ჩაბერვით.

დიაგრამები გვიჩვენებს, რომ ჩაბერვის გამოყენებით მკვეთრად იზრდება ძრავას ინდიკატორული მუშაობა. იქვე ჩანს, რომ ჩაბერვის დროს ცილინდრების შევსების ხაზი იმყოფება ატმოსფერული წნევის ხაზის ზემოთ, რის გამოც აღარ არსებობს ტუმბოსებრი დანაკარგები



ნახ. 140. ინდიკატორული დიაგრამები ძრავასათვის, რომელიც მუშაობს ჩაბერვით და მის გარეშე.

და შევსების უარყოფითი მუშაობის მაგივრად გვაქვს დადებითი მუშაობა. ცხადია, ამ დროს შევსების უარყოფითი მუშაობა გადატანულია დამპირხნში.

თუ 140-ე ნახ-ზე ნაჩვენებ სამ დიაგრამას დავაკვირდებით, დავარწმუნდებით, რომ ჩაბერვა შეიძლება წარმოვიდგინოთ როგორც დადროს სვლების საწინააღმდეგო მოვლენა.

უფრო ხშირად ჩაბერვის სისტემა ისეა მოწყობილი, რომ ძრავას მუშაობის დროს დამპირხნი მუდმივ მოქმედებაში იმყოფება. ამას ის დიდი ნაკლი აქვს, რომ მიხურულ დროს სვლაზე, როცა ძრავასაგან არ მოითხოვება დიდი სიმძლავრე და, რა თქმა უნდა, არაა საჭირო

საწვავი ნარევის იძულებითი ჩაბერვა, დამკირხნი მანც პრუნაჲს და იწვევს მუშაობის ტყუილბრალს ხარჯს.

ამ ნაკლის თავიდან ასაცილებლად ზოგჯერ ჩაბერვის სისტემას ისე აწყობენ, რომ დამკირხნი ძრავას მუშაობისას ნაწილობრივი დატვირთვით არ ბრუნავს და ირთება მხოლოდ მას შემდეგ, როდჲაჲც დროსელი მთლიანად გაიღება და ძრავასაგან მაქსიმალური სიმძლავრე მოითხოვება.

ჩაბერვის ასეთი სისტემა ხელსაყრელია როგორც მუშაობის ხარჯის შემცირების, ისე ამ სისტემაში შექავალი ნაწილების ცვეთის შემცირების თვალსაზრისით.

ჩაბერვის წნევის გადიდება იწვევს ციკლის წნევებისა და სასარგებლო მუშაობის მომატებას.

ჩაბერვის წნევებისათვის 1,6 კგ/სმ²-მდე დაახლოებით გამოდის, რომ ამ წნევის ყოველ 0,1 კგ/სმ²-ით გაზრდა იწვევს ძრავას სიმძლავრის გადიდებას 10 %-ით.

ქვემოთ განხილულია ზოგიერთი საკითხი, დაკავშირებული ჩაბერვის სისტემის გამოყენებასთან ძრავას სიმძლავრის დანაკარგის საკომპენსაციოდ მისი მუშაობისას სასიმალო პირობებში.

ასეთი სისტემის დაპროექტებისათვის პირველ რიგში უნდა დაეწესოს ის საანგარიშო სიმძლავრე ზღვის დონიდან, საანამდეც იწარმოებს ძრავას სიმძლავრის სრული კომპენსაცია.

საკითხის საუკეთესო გადაწყვეტა იქნებოდა ჩაბერვის ისეთი სისტემის შექმნა, რომელიც უზრუნველყოფს ძრავას სიმძლავრის შენარჩუნებას ყველა სიმაღლეებზე, რომლებიც პრაქტიკულად გვხვდება ავტომობილის ექსპლოატაციის დროს.

მაგრამ საკითხის ასეთი გადაწყვეტა ეკონომიურად არ იქნებოდა მიზანშეწონილი, რადგანაც დიდ სიმაღლეებზე გვხვდება შედარებით იშვიათად და ავტომობილი ძირითადად მუშაობს რაღაც საშუალო დამცირე სიმაღლეებზე.

ამრიგად, მიზანშეწონილია ავტომობილის გამოყენების რაიონისათვის ყოველ კონკრეტულ შემთხვევაში დაწესდეს საანგარიშო სიმაღლე.

მაგალითად, ამიერკავკასიისათვის ასეთი საანგარიშო სიმაღლე შეიძლება შეადგენდეს 2000 მ-ს, პამირისათვის 3000 მ და ა. შ.

ამ სიმაღლეების შემდეგ, რა თქმა უნდა, დაიწყება ძრავას სიმძლავრის ვარდნა და გაუარესდება ავტომობილის დინამიკა, მაგრამ ამას უნდა შეეუბრისდეთ, რადგანაც ასეთი შემთხვევები არ იქნება ხშირი.

საანგარიშო სიმაღლემდე ძრავას მუდმივი ეფექტური სიმძლავრის შესანარჩუნებლად საჭიროა ჩაბერვის სისტემებში გათვალისწინებულ იქნეს სიმაღლის შესაბამისად დაკირხნის წნევის რეგულირება. ასეთ შემთხვევაში, ზღვის დონეზე საჭირო ჩაბერვა უნდა განხორციელდეს დამკირხნის დაწნევისუნარიანობის არასრული გამოყენებით. სიმაღლის ზრდასთან ერთად დაკირხნის დაწნევა უნდა გადიდდეს, რაც შესაძლებელს გახდის შევინარჩუნოთ ზღვის დონიდან მოცემული სიმაღლის შესაბამისი ჩაბერვის წნევა. საანგარიშო სიმაღლეზე დამკირხნი უნდა მუშაობდეს დაწნევისუნარის სრული გამოყენებით.

დაწნევისუნარიანობის გამოყენების ხარისხის რეგულირებისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ სადროსელო მისათვარი, დაყენებული დამკირხნის შემშვებ მილთან. სადროსელო მისათვარი უნდა თანდათან იღებოდეს და მთლიანად გაილოს საანგარიშო სიმაღლეზე. სადროსელო მისათვარის მართვა შეიძლება განხორციელდეს ანეროიდული სილფონით, რომელიც მასთან კინემატიკურად იქნება შეერთებული.

საჭიროა აღინიშნოს, რომ უმჯობესია ზღვის დონიდან ყველა სიმაღლეზე ჩაბერვის წნევის მუდმივობის განხორციელება. მაგრამ ამ დროს, დამკირხნის მექანიკური ამძრავის გამოყენების შემთხვევაში, სასიმაღლო პირობებში ძრავას ეფექტური სიმძლავრე ნაწილობრივ შემცირდება, რაც დამკირხნის აძვრაზე დახარჯული მუშაობის შედეგია.

ამ მოვლენის თავიდან ასაცილებლად საჭიროა ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად ჩაბერვის წნევის შესაბამისი მატება (ამ საკითხზე იხილეთ § 6 — დამკირხნის გაანგარიშება).

§ 2. ჩაბერვის სისტემაში

ჩაბერვის არსებული სისტემები შეიძლება ოთხ ჯგუფად დავყოთ:

1. ჩაბერვა დამკირხნის მექანიკური აძვრით; 2. აირტურბინული ჩაბერვა; 3. ინერციული ჩაბერვა; 4. კომბინირებული ჩაბერვა.

ცნობილია აგრეთვე იმპულსური ჩაბერვის სქემა, სადაც ნავარაუდევია არა მუხტის მუდმივი ჩაბერვა, არამედ შევსების პროცესის განმავლობაში ცილინდრში, იმპულსის სახით, დამატებითი ჰაერის მიწოდება.

ამ მიმართულებით საინტერესო სამუშაოები ჩაატარა ინჟ. კ. პეტრიაშვილმა, რომელიც ამჟამად იმპულსური ჩაბერვის სრულყოფაზე მუშაობს.

კომბინირებული ჩაბერვა ერთდროულად ითვალისწინებს დამკირხნის როგორც მექანიკურ, ისე აირტურბინულ აძვრას. ასეთი სქემა

რაციონალურია ისეთ შემთხვევებში, სადაც ძრავას სრული დატვირთვის დროს ძრავადან გამობოლქვილი აირებით მომუშავე აირის ტურბინა ავითარებს კარბ სიმძლავრეს, რომელიც შეიძლება გადაეცეს ძრავას მუხლა ლილვს, ხოლო მცირე დატვირთვებზე, როცა ტურბინის სიმძლავრე აღარაა საკმარისი დამკირხნის აძვრისათვის, წარმოებს ძრავას ლილვიდან, მექანიკური გადაცემის საშუალებით, დამატებითი სიმძლავრის მიწოდება. ასეთი სქემა კონსტრუქციული სირთულის გამო შეიძლება რაციონალური გახდეს მხოლოდ დიდი სიმძლავრის დიზელის ექსპლოატაციის დროს. საავტოტრაქტორო ძრავებისათვის ის გამოუსადეგარია.

ინერციული ჩაბერვის გამოყენება სატრანსპორტო ძრავებში გაძნელებულია იმით, რომ ის მუშაობს ეფექტურად მხოლოდ ერთ რეჟიმზე და რეჟიმის შეცვლის დროს შეიძლება საფსებით დაკარგოს ჩაბერვის უნარი. გარდა ამისა, ინერციული ჩაბერვა მოითხოვს გრძელ ჰაერსადენებს, რის გამო მისი გაბარიტები დიდია და მოუხერხებელი მობილური მანქანებისათვის.

საავტოტრაქტორო ძრავებისათვის ყველაზე უფრო მარჯვეა პირველი ორი სისტემა: ჩაბერვა დამკირხნის მექანიკური აძვრით და განსაკუთრებით აირტურბინული ჩაბერვა.

აირის ტურბინა, რომელიც მუშაობს ძრავადან გამონაბოლქვი ნამუშევარი აირით, იყენებს გამობოლქვის იმ ენერგიას, რომელიც ჩვეულებრივ იკარგება. ამის გამო აირტურბინული ჩაბერვა, გარდა ძრავას სიმძლავრის გადიდებისა, აუმჯობესებს მის ეკონომიურობასაც.

აირტურბინული ჩაბერვა ფართოდ გავრცელდა დიზელებში. კარბურატორიან ძრავებში ის იშვიათად გვხვდება.

ამჟამად ცნობილია მხოლოდ ავტომობილები „ოლდსმობილი“ და „შევროლე“, რომელთა ბენზინი მომუშავე ძრავებში გამოყენებულია აირტურბინული ჩაბერვა.

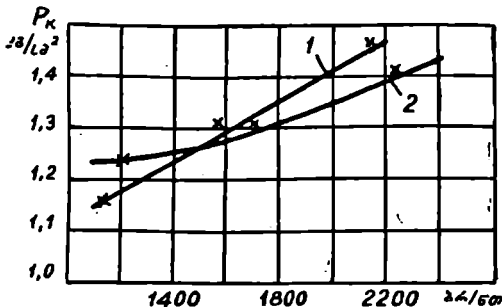
ამ ბოლო ხანებში საქართველოს სსრ მეცნიერებათა აკადემიის მანქანებისა და პოლიმერულ მასალათა მექანიკის ინსტიტუტში განხორციელდა ჩაბერვის ტურბოკომპრესორული სისტემა ЗИИ — 120 და ЗИИ — 130 ძრავებისათვის (ტექნიკის მეცნიერებათა კანდიდატი კ. გიგაური).

ჩაბერვისათვის ძირითადად გამოიყენება მოცულობითი დამკირხნები და ცენტრიდანული კომპრესორები.

ცენტრიდანული კომპრესორები ძალიან კომპაქტურია და საიმედოდ მუშაობაში; მაგრამ ისინი კარგად მუშაობენ მხოლოდ ერთ საანგარიშო ბრუნვებზე და მკვეთრად ამცირებენ მწარმოებლობას ბრუნვის სიჩქარის შემცირების დროს. ამის გამო, თუ საავტომობილო

ძრავაზე დავაყენებთ ცენტრიდანულ კომპრესორს, ის მშვენივრად განახორციელებდა ჩაბერვას მაქსიმალური სიმძლავრის რეჟიმზე, მაგრამ ძრავასათვის გახდებოდა ზედმეტი ტვირთი ბრუნთა რიცხვის შემცირების დროს, რადგანაც სწრაფად დაეცემოდა ჩაბერვის წნევა, რასაც უმაღლვე მოჰყვებოდა ძრავას მიმღებიანობისა და, საერთოდ, ძრავას დინამიკური მაჩვენებლების გაუარესება.

შევნიშნავთ, რომ ცენტრიდანული კომპრესორის გამოყენება სავსებით გამართლებულია სატრაქტორო ძრავასათვის, რომელსაც აქვს



ნახ. 141. ჩაბერვის წნევის ცვალებადობა ბრუნთა რიცხვისაგან დამოკიდებულებით: 1—ცენტრიდანული დამპირხნი; 2—მოცულობითი დამპირხნი.

ბრუნთა რიცხვის რეგულატორი და თითქმის მუდმივა სიჩქარითი რეჟიმით მუშაობს.

141-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ბრუნთა რიცხვისაგან დამოკიდებულებით ჩაბერვის წნევის ცვალებადობა როგორც ცენტრიდანული დამპირხნისათვის (1), ისე მოცულობითი დამპირხნისათვის (2).

გრაფიკი გვიჩვენებს, თუ რა მკვეთრად ეცემა ჩაბერვის წნევა ბრუნთა რიცხვის შემცირების დროს; შესამჩნევია ისიც, რომ მოცულობით დამპირხნთან შედარებით ცენტრიდანული კომპრესორი ჩაბერვის წნევის უფრო მკვეთრ ვარდნას გვაძლევს.

ცენტრიდანული კომპრესორის გამოყენება საავტომობილო ძრავაზე სავსებით შესაძლებელი გახდებოდა, თუ განხორციელდება ისეთი საიშველო მექანიზმი, რომელიც უზრუნველყოფდა ძრავას სიჩქარითი რეჟიმის შემცირების დროს მუხლა ლილვიდან კომპრესორის ლილვამდე გადაცემის რიცხვის ავტომატურ ზრდას. ასეთ შემთხვევაში გამოირიცხება ჩაბერვის წნევის ვარდნის საშიშროება და შენარჩუნებული იქნება ძრავას დინამიკური თვისებები.

სამწუხაროდ, ასეთი მექანიზმები გამოდის ძალიან მძიმე, დიდი

და ნაკლებად საიმედო, რის გამო სადღეისოდ მათი გამოყენების შესახებ ფიჭვი ჭერ არ შეიძლება.

გამორიცხულია აგრეთვე როტაციული ტიპის ფრთებიანი დამკირხნის გამოყენების შესაძლებლობა, რადგანაც არაა შექმნილი მისი საიმედო კონსტრუქცია. ამასთანავე, არსებობს ყველა რეალური შესაძლებლობა ასეთი ტიპის დამკირხნის შესაქმნელად.

ჩაბერვის განხორციელებისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ დამკირხნის მექანიკური ან აირტურბინული აძვრა.

აირტურბინული ამძრავი საშუალებას გვაძლევს გამოვიყენოთ ძრავადან გამოზოლქვილი ნამუშევარი აირის ენერჯია და ამით გავზარდოთ არა მარტო სიმძლავრე, არამედ ძრავას ეკონომიურობაც. მაგრამ მისი განხორციელება კარბურატორიან ძრავაში ჭერ კიდევ დაკავშირებულია მნიშვნელოვან სიძნელებებთან.

პირველი, რაც ართულებს ავტომობილებისათვის აირტურბინული ამძრავის გამოყენების საკითხს, ისაა, რომ აირის ტურბინას ახასიათებს მნიშვნელოვანი ინერციულობა, რის გამო ის ცუდად ეგუება მუშაობის ცვალებად რეჟიმს და ძალიან აქვეითებს ძრავას მიერ მოულოდნელად გადიდებული დატვირთვების გადალახვის უნარს. შეიძლება მოხდეს ისე, რომ ტურბინამ მიიღოს დატვირთვა მას შემდეგ, როდესაც წინააღმდეგობის გადიდების გამო უკვე საკირო გახდა გადაცემათა კოლოფის გადართვა დაბალ გადაცემაზე.

ტურბინის ინერციულობა ძრავას მუშაობაზე ცუდ გავლენას ახდენს აგრეთვე დატვირთვის შემცირების დროს, როდესაც დატვირთვის მოხსნის შემდეგ ტურბინა განაგრძობს ბრუნვას მაღალი ბრუნთარიცხვით და გზავნის ცილინდრისაკენ ზედმეტ ჰაერს.

მექანიკური აძვრის დიდი ნაკლი იმაში მდგომარეობს, რომ მისი გამოყენების დროს დამკირხნი ხარჯავს ძრავას სასარგებლო მუშაობის მნიშვნელოვან ნაწილს.

მექანიკური აძვრის დროს სიმძლავრის გადიდების თვალსაზრისით დადებითი შედეგი შეიძლება მიღწეულ იქნეს მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუ ჩაბერვის ეფექტი სკარბობს დამკირხნის მიერ მოთხოვნილ სიმძლავრეს. წინააღმდეგ შემთხვევაში გვექნება უარყოფითი შედეგი და ძრავას სიმძლავრე მოიკლებს.

ამასთანავე, მექანიკური აძვრა, იყენებს რა ძრავას მარგი მუშაობის განსაზღვრულ ნაწილს, ქმნის ძრავას ეკონომიურობის გაუარესების აუცილებელ პირობებს.

მაგრამ ავტომობილის ექსპლოატაციის დროს გვხვდება ისეთი ცალკეული რეჟიმები (გაქანება, განსაზღვრული ქანობის აღმართები),

რომლებზედაც, მიუხედავად ძრავას ეკონომიურობის გაუარესებისა, საწვავის საერთო ხარჯი კლებულობს ან რჩება იგივე დონეზე.

მექანიკური ძეგრა შეიძლება განხორციელდეს სხვადასხვა გზით, სახელობრ: ღვედური, კბილანური ან ჯაჭვეური გადაცემით.

თუ არსებობს მუხლა ლილვთან ახლოს დამპირხნის მოთავსების შესაძლებლობა, მაშინ, რა თქმა უნდა, უპირატესობა უნდა მივეცეთ კბილანურ გადაცემას. თუ დამპირხნი მუხლა ლილვიდან მოშორებითაა მოთავსებული, მაშინ უფრო მიზანშეწონილია ხდება ღვედური გადაცემის გამოყენება. ჯაჭვეურ გადაცემას ამ ბოლო ხანებში ნაკლებად იყენებენ, რადგანაც რთულდება მისი გარსაცმების მოწყობა და შეზეთვის განხორციელება.

კარბურატორიანი ძრავას ჩაბერვის სისტემაში დამპირხნი შეიძლება მოთავსდეს კარბურატორის შემდეგ ან კარბურატორამდე.

პირველ შემთხვევაში დამპირხნი კუმშავს ჰაერისა და საწვავის ნარევს. ამ დროს ხდება ჰაერში საწვავის კარგი შერევა და ნარევი გამოდის ერთგვაროვანი. გარდა ამისა: ნარევის შეკუმშვასთან ერთად წარმოებს საწვავის აორთქლება, რის შედეგად კლებულობს მუხტის ტემპერატურა და დამპირხნის მწარმოებლობა იზრდება.

ამ სქემის სერიოზული უარყოფითა თვისება ისაა, რომ საწვავი ნარევის უკუფეთქებები შეიძლება გადაეცეს დამპირხნს და გამოიწვიოს მისი დაზიანება. ეს შეიძლება მოხდეს ძრავას ამუშავების ან ღარიბი ნარევით მუშაობის დროს.

გარდა ამისა, შემიჩნეულია, რომ ასეთი სქემის გამოყენების შემთხვევაში, მაშინ როცა ძრავა მუშაობს მცირე დატვირთვით, ხდება საწვავის ნაწილობრივი კონდენსაცია დამპირხნში. კონდენსირებული საწვავის ნაწილაკები ძრავას დატვირთვის გაზრდის დროს მიჰყვება ჰაერს და იწვევს ნარევის სწრაფ გამდიდრებას. ყველაფერი ეს იწვევს ძრავას არათანაბარ მუშაობას.

უფრო ხშირად იყენებენ მეორე სქემას, როდესაც დამპირხნი განლაგებულია კარბურატორამდე (ე. ი. კარბურატორი იმყოფება ძრავასა და დამპირხნს შუა). ამ სქემის უპირატესობა ისაა, რომ აქ კარბურატორი უფრო ახლო იმყოფება ცილინდრებთან, რაც ზრდის ძრავას მიმღებიანობას. იმის გამო, რომ კარბურატორში გადის დამპირხნში გაცხელებული ჰაერი, უმჯობესდება საწვავის აორთქლება. დაბოლოს აღსანიშნავია ისიც, რომ ამ შემთხვევაში გამოირიცხულია დამპირხნში საწვავი ნარევის უკუფეთქების გადაცემის საშიშროება.

თუ დამპირხნის წნევა ძალიან მაღალია, მაშინ ჰაერის ტემპერა-

ტურის შესამკირებლად კარბურატორსა და დამკირხნს შორის ათავსებენ სითბოსმცვლელს, საავტოტრაქტორო ძრავებში, ჩვეულებრივ, ამის საჭიროება არ არსებობს.

§ 3. ჩაბერვის მქონე შიგაწვის ძრავას საშუალო პროცესის ანალიზი

ჩაბერვის მქონე ძრავას სამუშაო პროცესის თავისებურება დაკავშირებულია იმასთან, რომ ჩაბერვის დროს ცილინდრების შევსება მიმდინარეობს ატმოსფერულზე მეტი წნევით. ეს გარემოება მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ძრავას სამუშაო ციკლის პარამეტრებზე როგორც რაოდენობრივად, ასევე ხარისხობრივად.

142-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ჩაბერვის მქონე კარბურატორიანი ძრავას სქემა.

დამკირხნში (2) შედის ატმოსფერული ჰაერი, რომლის წნევა და ტემპერატურაა p_n და T_n .

დამკირხნში ჰაერი იკუმშება და გადიდებული p_k წნევითა და T_k ტემპერატურით შედის კარბურატორში (1).

ამის შემდეგ კარბურატორში შემზადებული საწვავი ნარევი შემშებები მილისა და სარქველის გავლით მიემართება ცილინდრებში.

ნარევის ტემპერატურა ცილინდრებში შესვლის წინ T'_k , სითბოს გადაცემისა და საწვავის აორთქლების გამო, განსხვავდება T_k ტემპერატურისაგან.

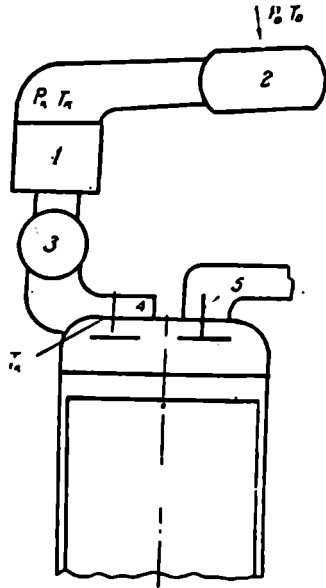
შეიძლება დავწეროთ

$$T'_k = T_k + \Delta T,$$

სადაც ΔT არის შეთბობის ტემპერატურა.

ექსპერიმენტები უჩვენებს, რომ კარბურატორიანი ძრავებში, რაც უფრო დიდია ჩაბერვის ხარისხი, მით ნაკლებია ΔT . ის იცვლება საშუალოდ ჯღვრებში $\Delta T = 5 \div 20^\circ$.

ჩაბერვის მქონე შიგაწვის ძრავას სამუშაო პროცესის საწყის პარამეტრებად ითვლება წნევა p_k და ტემპერატურა T_k .



ნახ. 142. ჩაბერვის მქონე კარბურატორიანი ძრავას სქემა: 1—კარბურატორი; 2—დამკირხნი; 3—შემშებები მილი; 4—ვემშებები სარქველი; 5—გამომშებები სარქველი.

ტემპერატურა დამკირხნის შემდეგ იანგარიშება ფორმულით:

$$T_h = T_{II} \left(\frac{p_h}{p_{II}} \right)^{\frac{n_e - 1}{n_e}} \quad (274)$$

სადაც n_e არის დამკირხნში ჰაერის კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი

ზოგ შემთხვევაში, ცილინდრში შემავალი მუხტის ტემპერატურის შემცირების მიზნით, დამკირხნის შემდეგ ათავსებენ მაცივარს.

ასეთ შემთხვევაში იგულისხმება, რომ T_h ტემპერატურაა მაცივარის შემდეგ.

დამკირხნში ჰაერის კუმშვის პოლიტროპის საშუალო სიდიდე დამოკიდებულია დამკირხნის ტიპზე და დაახლოებით მიიღება

მოცულობითი დამკირხნისათვის: $1,5 \div 1,7$;

ცენტრიდანული " $1,8 \div 1,9$;

დგუშიანი " $1,4 \div 1,6$.

ერთი კილოგრამი ჰაერის კუთრი მოცულობა დამკირხნის პარამეტრებში იქნება

$$v_h = \frac{RT_h}{p_h} = \frac{29,27}{10^4} \frac{T_h}{p_h} \text{ მ}^3/\text{კგ}.$$

ერთი კუბური მეტრი ჰაერის მასა კარბურატორში გავლის დროს

$$\gamma = \frac{1}{v_h} \text{ კგ/მ}^3.$$

მე-17 ცხრილში თავმოყრილია $\frac{p_h}{p_{II}}$ ფარდობაზე დამოკიდებულებით T_h , v_h და γ_h პარამეტრების სიდიდეები შემთხვევისათვის, როდესაც $p_{II} = p_0 = 1$ კგ/სმ², $T_{II} = T_0 = 288^\circ K$ ($t_0 = 15^\circ C$) და $n_e = 1,6$ (მოცულობითი დამკირხნი).

143-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ამ მონაცემების მიხედვით აგებული T_h და γ_h პარამეტრების ცვალებადობის გრაფიკები.

ჩაბერვის წნევა

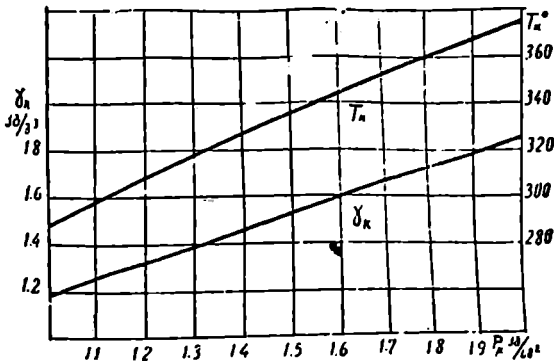
$$p_h = p_{II} + \Delta p_h = \mu p_0 + \Delta p_h,$$

სადაც p_0 არის ატმოსფერული ჰაერის წნევა ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში;

$\mu = \frac{p_{II}}{p_0}$ — წნევების ფარდობა მოცემულ და ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში;

Δp_h — დამკირხნის კარბი წნევა (ატმოსფერულს ზევით).

საწვავი ნარევის იძულებითი დაჭირხნა (ე. ი. ჩაბერვა), როგორც აღვნიშნეთ, შეიძლება გამოყენებულ იქნეს როგორც ძრავას ფორსი-



ნახ. 143. T_k და γ_k პარამეტრების ცვლადობის ხასიათი.

რებისათვის, ისე სიმძლავრის შენარჩუნებისათვის სასიძალო პირობებში მისი მუშაობის დროს.

ცხრილი 17

p_h/p_u	$\frac{n_c - 1}{\left(\frac{p_h}{p_u}\right)^{n_c}}$	$T_k^\circ K$	ν_k მ ³ /კგ	γ_k კგ/მ ³
1	1	288	0,842	1,19
1,1	1,035	298	0,792	1,26.
1,2	1,070	308	0,753	1,33
1,3	1,102	318	0,720	1,39
1,4	1,132	326	0,685	1,46
1,5	1,162	335	0,655	1,52
1,6	1,191	342	0,626	1,60
1,7	1,220	351	0,604	1,66
1,8	1,249	360	0,586	1,71
1,9	1,270	366	0,564	1,78
2,0	1,298	374	0,546	1,83

აღვილი წარმოსადგენია, რომ ძრავას ფორსირების ხარისხი დამოკიდებული იქნება ჩაბერვის წნევის სიდიდეზე. რაც შეეხება სხვადასხვა ატმოსფერულ პირობებში სიმძლავრის შენარჩუნებას, აქ საკმარისია ჩაბერვის შერჩეულმა სისტემამ ყველა შემთხვევაში განავითაროს ჰაერის მუდმივი წნევა; ეს წნევა უნდა უდრიდეს ატმოსფერული ჰაერის p_0 წნევას ნორმალურ პირობებში.

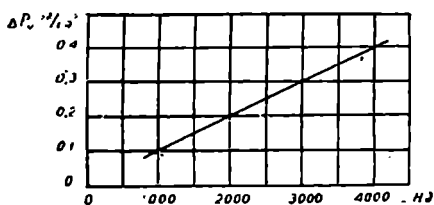
მე-18 ცხრილში მოცემულია ქარბი წნევის სიდიდეები, რომლებიც უნდა განავითაროს დამპირხნმა ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეზე ძრავას მუდმივი ინდიკატორული სიმძლავრის შესანარჩუნებლად.

ცხრილი 18

ზღვის დონიდან სიმაღლე, H მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
ჰაერის წვევა სტანდარტული ატმოსფეროს მიხედვით μ_{p_0} კგ/სმ ²	1,033	0,917	0,811	0,715	0,628	0,550
ქარბი წნევის საჭირო სიდიდე, ΔP_k კგ/სმ ²	—	0,116	0,222	0,318	0,405	0,483

114-ე ნახ-ზე გრაფიკულადაა გამოსახული ზღვის დონიდან სიმაღლეზე დამოკიდებულებით ჩაბერვის ქარბი წნევის საჭირო ცვალებადობა, რომელიც უზრუნველყოფს ინდიკატორული სიმძლავრის მუდმივობას.

უნდა აღინიშნოს, რომ სხვადასხვა სიმაღლეზე ჩაბერვის წნევის



ნახ. 144. სიმაღლეზე ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრის შენარჩუნებისათვის საჭირო ჩაბერვის ქარბი წნევის ცვალებადობა.

მუდმივობის შესახებ მიღებული პირობა არ ითვალისწინებს იმ გარემოებას, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად მცირდება ნამუშევარი აირების განდევნის დროს უკუწნევა, რამაც სასარგებლო გავლენა უნდა მოახდინოს ძრავას სამუშაო პროცესის მიმდინარე-

ობაზე (განდევნის წნევისა და ნარჩენი აირების რაოდენობის შემცირება). ეს გარემოება ჩვენ დასაშვებად მიგვაჩნია, რადგანაც რაოდენობრივად ამ ფაქტორის გავლენა დიდი არ იქნება.

შევსების პროცესი

შევსების კოეფიციენტი

$$\eta_v = \frac{G_s}{G_m},$$

სადაც G_s არის ჰაერის ნამდვილი ხარჯი;

G_m — ჰაერის თეორიული ხარჯი.

შევსების კოეფიციენტის ძირითადი თვისება იმაში მდგომარეობს, რომ ჰაერის თეორიულ ხარჯს უფარდებენ იმ გარემოს პირობებს, რომელშიაც უხდება მუშაობა ძრავას. ჩაბერვის შემთხვევაში ჰაერის ხარჯი უნდა შეეუფარდოდ γ_0 პარამეტრის წინ არსებულ პირობებს ან, სხვანაირად რომ ვთქვათ, ჰაერის თეორიული ხარჯი უნდა ვიანგარიშოთ p_h წნევისა და T_h ტემპერატურის მიხედვით.

ამ პირობების შესაბამისად ჰაერის თეორიული ხარჯი

$$G_m = \frac{V_h i \gamma_h n 60}{2000} \text{ კგ/სთ}, \quad (275)$$

სადაც $V_h i$ არის ძრავას ლიტრაჟი;

γ_h —ჰაერის სიმკვრივე p_h წნევისა და T_h ტემპერატურის დროს;

n —მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში.

ჰაერის სიმკვრივე

$$\gamma_h = \gamma_0 \frac{p_h}{760} \frac{273}{T_h} = 1,293 \frac{p_h}{760} \frac{273}{T_h}$$

ან საბოლოოდ

$$\gamma_h = 0,464 \frac{p_h}{T_h},$$

სადაც p_h წნევის განზომილებაა მმ ვერცხ. წყ. სვ.

γ_h -ს—მნიშვნელობის შეტანა ჰაერის თეორიული ხარჯის საანგარიშო ფორმულაში მოგვცემს:

$$G_m = \frac{V_h i 0,464 \frac{p_h}{T_h} n 60}{2000} = 0,0139 V_h i n \frac{p_h}{T_h} \text{ კგ/სთ}. \quad (276)$$

თუ მიღებულ ფორმულაში p_h წნევას შევიტანთ კგ/სმ² განზომილებით, მაშინ გვექნება:

$$G_m = 10,24 V_h i n \frac{p_h}{T_h} \text{ კგ/სთ}. \quad (277)$$

ЗИЛ—120 ძრავასათვის, როცა $n=2400$ ბრ/წთ, შეიძლება დავწეროთ:

$$G_m = 136356 \frac{p_h}{T_h} \text{ კგ/სთ}.$$

მე-19 ცხრილში მოცემულია ჩაბერვის სხვადასხვა წნევისათვის ჰაერის თეორიული ხარჯის სიდიდეები ЗИЛ—120 ძრავასათვის, მაშინ როცა $n=2400$ ბრ/წთ, $p_0=1$ კგ/სმ² და $T_0=288^\circ K$.

p_k კგ/სმ ²	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
T_k^0 K	288	298	308	318	326	335	342	351	360	366	374
G_m კგ/სთ	474	503	531	556	583	610	637	662	680	708	728

შევსების კოეფიციენტი, როგორც ეს ძრავას შევსების პროცესის განხილვის დროს იყო ნაჩვენები, ჩაბერვის დროს მატულობს სტანდარტულ ძრავასთან შედარებით. იქვე ნაჩვენებია დამოკიდებულება

$$\eta_{vk} = \eta_v \sqrt{\frac{T_k}{T_0}}$$

თუ ЗИЛ—120 ძრავასათვის ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში მისი მუშაობის დროს მივიღებთ, რომ $\eta_v = 0,7$, მაშინ წინა მაგალითში მიღებული პირობებისათვის გვექნება:

p_k კგ/სმ ²	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
η_{vk}	0,700	0,710	0,725	0,737	0,745

p_k კგ/სმ ²	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
η_{vk}	0,755	0,765	0,775	0,784	0,791	0,800

შევსების კოეფიციენტის სიდიდეზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს წვის კამერის გამოქრევის ხარისხი და დგუშის მიერ ქვედა მკვდარი წერტილის გავლის შემდეგ ცილინდრების დამატებითი დამუხტვა.

წვის კამერის გამოქრევის ხარისხი დიდადა დამოკიდებული სარქველების გადახურვის სიდიდეზე. გადახურვის გადიდებით შესაძლებელია მნიშვნელოვნად გავაძლიეროთ კამერის გამოქრევა, შევამციროთ ნარჩენი აირების რაოდენობა, ამით გავზარდოთ ცილინდრების შევსება და, მათასადამე, ძრავას სიმძლავრე. მაგრამ კარბურატორიან ძრავებში გამოქრევა დაკავშირებულია საწვავის კარგვასთან, რის გამო ჩაბერვის გამოყენების დროს სარქველების გადახურვის გადიდება

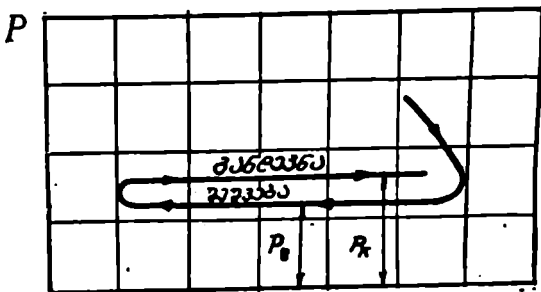
უფრო ხშირად გამოიყენება ღიხელებში, სადაც კაპერის გამოჭრევა სუფთა პაერით წარმოებს.

ლიტერატურაში ცნობილია ბევრი ცდა, რომლებიც მიზნად ისახავენ შევსების კოეფიციენტის სიდიდის გაანგარიშების დროს გამოჭრევისა და ნარჩენის დამატებითი დამუშავების გავლენის გათვალისწინებას. მაგრამ ყველაფერი ეს დაკავშირებულია დიდ სირთულესთან და გაანგარიშების დროს მოითხოვს სხვადასხვა კოეფიციენტების სავარაუდო შერჩევას, რაც შედეგზე გადამწყვეტ გავლენას ახდენს.

აღნიშნული გარემოების გამო უფრო მიზანშეწონილად უნდა ჩითვებოდეს ნაცვლად გაანგარიშებისა, შევსების კოეფიციენტის წინასწარი შერჩევა იმ ექსპერიმენტული. მასალის მიხედვით, რომელიც მიღებულია მსგავსი ძრავების გამოცდის შედეგად.

შევსების კოეფიციენტის შერჩეული სიდიდე საშუალებას იძლევა ჩატარდეს ძრავას სხვა პარამეტრების გაანგარიშება.

145-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია დიაგრამა, რომელიც გამოსახავს ჩაბერ-



ნახ. 145. განდევნისა და შეშვების პროცესები.

ვის დროს განდევნისა და ცილინდრის შევსების პროცესის მიმდინარეობას.

თბური გაანგარიშების ჩასატარებლად საჭიროა წინასწარ შევიჩინოთ ნარჩენი აირების ტემპერატურისა და წნევის სიდიდეები.

ექსპერიმენტები უჩვენებს, რომ ნარჩენი აირების ტემპერატურა თითქმის არაა დამოკიდებული ჩაბერვის წნევაზე. საავტომობილო ტიპის ძრავებისათვის შეიძლება მივიღოთ $T_r = 800 \div 1050^\circ K$.

ნარჩენი აირების წნევა რამდენიმედ მატულობს ჩაბერვის წნევის ზრდასთან ერთად. საავტომობილო ტიპის ძრავებისათვის ის შეადგენს $p_r = 1,05 \div 1,15$ კგ/სმ².

ნარჩენი აირების კოეფიციენტი გამოითვლება ფორმულით:

$$\gamma = \frac{\rho_r T_h}{\rho_h (\varepsilon - 1) \eta_v T_r}$$

აღსანიშნავია, რომ დაწერილი ფორმულა არ ითვალისწინებს ნარჩენი აირების რაოდენობის შემცირებას ჩაბერვის დროს მათი გაძლიერებული გამოქრევის გამო.

ექსპერიმენტები უჩვენებს, რომ სარქველების გადახურვის მომენტში წვის კამერის გამოქრევა მით უფრო ძლიერია, რაც უფრო მალა-ლია ჩაბერვის წნევა.

პროფ. ნ. დიაჩენკო გვიჩვენებს, ნარჩენი აირების კოეფიციენტი ვიანგარიშით ფორმულით:

$$\gamma = \frac{(1 - \eta_r) \rho_r T_h}{\rho_h (\varepsilon - 1) \eta_v T_r} \quad (278)$$

სადაც η_r არის კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ნარჩენი აირების რაოდენობის შემცირებას გამოქრევის გამო.

პროფ. ნ. დიაჩენკოს რჩევით η_r კოეფიციენტის სიდიდე დაახლოებით უნდა შევიჩინოთ შემდეგი მონაცემების მიხედვით:

Δp_h კგ/სმ ²	0	0,1	0,2	0,3	0,4
η_r	0	0	0,1	0,2	0,3

ზემო მონაცემებში ნაჩვენებია წნევის ზევით საჭიროა შევინარჩუნოთ კოეფიციენტის სიდიდე $\eta_r = 0,3$.

ტემპერატურა შევსების დასასრულს

$$T_a = \frac{T_h + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma} \quad (279)$$

ხოლო წნევა შევსების ბოლოს იქნება:

$$p_a = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{T_a}{T_h} \eta_v \rho_h (1 + \gamma) \quad (280)$$

გამოცდის შედეგები ადასტურებს, რომ ჩაბერვის დროს T_a და p_a თავისი სიდიდით უახლოვდება T_h და p_h პარამეტრებს. ძლიერ ჩაბერვის დროს (როცა $p_h > 2$) ისინი შეიძლება ერთმანეთის ტოლად იქნეს მიღებული.

ჩაბერვის წნევისათვის $1,1 \div 1,5$ კგ/სმ² ზღვრებში შეიძლება ბრუნთა რიცხვისაგან დამოკიდებულებით მივიღოთ $p_a = (0,75 \div 0,9) p_h$.
წნევა p_a შეიძლება გამოვთვალოთ სხვაგვარადაც.

ცილინდრების შევსების დროს შემწვები სისტემის ყველაზე ვიწრო კვეთში აირის მოძრაობის სიჩქარე იქნება (ძველ განზომილებებში):

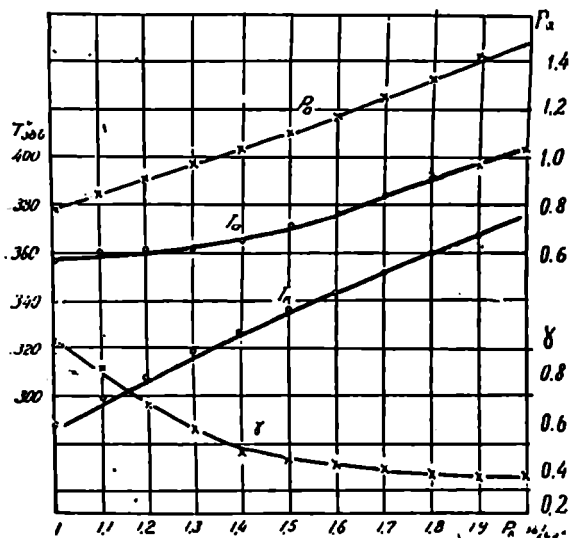
$$W = \varphi \sqrt{2 g s_h \Delta p_a} 10^4 \text{ მ/წმ}, \quad (281)$$

სადაც φ არის შემწვები მილის წინაღობის კოეფიციენტი, რომელიც დაახლოებით მიიღება 0,5;

s_h მ²/კგ—სამუშაო ნარევის კუთრი მოცულობა;

Δp_a —წნევათა სხვაობა ცილინდრის შიგნით და გარეთ (შემწოვი სისტემის პიდრავლიკური წინაღობა).

თუ დღუშის ძირის ფართობი იქნება F , სარქელის საშუალო გა-



ნახ. 146. შევსების პარამეტრების ცვალებადობა ჩაბერვის წნევაზე დამოკიდებულებით

სავალი კვეთი f , ხოლო C_m —დღუშის საშუალო სიჩქარე, მაშინ ნაკადის უწყვეტობის პირობიდან შეიძლება აგრეთვე მივიღოთ:

$$W = \frac{F}{f} C_m = \frac{F S n}{30 f} = \frac{V_h n}{30 f} \text{ მ/წმ}. \quad (282)$$

ორი უკანასკნელი ტოლობიდან ვღებულობთ:

$$\Delta p_a = \frac{\left(\frac{V_h}{f}\right)^2 n^2}{176 \cdot 10^4 s_h \varphi^2} \text{ კგ/სმ}^2. \quad (283)$$

დაწერილ ფორმულებში ფართობები უნდა ავიღოთ კვადრატული მეტრობით, დღუშას სიჩქარის განზომილება კი უნდა იყოს მ/წმ.

Δp_a წნევის გამოთვლის შემდეგ p_a წნევას ადვილად ვიპოვით ტოლობიდან:

$$p_a = p_k - \Delta p_a. \quad (284)$$

უნდა აღინიშნოს, რომ ამ ფორმულით მიღებული შედეგების დაპირისპირება ექსპერიმენტულ მონაცემებთან კარგ თანხვედნას იძლევა.

მე-20 ცხრილში მოცემულია გამოთვლის შედეგად მიღებული ცილინდრების შევსების პარამეტრების სიდიდეები ჩაბერვის სხვადასხვა წნევებისათვის, ხოლო 146-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ამ მონაცემების საშუალებით აგებული გრაფიკები.

ცხრილი 20

$\frac{p_k}{\text{კგ/სმ}^2}$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
$T_k^0 \text{ K}$	288	298	308	318	326	335	342	351	360	366	374
γ	0,092	0,081	0,067	0,055	0,045	0,043	0,041	0,039	0,037	0,036	0,035
$T_a^0 \text{ K}$	357	360	361	362	365	371	377	384	393	397	403
$p_{a,i} \text{ კგ/სმ}^2$	0,79	0,84	0,90	0,97	1,02	1,10	1,17	1,24	1,33	1,41	1,49

განგარიშების დროს მიღებული იყო, რომ $p_0 = 1 \text{ კგ/სმ}^2$, $T_0 = 288^\circ \text{K}$; $p_r = 1,05 \text{ კგ/სმ}^2$; $T_r = 1000^\circ \text{K}$; $\Delta T = 10^\circ$ და $\epsilon = 6$.

კუმშვის პროცესი

თუ ჩვეულებრივ ძრავას მოვუწყობთ დამკვირხნს და გადავიყვანთ ჩაბერვით მუშაობაზე, მაშინ, ცხადია, კუმშვის ბოლოს გაიზრდება წნევა და, მამასაღამე, კარბურატორიან ძრავაში მოიმატებს მიღრეკილება დეტონაციისაკენ.

დეტონაციის თავიდან ასაცილებლად შესაძლებელია გამოვიყენოთ უფრო მაღალი ოქტანური რიცხვის მქონე საწვავი, მოვუკლოთ ანთების წინსწრების კუთხე ან შევამციროთ კუმშვის ხარისხი.

თუ არ არსებობს მაღალოქტანური ბენზინის გამოყენების შესაძ-

ლებლობა, მაშინ უფრო ხელსაყრელად უნდა ჩაითვალოს კუმშვის ხარისხის საჭირო სიდიდით შემცირება და მუშაობა ანთების ოპტიმალური წინსწრების კუთხით. კუმშვის ხარისხის შემცირება მიზანშეწონილია იმ ვარაუდით, რომ კუმშვის ბოლოს წნევა დარჩეს მუდმივი და ტოლი იმ წნევისა, რომელსაც ძრავა ავითარებს ჩაბერვის გარეშე მუშაობის დროს.

ეს პირობა შემდეგნაირად შეიძლება გამოვსახოთ:

თუ ჩაბერვის გარეშე ძრავას ოპტიმალური კუმშვის ხარისხია ε , ხოლო ჩაბერვის დროს ε_k , მაშინ კუმშვის ბოლოს წნევა ჩაბერვის გარეშე (p_c) და ჩაბერვით (p_{ck}) იქნება:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_j}$$

და

$$p_{ck} = p_{ak} \varepsilon_k^{n_j'}$$

სადაც n_j არის ჩაბერვის გარეშე კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი;

n_j' — იგივე მაჩვენებელი ჩაბერვის დროს.

მიღებული პირობის თანახმად $p_c = p_{ck}$, ე. ი.

$$p_a \varepsilon^{n_j} = p_{ak} \varepsilon_k^{n_j'}$$

საიდანაც

$$\varepsilon_k^{n_j'} = \varepsilon^{n_j} \frac{p_a}{p_{ak}} \quad (285)$$

განგარიშების გამარტივების მიზნით შესაძლებელია $\frac{p_a}{p_{ak}}$ ფარდობა

შევეცვალოთ $\frac{p_{11}}{p_{1k}}$ ფარდობით. გარდა ამისა, დაახლოებით შეიძლება n_j მაჩვენებელი მივიღოთ ჩაბერვის გარეშე კუმშვის პოლიტროპის საშუალო n_j მაჩვენებლის ტოლად.

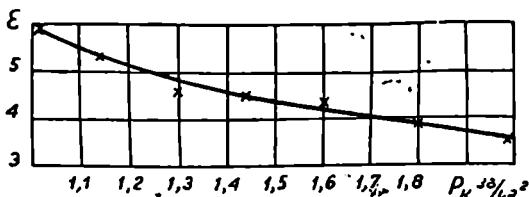
ასეთი დაშვება მისაღებია, რადგანაც $\frac{p_{11}}{p_{1k}}$ ფარდობა მუდამ რამდენიმედ ნაკლებია $\frac{p_a}{p_{ak}}$ ფარდობაზე, ხოლო n_j მაჩვენებელი რამდენიმედ მეტია n_j' მაჩვენებელზე, რაც ურთიერთკომპენსაციას გვაძლევს და შედეგი სავსებით დამაკმაყოფილებელი გამოდის.

ამ დაშვებათა მხედველობაში მიღებით საბოლოოდ შეიძლება დავწეროთ:

$$\varepsilon_k = \varepsilon \frac{p_{11}}{p_{1k}}^{1/n_j} \quad (286)$$

147-ე ნახ-ზე მოცემულია კუმშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდეები $3\Pi\Pi-120$ ძრავასათვის ($\varepsilon=6$; $n_j=1,36$ და $p_{11}=p_0=1$ კგ/სმ²), გამოთვლილი (286) ფორმულით.

აღსანიშნავია, რომ კუმშვის ხარისხის შემცირება მოითხოვს კუმშვის კამერის მოცულობის გადიდებას და, მასშადადამე, ცილინდრების ბლოკის სახურავის კონსტრუქციის შეცვლას, ანთების წინსწრების გა-



ნახ. 147. კუმშვის ხარისხის ცვალებადობა ჩაბერვის წნევაზე დამოკიდებულებით.

დაყენება კი არაა დაკავშირებული არავითარ სირთულესთან. ამიტომ პრაქტიკულად ხშირად ამ უკანასკნელ ხერხს იყენებენ.

$3\Pi\Pi-120$ ძრავას თბილისში გამოცდის დროს საჭირო გახდა ანთების წინსწრების კუთხის შემცირება 4° -ით მაშინ, როდესაც ჩაბერვის წნევა შეადგენდა $1,2$ კგ/სმ² (სოული დროსელი და $n=2400$ ბრ/წთ).

კუმშვის ბოლოს წნევა და ტემპერატურა იანგარიშება ჩვეულებრივი ფორმულებით:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_j}$$

და

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_j - 1} = T_a \frac{p_c}{\varepsilon p_a}$$

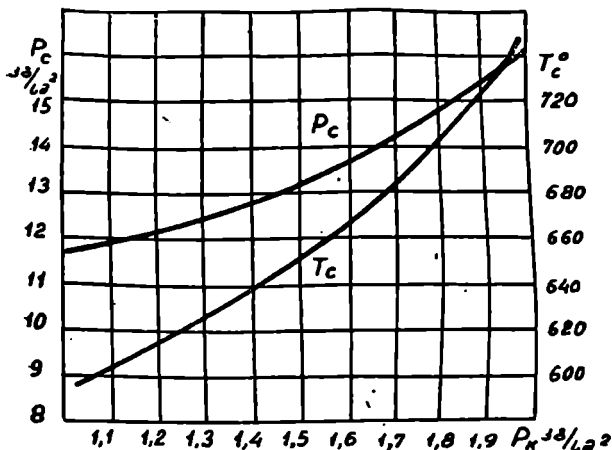
პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი n_j ჩაბერვის წნევის ზრდის დროს რამდენიმედ უნდა კლებულობდეს. ეს იმით აიხსნება, რომ ჩაბერვის დროს ცილინდრის შიგნით მყოფი აირის წნევისა და ტემპერატურის გადიდება ხელს უწყობს კუმშვის განმავლობაში აირიდან ცილინდრის კედლებზე სითბოს გადაცემის გაძლიერებას. ამასთანავე, ჩაბერვის მცირე წნევების დროს ეს ცვალებადობა შეუმჩნეველი რჩება.

საშუალოდ შეიძლება მივიღოთ, რომ $n_j = 1,34 \div 1,36$.

21-ე ცხრილში ნაჩვენებია კუმშვის ბოლოს p_c წნევისა და T_c ტემპერატურის ცვალებადობის ხასიათი ჩაბერვის წნევაზე დამოკიდებუ-

ლებით. მონაცემები შეესაბამება პირობას $p_{II}=1$ კგ/სმ², $T_0=288$ K, $\varepsilon=6$ და $n_3=1,34$.

148-ე ნახ-ზე გამოსახულია იგივე მონაცემების მიხედვით აგებული გრაფიკები.



ნახ. 148. p_c და T_c პარამეტრების დამოკიდებულება ჩაბერვის წნევაზე.

ცხრილი 21

$\frac{P_k}{\text{კგ/სმ}^2}$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
p_c კგ/სმ ²	8,7	9,2	9,9	10,7	11,2	12,1	12,8	13,6	14,6	15,6	16,4
T_c	656	663	665	667	671	684	694	707	724	731	741

წვის პროცესი

მოცემული კონსტრუქციის ძრავასათვის წვის პროცესის მიმდინარეობა დაკავშირებულია ისეთ პარამეტრებთან, როგორცაა კუმშვის ბოლოს წნევა (p_c), ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი (α), მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი (n) და ანთების (ან საწვავის შეფრქვევის) წინსწრების კუთხე (θ°).

ყველა ეს პარამეტრი თავისებურ გავლენას ამქლავნებს ჩაბერვის გამოყენების დროს.

ჩაბერვის წნევის შეცვლა იწვევს კუმშვის წნევისა და ჰაერის სი-

21. ვ. მახალიანი

ქარბის კოეფიციენტის შეცვლას; ამასთანავე იცვლება წინსწრების კუთხის ოპტიმალური სიდიდე.

ყველაფერი ეს მეტად ართულებს ჩაბერვის მქონე ძრავას თბურ განაგარიშებას, რადგანაც გამოთვლებში ყველა ამ მოვლენის მხედველობაში მიღება შეუძლებელი ხდება.

თბური განაგარიშების მეთოდის შერჩევის დროს მხედველობაში უნდა გვექონდეს ის, რომ პრაქტიკულად შეიძლება შეგვეხვედეს ძრავა, რომელიც თავიდანვეა დაპროექტებული ჩაბერვის გამოყენების გათვალისწინებით, ან ისეთი ძრავა, რომელიც გადაკეთებულია და შემდეგ აქვს მოწყობილი ჩაბერვის სისტემა.

პირველ შემთხვევაში საჭირო ხდება ძრავას სრული თბური განაგარიშება, მეორეში კი უფრო ხელსაყრელია ძრავას პარამეტრების გადაანგარიშება ჩაბერვის მიღებული წნევის საფუძველზე.

ჩაბერვის მქონე სპეციალური ძრავას დაპროექტების დროს გამოყენებული საწვავისა და ჩაბერვის მიღებული წნევის შესაბამისად ირჩევენ კუმშვის ხარისხის დასაშვებ სიდიდეს. თუ განზრახულია არსებული ძრავას გადაკეთება, მაშინ საჭიროა გამოთვლილ იქნეს ის სიდიდე, რომლითაც უნდა შემცირდეს ამ ძრავას კუმშვის ხარისხი. კუმშვის ხარისხის გადაანგარიშების დროს მიზანშეწონილია მივიღოთ პირობა, რომ ორივე შემთხვევაში კუმშვის ბოლოს მაქსიმალური წნევა ტოლია და უდრის კუმშვის იმ წნევას, რომელსაც ძრავა ავითარებს ჩაბერვის გარეშე სრული დატვირთვით მუშაობის დროს.

ჩაბერვის წნევის გადიდება კარბურატორიან ძრავაში იწვევს საწვავი ნარევის შედგენილობის ცვალებადობას, რაც, რა თქმა უნდა, გამოყენებული კარბურატორის კონსტრუქციასზეა დამოკიდებული.

ამ მხრივ საინტერესო დაკვირვებები აქვს ჩატარებული პროფ. ნ. დიაჩენკოს.

მან აწარმოვა ჩაბერვის სხვადასხვა წნევით მომუშავე ЗИЛ—120 ძრავას გამოცდა, რომელზედაც გამოყენებული იყო МКЗ — 14 ტიპის კარბურატორი. გამოიკვია, რომ კარბურატორის უცვლელი რეგულირების დროს ჩაბერვის წნევის ზრდასთან ერთად საწვავი ნარევი შესაბამისად ღარიბდება.

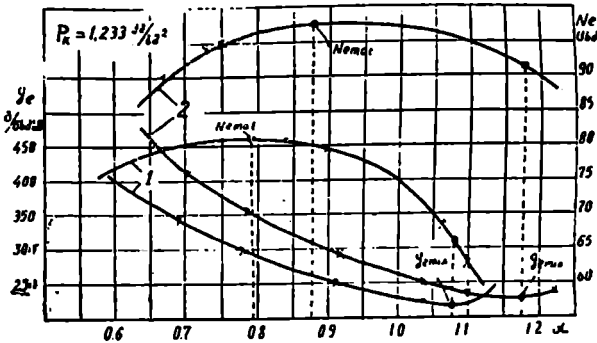
22-ე ცხრილში ნაჩვენებია გამოცდის დროს მიღებული ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტის სიდიდეები ჩაბერვის სხვადასხვა წნევისათვის.

იგივე დადასტურდა საქართველოს სსრ მეცნიერებათა აკადემიის მანქანათა მექანიკის ინსტიტუტში ჩატარებული ЗИЛ—120 ძრავას გამოცდის დროს. ძრავა მუშაობდა К—84 კარბურატორით.

მიღებული შედეგები მოცემულია 149-ე ნახ-ზე.

p_k კგ/სმ ²	ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი, μ	
	1200 ბრ/წთ	2400 ბრ/წთ
1,030	0,862	0,660
1,137	0,882	0,730
1,233	0,918	0,770
1,366	0,926	0,830
1,458	0,984	0,904

149-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სარეგულაციო მახასიათებლები ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მიხედვით. ისინი მიღებულია პროფ. ნ. დიაჩენკოს მიერ ЗИЛ—120 ძრავას გამოცდის დროს. მახასიათებლები ალუ-



ნახ. 149. ЗИЛ—120 ძრავას მახასიათებლები:
1—ჩაბერვის გარეშე; 2—ჩაბერვით.

ბულია სიჩქარითი რეჟიმისათვის $n=2000$ ბრ/წთ, როცა ჩაბერვის წნევა იყო $p_k=1,233$ კგ/სმ².

შესადარებლად გრაფიკზე ნაჩვენებია სიმძლავრისა და საწვავის კუთრი ხარჯის ცვალებადობის მრუდები ძრავას მუშაობისათვის როგორც ჩაბერვით, ისე ჩაბერვის გარეშე.

გამოსაცდელი ძრავა მუშაობდა МКЗ—14 კარბურატორით, სადაც საწვავის საათობრივი ხარჯის ცვალებადობა ხორციელდებოდა სპეციალური ნემსას საშუალებით.

მახასიათებლები გვიჩვენებს, რომ ჩაბერვის გამოყენებით იქმნება უფრო ღარიბი საწვავი ნარევის გამოყენების შესაძლებლობა. ამის დასადასტურებლად შეიძლება აღვნიშნოთ, რომ $p_k=1,233$ კგ/სმ² ჩაბერვის წნევის დროს (ნახ. 149), ძრავა მაქსიმალურ სიმძლავრეს ავი-

თარებს, როცა $a=1,175$, ხოლო ჩაბერვის გარეშე მაქსიმალური სიმძლავრე მიიღწევა, როცა $a=1,055$.

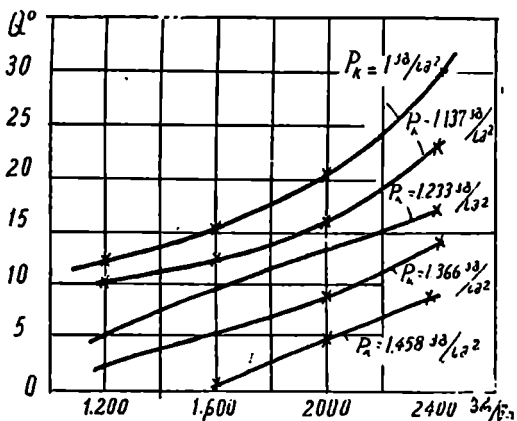
გარდა ამისა, პროფ. ნ. დიაჩენკო აღნიშნავს, რომ, თუ ჩაბერვის გარეშე ნარევის გალარიბების ზღვრად (რომლის შემდეგ ძრავა მდგრადად აღარ მუშაობს) უნდა ჩაითვალოს $a=1,1$, ჩაბერვის დროს ეს ზღვარი ფართოვდება; კერძოდ, როდესაც $p_k=1,233$ კგ/სმ², მაშინ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ზღვრული სიდიდე იყო $a=1,24$.

ასეთივე შედეგები იყო ფიქსირებულ ძრავას გამოცდის დროს სხვა სიჩქარით რეჟიმებზედაც.

ჩაბერვის დროს კარბურაციის პროცესის ნორმალური მიმდინარეობის უზრუნველსაყოფად აუცილებელია ბალანსირების მქონე კარბურატორის გამოყენება, სადაც ტიეტის კამერაში მყარდება დამჭირხნის მიერ განვითარებული წნევა.

თუ წარმოებს ჩვეულებრივი ძრავას გადაკეთება ჩაბერვით მუშაობისათვის, მაშინ საჭიროა ვიზრუნოთ საწვავის ტუმბოს წნევის გადიდებაზე.

აღვილი წარმოსადგენია, რომ ჩაბერვის წნევის ზრდასთან ერთად უნდა შემცირდეს ანთების წინსწრების კუთხის ოპტიმალური სიდიდე.



ნახ. 150. ანთების წინსწრების კუთხის ოპტიმალური სიდიდეები ჩაბერვის სხვადასხვა წნევისათვის.

150-ე ნახ-ზე მოცემულია ანთების წინსწრების კუთხის ოპტიმალური სიდიდეები ჩაბერვის სხვადასხვა წნევისათვის (პროფ. ნ. დიაჩენკოს მონაცემები).

წვის ბოლოს ტემპერატურისა და წნევის გაანგარიშება წარმოებს ძრავას თბური გაანგარიშების სტანდარტული მეთოდის მიხედვით.

ამ გაანგარიშების დროს მხედველობაში უნდა გვეყონდეს ის გარემოება, რომ, როგორც ამას ექსპერიმენტები უჩვენებს, ჩაბერვის მცირე წნევებისათვის სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტის მნიშვნელობა არაა დამოკიდებული ჩაბერვის წნევის სიდიდეზე. $3\text{H}_2\text{I} - 120$ ტიპის ძრავასათვის საშუალოდ შეიძლება მივიღოთ $\xi = 0,9$.

გაფართოებისა და განდევნის პროცესები

ჩაბერვის წნევის ზრდის დროს მატულობს საწვავის წვის სიჩქარე, რის შედეგად უნდა მოველოდეთ სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტის გადიდებას. ადვილი წარმოაადგენია, რომ ასეთ პირობებში მოიკლებს საწვავის წილა, რომელიც უნდა დაიწვას გაფართოების პროცესში, რასაც მოჰყვება გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის გადიდება.

ამრიგად, მივიღივართ დასკვნამდე, რომ ჩაბერვის წნევის ზრდას დროს გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი უნდა მატულობდეს.

მაგრამ ექსპერიმენტული მასალა გვიჩვენებს, რომ ჩაბერვის მცირე წნევებისათვის ($1,4 \text{ კგ/სმ}^2$ -მდე) სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი და გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი იცვლება მცირე ფარგლებში, რაც უფლებას გვაძლევს ჩაბერვის წნევის დასახელებულ ზღვრებში მივიღოთ მათი მუდმივობის პირობა.

გაფართოების პოლიტროპის მაჩვენებლის სიდიდე იმყოფება $n_g = 1,24 \div 1,26$ ზღვრებში.

ამ მაჩვენებლის შერჩევის შემდეგ გაფართოების ბოლოს წნევისა და ტემპერატურის სიდიდე გამოითვლება თბური გაანგარიშების ცნობილი ფორმულებით.

ჩაბერვის დროს წვის პროდუქტების განდევნის პროცესის თავისებურებად უნდა ჩაითვალოს ის, რომ ცილინდრების მუხტის ზრდის გამო მატულობს წვის პროდუქტების რაოდენობა, რის გამო იზრდება მათი გამოდევნის სიჩქარეც. ამის შედეგად დიდდება განდევნის დროს ჰიდრაულიკური წინაღობა და რამდენიმედ მატულობს ნარჩენი აირების წნევა.

§ 4. საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავას ჩაბერვა

ავტომობილის ექსპლუატაციის პირობები თავისებურ მოთხოვნებს უყენებს მისი ძრავას ჩაბერვის სისტემას.

იმის გამო, რომ ავტომობილი მუშაობს მუდმივად ცვალებადი რეჟიმით, საჭიროა ხერხდებოდეს მუხტის დაქირხნის წნევის ცვალებადობა საჭირო ფარგლებში. ასეთი ღონისძიება განსაკუთრებით საჭიროა ავტომობილისათვის, რომელსაც მაღალმთიან პირობებში უხდება მუშაობა. გარდა ამისა, დამქირხნი სწრაფად უნდა რეაგირებდეს ძრავას დატვირთვის შეცვლაზე და არ ამქლავებდეს დიდ ინერციულობას.

ერთმანეთსაგან უნდა განვასხვავოთ ძრავა, რომელიც თავიდანვე დაპროექტებული და განხორციელებულია ჩაბერვის გათვალისწინებით, ისეთი ძრავასაგან, რომელსაც შემდეგ დაემატა ჩაბერვის სისტემა.

თუ დავაკვირდებით საზღვარგარეთ არსებულ ჩაბერვის მქონე საავტომობილო ძრავებს, დავრწმუნდებით, რომ თითქმის მუდამ საქმე გვაქვს მეორე შემთხვევასთან.

სერიული წარმოების ძრავა ითვალისწინებს მის მუშაობას განსაზღვრული საწვავით და კუმშვის ხარისხით. თუ მოვისურვებთ, რომ ამ ძრავას მოვუწყოთ ჩაბერვის სისტემა, მაშინ წავაწყდებით მნიშვნელოვან სირთულეს. ეს სირთულე იმაში მდგომარეობს, რომ ჩაბერვის ზრდასთან ერთად მოიმატებს წნევა და ტემპერატურა კუმშვის ბოლოს, რასაც მოჰყვება დეტონაციისაკენ მიდრეკილების ზრდა.

ამ სიძნელის გადასალახად და იმისათვის, რომ უზრუნველყოთ ჩაბერვის დროს ძრავას უდეტონაციო მუშაობა, საჭიროა განვახორციელოთ სამიდან ერთ-ერთი ღონისძიება. ესენია:

1. უფრო მაღალი ოქტანური რიცხვის მქონე ბენზინის გამოყენება;

2. კუმშვის ხარისხის შემცირება;

3. ანთების წინსწრების კუთხის შემცირება.

რა თქმა უნდა, ყველაზე ხელსაყრელია მაღალი ოქტანური რიცხვის მქონე ბენზინის გამოყენება, რადგანაც, როგორც კუმშვის ხარისხის, ისე ანთების წინსწრების კუთხის შემცირება აუარესებს ძრავას მაჩვენებლებს.

მაგრამ მაღალი ოქტანური რიცხვის მქონე ბენზინით მომარაგება ზოგჯერ დაკავშირებულია სირთულესთან და მუდამ არ ხერხდება. მართლაც, თუკი მოგვეპოვება იაფი, უფრო მაღალი ოქტანური რიცხვის მქონე ბენზინი, მაშინ ის ძალიან კარგად შეიძლება გამოვიყენოთ ჩვეულებრივ ძრავაშიც, რომელსაც ჩაბერვა არ აქვს.

კუმშვის ხარისხის შემცირება უფრო ხელსაყრელია, ვიდრე ანთების წინსწრების კუთხის შემცირება, მაგრამ ის დაკავშირებულია იმ სირთულესთან. რომ მოითხოვს კუმშვის კამერის მოცულობის გადიდებას და, მასშასადამე, ცილინდრების ახალი სახურავის დამზადებას.

ანთების წინსწრების კუთხის შემცირება არაა დაკავშირებული არავითარ გადაკეთებებთან, რის გამო ყველაზე უფრო ხშირად მას მიმართავენ ხოლმე.

საქართველოს სსრ მეცნიერებათა აკადემიის მანქანებისა და პოლიმერულ მასალათა მექანიკის ინსტიტუტში ეს საკითხი გადაწყვეტილია იმით, რომ ანთების სისტემის ვაკუუმ-კორექტორი დამკვირხნის ჩართვის დროს ავტომატურად ამცირებს ანთების წინსწრების კუთხეს, რომელიც დამკვირხნის გამორთვისათან ერთად უბრუნდება თავის საწყის მნიშვნელობას.

ერთ-ერთი საინტერესო მოვლენა, რაც ხდება კარბურატორიანი ძრავას ჩაბერვის დროს, ის არის, რომ კუმშვის პროცესში აირის წნევის გადიდების შედეგად შესაძლებელი ხდება ცილინდრებში უფრო ლარიბი ნარევების დაწვა.

მაგალითად, პროფ. ნ. დიაჩენკომ ექსპერიმენტულად დაადგინა, რომ ЗИЛ — 120 ძრავაში ჩაბერვის წნევის გადიდებისას 1,033 კგ/სმ²-დან 1,233 კგ/სმ²-მდე ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი, რომლის დროსაც გვაქვს საწვავის მინიმალური კუთრი ხარჯი, მატულობს 1,085-დან 1,245-მდე. ასევე იზრდება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის სიდიდე, რომელიც შეესაბამება მაქსიმალური სიმძლავრის რეჟიმზე მუშაობას.

ეს გარემოება მიგვითითებს იმაზე, რომ ჩაბერვა შეიძლება გამოვიყენოთ არა მარტო ძრავას სიმძლავრის ზრდისათვის, არამედ მისი ეკონომიურობის გადიდებისათვისაც.

საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავათვის ჩაბერვა შეიძლება როგორც დამკვირხნის მექანიკური აძვრით, ასევე აირტურბინული.

მექანიკური აძვრის მქონე ჩაბერვისათვის, ჩვეულებრივ, იყენებენ როტორული ტიპის მოცულობით დამკვირხნს ან ცენტრიდანულ კომპრესორს, რომელსაც აძვრაში ცვალებადი გადაცემის რიცხვი აქვს.

თუ ჩაბერვა ხორციელდება მუდმივი გადაცემის რიცხვის მქონე ამძრავით, მაშინ უპირატესობა უნდა მიეცეს მოცულობით დამკვირხნს, რადგანაც ძრავას მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის შემცირების შემთხვევაში ცენტრიდანულ კომპრესორთან შედარებით ასეთი დამკვირხნის მწარმოებლობა ეცემა ნაკლები ინტენსივობით.

როტორული ტიპის მოცულობითი დამკვირხნი, მცირე ბრუნთა რიცხვების დროს, იძლევა ჩაბერვის შედარებით მაღალ წნევას, რაც დადებითად მოქმედებს ავტომობილის დინამიკაზე.

ცენტრიდანული კომპრესორი იძლევა ჩაბერვის შედარებით დიდ წნევებს მხოლოდ ფრთოვანას მაღალი ბრუნთა რიცხვის დროს. ამის გამო, მაშინ როცა ჩაბერვისათვის გამოყენებულია მუდმივი ამძრავის მქონე ასეთი კომპრესორი, არ უნდა მოველოდეთ ავტომობილის მა-

ლალ დინამიკურ მაჩვენებლებს ძრავას მუშაობისას შემცირებული ბრუნთა რიცხვით.

ამ ნაკლის გამოასწორებლად, როგორც ამის შესახებ ზემოთ აღვნიშნეთ, იყო ცდები განხორციელებინათ ცენტრიდანული კომპრესორის აძვრა, სადაც ძრავას ბრუნთა რიცხვის შემცირებასთან ერთად მატულობს გადაცემათა რიცხვი და კომპრესორის ფრთოვანა ყველა შემთხვევაში ბრუნავს მაღალი სისწრაფით და უზრუნველყოფს ცილინდრების საჭირო შევსებას. საწმუხნაროდ, ასეთი სისტემა რთულია და ვერ პოულობს პრაქტიკულ გავრცელებას.

დამოუკიდებლად აძვრის სისტემისა, ასეთი ჩაბერვის დიდი ნაკლია ის, რომ დამჭირხნის მუშაობაზე იხარჯება ძრავას ეფექტური სიმძლავრის შესამჩნევი ნაწილი. ეს მოვლენა განსაკუთრებით შესამჩნევი ხდება მაშინ, როცა ეცემა ძრავას სიჩქარითი რეჟიმი და როდესაც ძრავას ეფექტური სიმძლავრე მნიშვნელოვნად კლებულობს, ჩაბერვაზე დახარჯული კუთრი მუშაობა კი თითქმის უცვლელი რჩება. ამასთანავე, რაც უფრო მაღალია ჩაბერვის წნევა, მით უფრო შესამჩნევია ძრავას ეკონომიურობის გაუარესება.

უფრო მიზანშეწონილად უნდა ჩაითვალოს აირტურბინული ჩაბერვის განხორციელება.

დადებით თვისებებთან ერთად აირტურბინულ ჩაბერვას, გამოყენებულს საავტომობილო კარბურატორიან ძრავაზე, ნაკლოვანებაც ახასიათებს. მათგან ძირითადია — არაღამაჰმაყოფილებელი განვითარება მამბრუნებელი მომენტისა მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ვარდნის დროს.

ამ გარემოების მოსაწესრიგებლად შესაძლებელია განვხორციელოთ ტურბოკომპრესორის რეგულირება. რეგულირებული ტურბოჩაბერვა აუმჯობესებს ძრავას სიჩქარით მახასიათებელს, რაც გამოიხატება მამბრუნებელი მომენტის მკვეთრ ზრდაში მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის შემცირების დროს.

რეგულირებული ტურბოკომპრესორული ჩაბერვის განხორციელებისათვის პრაქტიკულად შეიძლება გამოვიყენოთ:

1. ტურბინის მუშაობის რეჟიმის რეგულირება გამობოლქვილი აირის ნაწილის გაშვებით უშუალოდ ატმოსფეროში (ტურბინაში გავლის გარეშე);
2. ტურბინის მუშაობის რეჟიმის რეგულირება მისი გამტარუნარიანობის ცვალებადობით.

მხედველობიდან არ უნდა გამოგვრჩეს აგრეთვე ძრავას მაჩვენებლების გაუმჯობესების შესაძლებლობა მისი ოპტიმალური რეჟიმის მიხედვით ტურბოკომპრესორის მომართვით.

რეგულირების პირველი ხერხი იმაში მდგომარეობს, რომ ნომინალური რეჟიმით ძრავას მუშაობის დროს გამობოლქვილი აირების ნაწილი გაიღვენება ტურბინაში გავლის გარეშე. ამასთანავე, მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის შემცირების დროს გადაშვებული აირის რაოდენობა კლებულობს და მაქსიმალური მომენტის შესაბამის რეჟიმზე გამობოლქვილი აირები მთლიანად გაიღვენება ტურბინაში გავლით. აირების გადაშვების გამოყენება მიზანშეწონილია მხოლოდ იმ შემთხვევაში, როდესაც ტურბოკომპრესორი სპეციალურადაა მომართული ძრავას მაქსიმალური მომენტის შესაბამის რეჟიმზე.

ტურბოკომპრესორის რეგულირება ტურბინის გამტარუნარიანობის ცვალებადობით შესაძლებელია განხორციელდეს ბრუნთა რიცხვების ცვალებადობის დიდ დიაპაზონში. ასეთი რეგულირება ხორციელდება საქშენი აპარატის გასავალი კვეთის ფართობის ცვალებადობით, რაც მოითხოვს ამ აპარატის სახსრებზე მოწყობილი ფრთების შემობრუნებას.

ტურბინის გამტარუნარიანობის ცვალებადობა საშუალებას იძლევა ძრავას რეჟიმის ცვალებადობის დროს შივილოთ ტურბოკომპრესორის ოპტიმალური მახასიათებლები და ამით გავაუმჯობესოთ ძრავას დინამიკური მაჩვენებლები.

ამ მეთოდის გამოყენების სირთულე იმაში მდგომარეობს, რომ ის მოითხოვს სახსრიათი ფრთების მქონე საქშენ აპარატს, რომლის დამზადება სირთულეებთანაა დაკავშირებული.

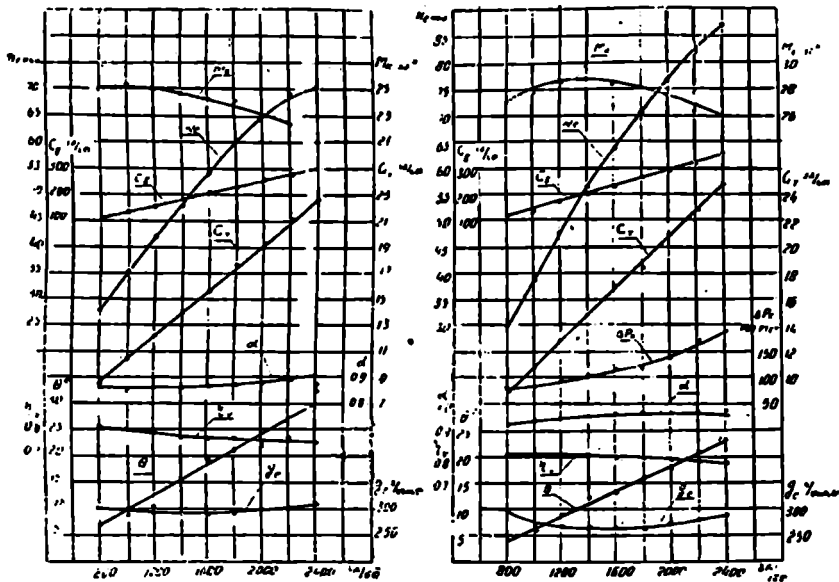
ხარეგულირებელი საქშენი აპარატის, ნაკლად ისიც უნდა ჩაითვალოს, რომ ფრთების შემობრუნების დროს იცვლება რადიალური ღრეჩო, რომელშიაც შეიძლება გავიდეს აირი. გარდა ამისა, ასეთი კონსტრუქცია რთულია და ხასიათდება დაბალი საექსპლოატაციო საიმედობით.

მაბრუნებელი მომენტის მარაგის ზრდას მივალწევთ, თუ ტურბოკომპრესორის დაბროექტების დროს ტურბინის საქშენი აპარატის გასავალ კვეთს ისე შევარჩევთ, რომ ძრავას მაქსიმალური მბრუნებელი მომენტის შესაბამის რეჟიმს დაემთხვეს ტურბოკომპრესორის მაქსიმალური მ. ქ. კ. ცხადია, რომ ასეთ შემთხვევაში ძრავას ნომინალურ რეჟიმზე ტურბოკომპრესორის მ. ქ. კ. შემცირებული იქნება.

ზოგ შემთხვევაში მიზანშეწონილია ტურბოკომპრესორის ისეთი საშუალებდო მომართვა, რომ საქშენი აპარატის გასავალი კვეთის სიდიდე ოპტიმალური იყოს მაშინ, როცა მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი შეადგენს ოპტიმუმის 70—80%. ასეთ შემთხვევაში ძრავას ნომინალურ რეჟიმზე რამდენიმედ გაუმჯობესდება ტურბოკომპრესორის

მ. ქ. კ. მაგრამ ამასთანავე რამდენიმედ მოიკლებს მაქსიმალური მო-
მენტის სიდიდე.

151-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ЗИЛ — 120 ძრავას ორი სიჩქარითი
მახასიათებელი, აღებული ზღვის დონიდან 2000 მ სიმაღლეზე, ერთი
მათგანი (მარცხნივ) შეესაბამება ძრავას მუშაობას სტანდარტულ მდგო-
მარეობაში, მეორე კი მის მუშაობას ტურბოკომპრესორული ჩაბერ-
ვით. ამ მახასიათებლების შედარება ნათლად გვიჩვენებს, თუ რა



ნახ. 151: ძრავას სიჩქარითი მახასიათებლები მისი მუშაობისას
ჩაბერვით და ჩაბერვის, გარეშე.

დადებით გავლენას ახდენს ძრავას მუშაობაზე ტურბოკომპრესორული
ჩაბერვა.

მაგალითად, ჩაბერვის გამოყენების შედეგად ძრავას სიმძლავრე
გაიზარდა 70-დან 87 ცხ. ძ-მდე (~20%), საწვავის მინიმალური კუთ-
რი ხარჯი კი შემცირდა 295-დან 260 გ/ცხ. ძ. სთ-მდე (~15%).

საინტერესოა აღინიშნოს, რომ საწყის სიმაღლეზე ძრავას სიმ-
ძლავრე შეადგენდა 86 ცხ. ძ-ს, საწვავის მინიმალური კუთრი ხარჯი
კი 265 გ/ცხ. ძ. სთ. ამრიგად, ზღვის დონიდან 2000 მ სიმაღლეზე
ტურბოკომპრესორული ჩაბერვით შესაძლებელი გახდა ЗИЛ — 120
ძრავას მაჩვენებლების სრული კომპენსაცია.

სატრაქტორო დიზელი მუშაობა დაახლოებით მუდმივი დატვირთვისა და ბრუნთა რიცხვის რეჟიმზე. ეს გარემოება განაპირობებს შისი ჩაბერვისათვის ტურბოკომპრესორული (აირტურბინული) სისტემის გამოყენების მიზანშეწონილობას. ცხადია, ასეთ შემთხვევაში მექანიკური აძვრის მქონე მოცულობითი დაშვირხნი ვერ გაუწევს ტურბოკომპრესორს ვერავითარ კონკურენციას.

თუ ერთიმეორეს შევადარებთ აირტურბინულსა და მექანიკური აძვრის მქონე ცენტრალიზებულ კომპრესორულ ჩაბერვას, დავრწმუნდებით, რომ პირველ შემთხვევაში ჩაბერვის წნევა შეიცვლება ძრავას დატვირთვისათან ერთად, იმ დროს, როდესაც მეორე შემთხვევაში ძრავას ერთი და იმავე ბრუნთა რიცხვის დროს ჩაბერვის წნევა არ იქნება დამოკიდებული დატვირთვაზე. ამის შედეგად მცირე დატვირთვით ძრავას უშუალოდსა დაშვირხნი ექნება ზედმეტი ძწარმოებლობა, რასაც მოჰყვება ძრავას ეფექტური მ. ქ. კ-ის ვარდნა.

უნდა აღინიშნოს, რომ ერთი და იმავე ინდიკატორული სიმძლავრის დროს ძრავას ეფექტური სიმძლავრე აირტურბინული ჩაბერვის შემთხვევაში მეტი იქნება, ვიდრე ჩაბერვის მექანიკური აძვრის მქონე ძრავაში. ეს იმით აიხსნება, რომ ინდიკატორული სიმძლავრის დანაკარგი ტურბინის დაყენების დროს უკუწმევის გადიდების გამო ნაკლებია, ვიდრე სიმძლავრე საჭირო დაშვირხნის მექანიკური აძვრისათვის.

ყოველივე ამის შედეგია ის, რომ აირტურბინული ჩაბერვის მქონე ძრავას მ. ქ. კ. 5 ÷ 6 % -ით მეტია ისეთ ძრავას მ. ქ. კ-თან შედარებით, რომელსაც მოწყობილი აქვს ჩაბერვა მექანიკური აძვრით.

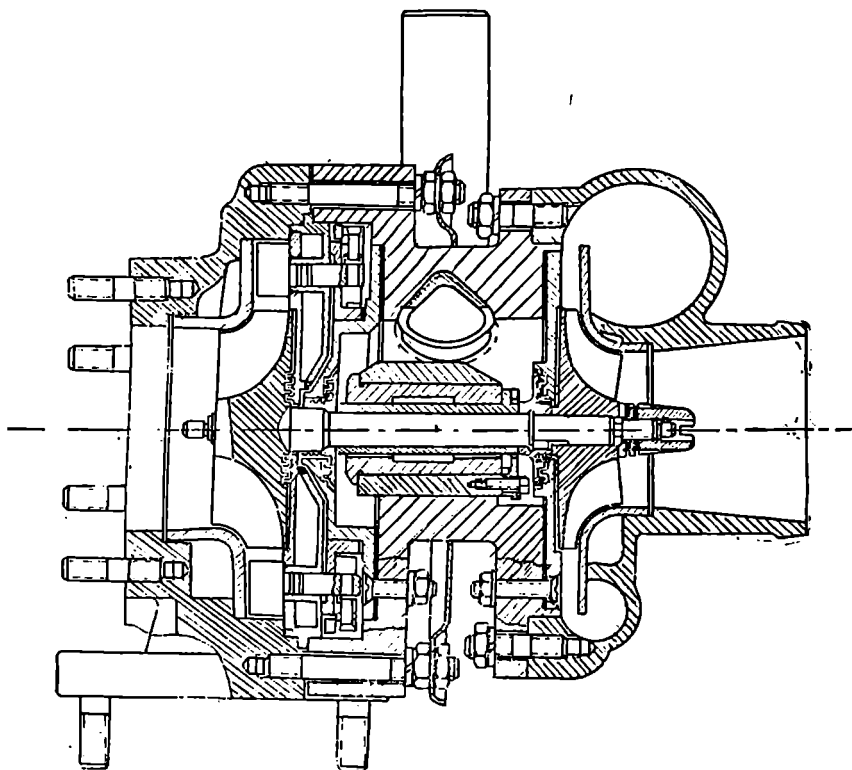
არსებული გამოცდილების საფუძველზე საკავშირო ცენტრალურმა საღიზელო ინსტიტუტმა დაამუშავა დიზელების ჩაბერვისათვის რიგი ტურბოკომპრესორებისა. ძრავებისათვის, რომელთა სიმძლავრე ცვალებადობს 40-დან 500 ცხ. ძ-მდე, გათვალისწინებულია ხუთი ტიპის ტურბოკომპრესორი: TKP—8,5, TKP—11, TKP—14, TKP—18 და TKP—23. მარკების აღნიშვნაში ციფრი გამოხატავს ტურბინის თვლის დიამეტრს, გამოსახულს სანტიმეტრებით.

როგორც წესი, ტურბინის მუშა თვლისა და კომპრესორის ფართოვანას სვამენ ერთ ლილვზე, რის შედეგად გამოდის ძალიან კომპაქტური დაშვირხნი აგრეგატი — ტურბოკომპრესორი.

დიდად გავრცელდა აირტურბინული ჩაბერვა თავისუფალი ტურბოკომპრესორით, რომელსაც არ აქვს კინემატიკური (მექანიკური) კავშირი მუხლა ლილვთან. ასეთ სისტემაში ტურბოკომპრესორი და-

მოუკიდებელი აგრეგატია და დაკავშირებულია ძრავასთან მხოლოდ აირცვლის თვალსაზრისით.

152-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ТКР — 8,5 ტურბოკომპრესორის კრილი. აქ ტურბინისა და კომპრესორის თვლები კონსოლურადაა დასმუ-



ნახ. 152. ТКР—8,5 ტურბოკომპრესორის კრილი.

ლი ლილვის ორივე მხარეა, ხოლო როტორის საყრდენი. საცისარი მოთავსებულია შუა გარკმში.

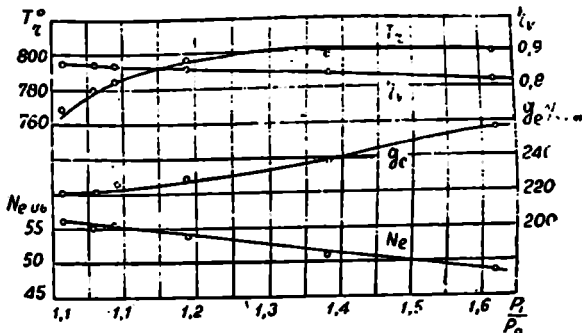
ტურბინისა და კომპრესორის ფრთები რადიალურია. კომპრესორის თვალი ნახევრად დახურულია. გამობოლქვილი აირების კინეტიკური ენერგიის უფრო სრული გამოყენებისათვის ტურბინა იმპულსურია და აირები მუშა თვალს მიეწოდება განცალკევებული გამომშვები კოლექტორებიდან.

ტურბოკომპრესორის გამოყენება იწვევს ნამუშევარი აირების

გამობოლქვის წინალობის გადიდებას, რასაც თან სდევს ნარჩენი აირების რაოდენობისა და წნევის ზრდა.

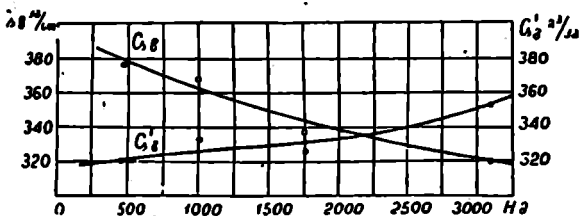
ამის შედეგად რამდენიმედ უარესდება ძრავას მაჩვენებლები, მაგრამ ეს გაუარესება დიდი გადაჭარბებით ნაზღაურდება ჩაბერვის დადებითი გავლენით.

დიზელის მაჩვენებლებზე ნამუშევარი აირების გამობოლქვის წინალობის გადიდების გავლენის შესასწავლად ტექნ. მეცნ. კანდიდატმა ა. ნაშორაძემ ჩაატარა $\Pi-54$ დიზელის სპეციალური გამოცდა. ამ გამოცდის შედეგები ნაჩვენებია 153-ე ნახ-ზე, სადაც გამოსახულია ძრავას



ნახ. 153. $\Pi-54$ დიზელის ზოვიერთო პარამეტრის დამოკიდებულება გამობოლქვის წინალობაზე

ვას სიმძლავრის N_e , საწვავის კუთრი ხარჯის g_e , შევსების კოეფიციენტის η_v და ნარჩენი აირების ტემპერატურის T_z დამოკიდებულება გამობოლქვის უკუწნევაზე. ამ გრაფიკის აბსცისაზე გადაზომილია გამომშვებ კოლექტორში აირის წნევის p_1 ფარდობა ატმოსფერულ წნევასთან p_0 , რაც ცხადია გამოსახავს გამობოლქვის წინალობას.

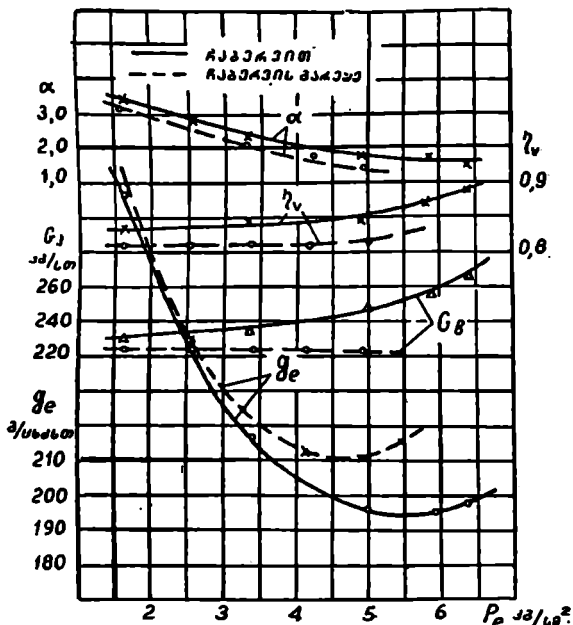


ნახ. 154. ТКР-11 ტურბოკომპრესორის მწარმოებლობის ცვალებადობა სიმძლავრეზე დამოკიდებულებით.

თუ ტურბოკომპრესორი გამოყენებულია სასიმაღლო პირობებში ძრავას დაკარგული სიმძლავრის საკომპენსაციოდ, მაშინ შესაძლებელია

მარტივდება ზღვის დონიდან სიმაღლეზე დამოკიდებულებით ჩაბერვის წნევის ცვალებადობის საკითხი.

სასიმაღლე პირობებში ტურბოკომპრესორი ამჟღავნებს ერთ საინტერესო თვისებას, რაც იმაში გამოიხატება, რომ სიმაღლის ზრდასთან ერთად, ტურბინიდან გამოშვებული აირების უკუწნევის შემცირების გამო, ტურბოკომპრესორის ბრუნთა რიცხვი მატულობს, კომპრესორის მოცულობითი მწარმოებლობა იზრდება და იქმნება ძრავას დაკარგული სიმძლავრის კომპენსაციის შესაძლებლობა.



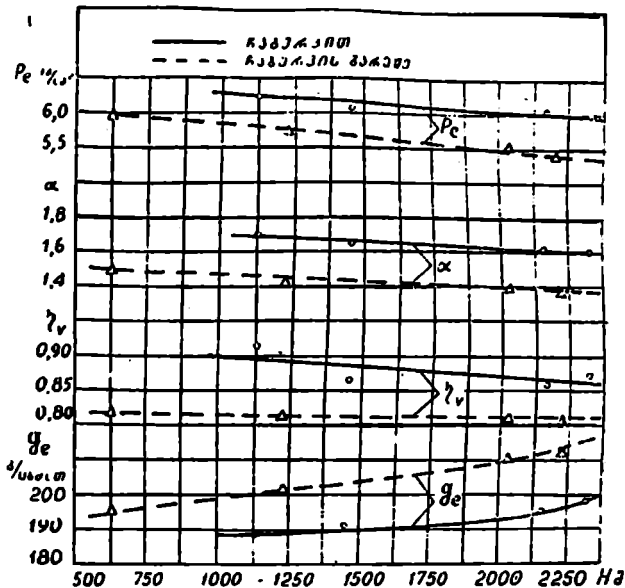
ნახ. 155. CM.1-7 დიზელის მახასიათებლები ჩაბერვით და ჩაბერვის გარეშე.

154-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია მრუდები, რომლებიც გამოსახავენ ტურბინის ლილეზე დასმული ცენტრიდანული კომპრესორის მოცულობითი G_3 და მასური (G_6) მწარმოებლობის ცვალებადობას ზღვის დონიდან სიმაღლეზე დამოკიდებულებით.

გრაფიკი გვიჩვენებს, რომ ტურბინის ბრუნვის სისწრაფის გადიდების გამო ცენტრიდანული კომპრესორის მოცულობითი მწარმოებლობა იზრდება ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად, მაგრამ მოცულობითი მწარმოებლობის ზრდა წარმოებს ნაკლები ინტენსივო-

ბით, ვიდრე ჰაერის სიმკვრივის შემცირება, ამიტომ ზღვის დონიდან სიმაღლის მატებასთან ერთად კომპრესორის მასურა მწარმოებლობა რამდენიმედ ეცემა.

155-ე ნახ-ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია $CMД$ — 7 დიზელის



ნახ. 156. $CMД$ —7 დიზელის სასიმალო მახასიათებელი.

სადატვირთო მახასიათებელი, აღებული მისი მუშაობისას ჩაბერვით და ჩაბერვის გარეშე, ზღვის დონიდან 2300 მ სიმაღლეზე.

მახასიათებელი გარკვევით გვიჩვენებს ჩაბერვის დადებით გავლენას დიზელის მუშაობაზე სასიმალო პირობებში.

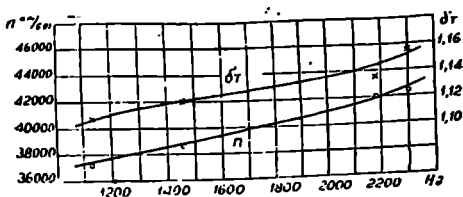
156-ე ნახ-ზე გამოსახულია ამავე ძრავას სასიმალო მახასიათებელი, სადაც აეგებულია p_e , α , η_v და g_e პარამეტრების ცვალებადობის მრუდები ზღვის დონიდან სიმაღლეზე დამოკიდებულებით.

ამ მონაცემებით ირკვევა, რომ დაახლოებით 2300 მ სიმაღლემდე აირტურბინული ჩაბერვა უზრუნველყოფს $CMД$ —7 დიზელის სიმძლავრის სრულ კომპენსაციას და ამასთანავე ეკონომიურობის გაუმჯობესებას.

როგორც აღვნიშნეთ, სასიმალო პირობებში ტურბინიდან გამოშვებული აირის უკუწევის შემცირება მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ტურბოკომპრესორის მუშაობაზე. კერძოდ, ამ მიზეზის გამო იზრდება

ტურბინაში აირის გაფართოების ხარისხი m_T და ამის შედეგად მატულობს ლილვის ბრუნთა რიცხვი n . ეს გარემოება $TKP-8,5$ ტურბოკომპრესორისათვის გამოსახულია 157-ე ნახ.ზე.

როგორც ჩანს, ზღვის დონიდან სიმაღლის მატების დროს ტურბოკომპრესორის ბრუნთა რიცხვის ზრდა მნიშვნელოვანია.



ნახ. 157. $TKP-8,5$ ტურბოკომპრესორისათვის m_T და n პარამეტრების ცვალებადობა სიმაღლეების მიხედვით.

ზემომოყვანილი მრუდები აგებულია ექსპერიმენტული კვლევის შედეგად ტექნიკის მეცნ. კანდიდატის ი. ჯებაშვილისა და ინჟ. ი. ლვინიანიძის მიერ.

§ 6. ჩაბერვის გაანგარიშება

ჩაბერვის გაანგარიშების ჩამოყალიბებული ერთიანი მეთოდი არ არსებობს. სახელმძღვანელოებში გვხვდება გაანგარიშების სხვადასხვა მეთოდი. ეს განსაკუთრებით შეეხება ჩაბერვას, რომელიც დანიშნულია სასიმაღლო პირობებში ძრავას სიმძლავრის კომპენსაციისათვის.

ჩვენ მიზანშეწონილად ვცანით აქ მოვიყვანოთ ჩაბერვის გაანგარიშების ორი მაგალითი, რომელთაგან ერთი შეეხება მექანიკური აძვრის მქონე ჩაბერვის გაანგარიშებას, მეორე კი ტურბოკომპრესორის გაანგარიშებას.

მექანიკური აძვრის მქონე ჩაბერვის გაანგარიშება

მოცემულა, განსაზღვრულია, რომ $3ИЛ$ — 120 ძრავას მოეწყოს ჩაბერვის სისტემა იმ ვარაუდით, რომ განხორციელდეს დაკარგული სიმძლავრის კომპენსაცია სასიმაღლო პირობებში მუშაობის დროს.

გამოთვლები ჩატარდეს ზღვის დონიდან შემდეგი სიმაღლეებისათვის: 0, 1000; 2000; 3000; 4000 და 5000 მ.

ჩაბერვა წარმოებს მოცულობითი, რუტის ტიპის, დამკირხნით, რომელსაც მოწყობილი აქვს მექანიკური აძვრა.

განგარიშებები ჩავატაროთ სიჩქარითი რეჟიმისათვის $n=2400$ ბრ/წთ.

ჰაერის საათობრივი ხარჯი საანგარიშო ძრავასათვის

$$V = 30 V_h n \eta_v \text{ მ}^3/\text{სთ.}$$

ჰაერის იგივე რაოდენობა, გამოსახული მასის ერთეულებში,

$$G = V \gamma_a \text{ კგ/სთ.}$$

თუ ЗИЛ—120 ძრავასათვის მივიღებთ $\eta_v=0,7$ და გავიხსენებთ, რომ ნორმალურ პირობებში $\gamma_a = 1,225$ კგ/მ³, მაშინ ზღვის დონეზე ვუქნება:

$$V = 30 \cdot 0,00555 \cdot 2400 \cdot 0,7 = 280 \text{ მ}^3/\text{სთ}$$

და

$$G = 280 \cdot 1,225 = 344 \text{ კგ/სთ.}$$

იმისათვის, რომ ყველა სიმაღლეზე შევინარჩუნოთ ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრე, საჭიროა დამკირხნმა ყველა შემთხვევაში (როცა ძრავას ბრუნთა რიცხვი $n = 2400$ ბრ/წთ) ჩაბეროს ცილინდრებში ერთნაირი რაოდენობის ჰაერი, სახელდობრ საათში 344 კგ ჰაერი.

ამის შესაბამისად დამკირხნის მოცულობითი მწარმოებლობა მოცემულ სიმაღლეზე იქნება

$$V_e = \frac{344}{\gamma_a},$$

სადაც γ_a არის მოცემულ სიმაღლეზე ჰაერის სიმკვრივე.

გამოთვლის შედეგები ნაჩვენებია 23-ე ცხრილში.

ცხრილი 23

სიმაღლე ზღვის დონიდან, H მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
ჰაერის წნევა, μp_0 კგ/სმ ²	1,033	0,917	0,811	0,715	0,628	0,550
ჰაერის ტემპერატურა, βT_0	288	281	275	268	262	255
ჰაერის სიმკვრივე, γ კგ/მ ³	1,225	1,112	1,006	0,909	0,819	0,736
დამკირხნის საჭირო მწარმოებლ. G კგ/სთ	344	344	344	344	344	344
დამკირხნის მოცულობითი მწარმოებლობა, V მ ³ /სთ	280	308	341	378	420	467
იგივე V_e მ ³ /წმ	0,078	0,085	0,095	0,105	0,117	0,130

ჩაბერვის p_k წნევა უნდა განისაზღვროს იმ მწარმოებლობის მიხედვით, რომელიც საჭიროა მოგვეცეს დამჭირხნმა მოცემულ სიმაღლეზე. თუ მივიღებთ პირობას, რომ დამჭირხნის მასური მწარმოებლობა ყველა სიმაღლეზე უნდა დარჩეს მუდმივი, მაშინ გამოვა, რომ ჩაბერვის p_k წნევაც ყველა სიმაღლეზე უნდა დარჩეს მუდმივი და ნორმალური ატმოსფერული წნევის ტოლი.

იმის გამო, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად ატმოსფერული ჰაერის წნევა კლებულობს, ადგილი ექნება დაჭირხნის ჰარი წნევის (Δp_k) ზრდას. სახელდობრ, გვექნება:

$$\Delta p_k = p_0 - \mu p_0 = p_0 (1 - \mu) \text{ კგ/სმ}^2.$$

სიმძლავრე, რომელიც საჭიროა ჩაბერვის განსახორციელებლად,

$$N_k = \frac{V_k \Delta p_k 10^4}{75 \eta} \text{ ცხ. ძ.},$$

სადაც V_k მ³/წმ არის დამჭირხნის მოცულობითი წამური მწარმოებლობა;

η — დამჭირხნისა და მისი გადაცემის საერთო მარგი ქმედების კოეფიციენტი.

V_k — სიდიდე შესაძლებელია ავიღოთ 23-ე ცხრილიდან, ხოლო დამჭირხნისა და მისი გადაცემის საერთო მარგი ქმედების კოეფიციენტი ჩვენი შემთხვევისათვის დაახლოებით შეადგენს $\eta = 0,83$.

სიდიდეთა ასეთი შერჩევის შემდეგ შესაძლებელია ვიანგარიშოთ N_k სიმძლავრე.

თუ ნორმალური ატმოსფერული პირობებისათვის ძრავას სიმძლავრეა $N_e = 90$ ცხ.ძ, ხოლო მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი $\eta_m = 0,77$, მაშინ ინდიკატორული სიმძლავრე

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_m} = \frac{90}{0,77} = 117 \text{ ცხ. ძ.}$$

თუ ჩაბერვა ისეა განხორციელებული, რომ ყველა სიმაღლეზე $N_i = \text{const}$, მაშინ ძრავას ეფექტური სიმძლავრე მოცემულ სიმაღლეზე

$$N_{ei} = N_e - N_k = 90 - N_k;$$

მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_{mi} = \frac{N_{ei}}{N_i}.$$

ამ თანაფარდობათა გამოყვანის დროს მიღებული იყო პირობა, რომ ჩაბერვის გამო ხახუნის მუშაობა თვით ძრავაში არ იცვლება.

სიმაღლე ზღვის დონიდან, H მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
p_h , კგ/სმ ²	1,033	1,033	1,033	1,033	1,033	1,033
Δp_h , კგ/სმ ²	—	0,116	0,222	0,318	0,405	0,483
$\frac{p_h}{\mu \rho_0}$	1,00	1,13	1,28	1,45	1,65	1,83
$N_{\text{თ. ც.ძ}}$	0,0	1,5	3,2	5,0	7,1	9,5
$N_{\text{ი. ც.ძ}}$	117	117	117	117	117	117
$N_{\text{ე.თ. ც.ძ}}$	90,0	88,5	86,8	85,0	82,9	80,5
$\eta_{\text{თ.თ}}$	0,77	0,76	0,75	0,73	0,71	0,69
ვფ. სიმძლავრის შემცირება, %	0,0	2,0	4,0	6,0	8,0	10,0

ცხრილში მოყვანილი მონაცემები გვიჩვენებს, რომ, თუ ჩაბერვის წნევა ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს დარჩება მუდმივი, მაშინ მიღწეული იქნება ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრის მუდმივობა, მაგრამ ეფექტური სიმძლავრე რამდენადმე მაინც მოიკლებს.

ეს გამოწვეულია ღამჭირხნის აძვრაზე სასარგებლო მუშაობის ხარჯით.

იმისათვის, რომ თავიდან ავიცილოთ ეფექტური სიმძლავრის ვარდნა, საჭიროა ჩაბერვის წნევა გავადიდოთ დაახლოებით იმდენად, რამდენადაც კლებულობს ეფექტური სიმძლავრე მაშინ, როცა $p_h = \text{const}$.

სხვანაირად რომ ვთქვათ, ჩაბერვის p_h წნევის საბოლოო სიდიდის დასადგენად საჭიროა ნორმალური ატმოსფერული წნევა 1,033 კგ/სმ² გავადიდოთ იმ პროცენტების მიხედვით, რომლებიც 24-ე ცხრილში გამოისახავს ეფექტური სიმძლავრის ვარდნას.

25-ე ცხრილში ნაჩვენებია ჩაბერვის p_h წნევის გადიდებული და საბოლოოდ მიღებული სიდიდეები.

სიმაღლე ზღვის დონიდან, H მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
p_h , კგ/სმ ²	1,033	1,050	1,070	1,090	1,110	1,130
Δp_h , კგ/სმ ²	—	0,133	0,259	0,375	0,482	0,580

აღსანიშნავია, რომ p_h წნევის სიდიდის შესწორების შემდეგ ნაწილობრივ შეიცვლება N_h და $\eta_{\text{თ.თ}}$ მაგრამ ეს ცვალებადობა დიდი არაა და შეიძლება არ მივიღოთ მხედველობაში (განსაკუთრებით მცირე სიმაღლეებისათვის).

თუ მოვისურვებთ ამ ცლომილების თავიდან არიდებას, მაშინ ისევ უნდა გავიმეოროთ ჩატარებული გაანგარიშება და კიდევ დავა-
ზუსტოთ სიმძლავრის ვარდნის პროცენტები.

დამპირხნის შემდეგ ჰაერის ტემპერატურას ვანგარიშობთ ფორ-
მულით

$$T_k = \beta T_0 \left(\frac{p_k}{\mu p_0} \right)^{\frac{n_e - 1}{n_e}}$$

დამპირხნის ჰაერის კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი ჩვენი შემთხვევისათვის შეიძლება მივიღოთ $n_e = 1,6$.

აგრეთვე თუ მივიღებთ, რომ შეთბობის ტემპერატურა $\Delta T = 12^\circ$, მაშინ საწვავი ნარევის ტემპერატურა ცილინდრში შესვლის წინ იქ-
ნება:

$$T'_k = T_k + 12^\circ.$$

შევსების კოეფიციენტის კორექტირებას ვახდენთ ფორმულით:

$$\eta_{sk} = \eta_{s0} \sqrt{\frac{T_k}{T_0}},$$

სადაც $\eta_{s0} = 0,7$ შევსების კოეფიციენტია ზღვის დონეზე.

ნარჩენი აირების წნევა მოცემულ სიმაღლეზე

$$p_{r1} = \mu p_0 + \Delta p_r.$$

ჩვენი შემთხვევისათვის შეიძლება მივიღოთ

$$\Delta p_r = p_{r0} - p_0 = 1,05 - 1,033 = 0,017 \text{ კგ/სმ}^2.$$

მივიღოთ აგრეთვე ნარჩენი აირების ტემპერატურა $T_r = 1040^\circ K$.
გამოთვლის შედეგები თავმოყრილია 26-ე ცხრილში.

ც ხ რ ი ლ ი 26

სიმაღლე ზღვის დონიდან, H მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
T_k	288	297	306	314	325	334
T'_k	300	309	318	326	337	346
η_s	0,70	0,71	0,72	0,73	0,74	0,75
p_r , კგ/სმ ²	1,050	0,934	0,828	0,732	0,645	0,567
T_r	1040	1040	1040	1040	1040	1040

ცილინდრის შევსებისა და კუმშვის პროცესების პარამეტრები ვიანგარიშით ფორმულებით:

$$\gamma = \frac{\rho_r T_h}{\rho_h T_r \eta_v (\varepsilon - 1)};$$

$$T_a = \frac{T_h + \gamma T_r}{1 + \gamma};$$

$$p_a = \eta_v \rho_h \frac{T_a}{T_h} \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} (1 + \gamma);$$

$$\rho_c = \rho_a \varepsilon^{n_j};$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_j - 1}$$

თუ გამოვიყენებთ წინა გამოანგარიშების შედეგებს და მივიღებთ, რომ $\varepsilon = 6$ და $n_j = 1,34$, შევძლებთ განვსაზღვროთ შევსებისა და კუმშვის პროცესების პარამეტრები.

გამოთვლის შედეგები ნაჩვენებია 27-ე ცხრილში.

ცხრილი 27

სიმაღლე ზღვის დონიდან, H მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
γ	0,080	0,072	0,063	0,056	0,049	0,043
T_a	355	357	360	363	370	374
ρ_a , კგ/სმ ³	0,80	0,80	0,81	0,81	0,82	0,83
ρ_c , კგ/სმ ³	8,7	8,7	8,9	8,9	9,0	9,1
T_c	655	658	663	670	681	689

ჩვენი შემთხვევისათვის მივიღოთ $\alpha = 0,9$ და $L_0 = 0,516$ მოლი/კვ; მაშინ ჰაერის ახალი მუხტი იქნება:

$$M_0 = \alpha L_0 = 0,9 \cdot 0,516 = 0,465 \text{ მოლი/კვ};$$

საწვავი ნარევის ახალი მუხტი

$$M_{\text{წვავი}} = M_0 + \frac{1}{m_s} = 0,465 + \frac{1}{114} = 0,474 \text{ მოლი/კვ};$$

წვის პროდუქტების რაოდენობა

$$M_{\text{არ}} = M_0 + \frac{H}{4} + 0,21 L_0 (1-\alpha) = 0,513 \text{ მოლი/კგ};$$

ქიმიური მოლეკულური ცვალეზადობის კოეფიციენტი

$$\mu_0 = \frac{M_{\text{არ}}}{M_{\text{ბარ}}} = \frac{0,513}{0,474} = 1,08;$$

ნამდვილი მოლეკულური ცვალეზადობის კოეფიციენტი

$$\mu_m = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma} \approx 1,07;$$

თბოუნარიანობის დანაკარგი არასრული წვის გამო

$$\Delta H_u = 14600 (1-\alpha) = 14600 (1-0,9) = 1460 \text{ კალ/კგ};$$

სამუშაო ნარევის შიგა ენერგია წვის დასაწყისში

$$U_c = mc_{ec} T_c = (4,815 + 0,000415 T_c) T_c \text{ კალ/მოლი},$$

აირის შიგა ენერგია წვის დასასრულს

$$U_z = 4,96 T_z + 6,67 \cdot 10^{-4} T_z^2 \text{ კალ/მოლი}.$$

თუ მივიღებთ სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტს $\xi = 0,9$ და საწვავის თბოუნარიანობას $H_u = 10500$ კალ/კგ, შევძლებთ ამოვხსნათ წვის განტოლება

$$\frac{\xi (H_u - \Delta H_u)}{M_{\text{ბარ}} (1 + \gamma)} + U_c = \mu_m U_z,$$

რაც მოგვცემს T_z ტემპერატურის სიდიდეს.

წვისა და გაფართოების სხვა პარამეტრებს ვანგარიშობთ ფორმულებით:

$$\lambda = \mu_m \frac{T_z}{T_c};$$

$$\rho_z = \lambda \rho_c;$$

$$\rho_b = \frac{\rho_z}{\varepsilon n_b};$$

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon n_b - 1}.$$

28-ე ცხრილში ნაჩვენებია გამოთვლის შედეგები. გამოთვლების დროს მიღებული იყო $n_3 = 1,24$ და სითბოს გამოყენების კოეფიციენტის სიდიდეები, ნაჩვენები ამავე ცხრილში.

ცხრილი 28

სიმალლე ზღვის დონიდან, H მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
μ_m	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07
U_c , კვ/მოლი	3332	3354	3392	3443	3522	3583
ξ	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91
T_x	2680	2720	2760	2800	2840	2880
λ	4,39	4,41	4,43	4,45	4,47	4,49
p_x , კვ/სმ ²	38,1	38,3	39,4	39,6	40,2	40,8
p_c , კვ/სმ ²	4,14	4,16	4,27	4,29	4,36	4,43
T_b	1750	1770	1800	1830	1850	1875

წვის შემდეგ აირის ტემპერატურისა და წნევის ნაწილობრივი გადიდება ზღვის დონიდან სიმალლის ზრდის დროს აიხსნება ამ პირობებში ჰაერის წნევის გადიდებით, რაც საკურო გახდა დამპირხნის აძვრაზე დახარჯული მუშაობის დასაფარავად.

საშუალო ინდიკატორული წნევის საანგარიშოდ შეიძლება გამოვიყენოთ ფორმულა:

$$p_i = \frac{\varphi p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{\varepsilon_3 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon n_3^{-1}} \right) - \frac{1}{n_4 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon n_4^{-1}} \right) \right] =$$

$$= \frac{0,96 p_c}{5} \left[\frac{\lambda}{0,24} \left(1 - \frac{1}{6^{0,24}} \right) - \frac{1}{0,34} \left(1 - \frac{1}{6^{0,34}} \right) \right] \text{ კვ/სმ}^2.$$

ნორმალური პირობებისათვის საშუალო ინდიკატორული წნევის გამოთვლის დროს შედეგს გამოკლებული აქვს ტუმბოსებრი დანაკარგები $\Delta p = 0,25$ კვ/სმ².

დანარჩენ პარამეტრებს ვანგარიშობთ ფორმულებით:

$$p_e = p_i \eta_{in};$$

$$N_e = \frac{p_e V_h n}{900} = \frac{p_e 5,55 n}{900};$$

$$\eta_c = \frac{1,985 M_0 (1+\gamma) T_c (z-1) \rho_c}{\rho_c H_u}$$

$$g_c = \frac{632 \cdot 1000}{\eta_c H_u}$$

გამოთვლის შედეგები თავმოყრილია 29-ე ცხრილში.

ცხრილი 29

სიმაღლე ზღვის ღონიდან, H მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
ρ_i , კგ/სმ ³	8,02	8,32	8,42	8,58	8,72	8,85
ρ_c , კგ/სმ ³	6,15	6,30	6,27	6,25	6,24	6,20
N_c , ცხ.ძ	91,0	93,1	93,0	92,5	92,4	92,0
η_c	0,222	0,221	0,220	0,218	0,217	0,216
g_c , გ/ცხ.ძ სთ	274	275	276	278	280	282

როგორც მიღებული შედეგები გვიჩვენებს, დაკარგული სიმძლავრის კომპენსაცია უზრუნველყოფილია გამოყენებული ჩაბერვით.

ტურბოკომპრესორული ჩაბერვის გაანგარიშება

ქვემოთ განხილულია ტურბოკომპრესორული ჩაბერვის მაგალითი, რომელიც შეეხება ЗИЛ — 130 ძრავას. გაანგარიშებები შესრულებულია და პრაქტიკულად განხორციელებული ტექნიკის მეცნიერებათა კანდიდატ კ. გიგაურის მიერ.

მოცემულ ობიექტში განისაზღვროს ჩაბერვის საერთო პარამეტრები და ჩატარდეს ტურბოკომპრესორის გაანგარიშება ЗИЛ — 130 ძრავასათვის. ქვემოთ მოყვანილი ჩაბერვის გაანგარიშება განკუთვნილია ძრავას სიმძლავრის დანაკარგის კომპენსაციისათვის სასიმაღლო პირობებში მუშაობის დროს.

ძრავა ЗИЛ—130-ის ჩაბერვის აგრეგატის პროტოტიპად მიღებულია ტურბოკომპრესორი ТКР—11.

ძრავას მუშაობის ზღვრულ სიმაღლეზე დაწესებულია 2000 მ ზღვის დონიდან.

ზღვრულ სიმაღლეზე ძრავას ნორმალური მუშაობისათვის ცილინდრებში მოწოდებული ჰაერის სიმკვრივე ტოლი უნდა იყოს ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში ჰაერის სიმკვრივისა, ე. ი.

$$\gamma_k = \gamma_0 = \frac{10^4 p_0}{RT_0} = \frac{10^4 \cdot 1,033}{29,3 \cdot 288} = 1,225 \text{ კგ/მ}^3.$$

ჰაერის სიმკვრივე ზღვრულ სიმაღლეზე

$$\gamma_H = \frac{10^4 p_H}{RT_H} = \frac{10^4 \cdot 0,811}{29,3 \cdot 275} = 1,006 \text{ კგ/მ}^3.$$

კომპრესორში წნევის ამაღლების ხარისხი

$$\pi_k = \left(\frac{\gamma_k}{\gamma_H} \right)^{\frac{1}{1 - \frac{\lambda}{\eta_{\text{აოლ}}}}},$$

სადაც $\eta_{\text{აოლ}} = 0,72$ არის კომპრესორის პოლიტროპული მ. ქ. კ.

თუ მივიღებთ, რომ $\lambda = \frac{k-1}{k} = 0,286$, სადაც $k = 1,4$ არის ჰაერის კუმშვის ადიაბატის მაჩვენებელი, მაშინ

$$\pi_k = \left(\frac{1,225}{1,006} \right)^{\frac{1}{1 - \frac{0,286}{0,72}}} = 1,387.$$

თუ გავითვალისწინებთ კომპრესორამდე შემშვები მილგაყვანილობის გამტარობის წინააღმდეგობას, კომპრესორის წინ ჰაერის ნაკადს ექნება დაახლოებით შემდეგი წნევა:

$$p_1 = p_H - \Delta p = 0,811 - 0,011 = 0,8 \text{ კგ/სმ}^2.$$

ჩაბერვის წნევა ზღვრულ სიმაღლეზე

$$p_k = \pi_k p_1 = 1,387 \cdot 0,8 \approx 1,11 \text{ კგ/სმ}^2.$$

კომპრესორისა და ძრავას ჰაერის ხარჯი

$$G'_k = V_k \gamma_k = 30 V_k n \eta_s \gamma_k,$$

სადაც V_k არის ჰაერის მოცულობითი საათობრივი ხარჯი;

V_k — ძრავას ლიტრაჟი;

n — ძრავას ნომინალური ბრუნთა რიცხვი;

η_s — შევსების კოეფიციენტი.

$$G'_k = 30 \cdot 0,006 \cdot 3200 \cdot 0,77 \cdot 1,225 = 543,3 \text{ კგ/სთ} = 0,1509 \text{ კგ/წმ}.$$

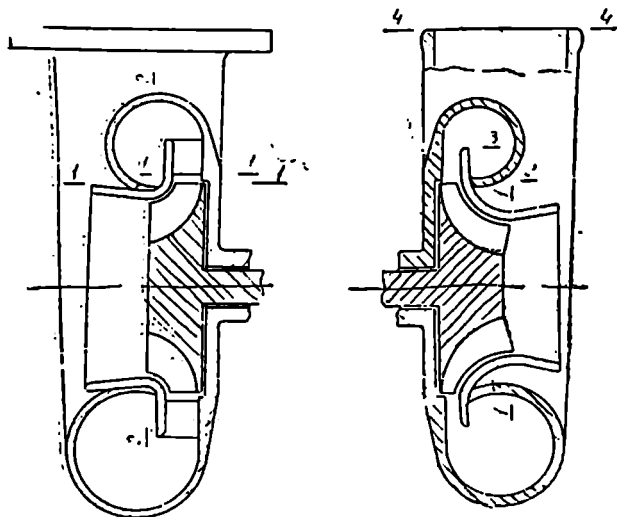
თუ გავითვალისწინებთ ჰაერის გამოდინებას ჩაბერვის სისტემიდან დანაკარგების სახით, რომელიც დაახლოებით უდრის $2 \div 3$ %-ს, ჰაერის საანგარიშო რაოდენობა

$$G_k = G'_k + \frac{G'_k}{100} 2 = 0,1509 + \frac{0,1509}{100} 2 = 0,154 \text{ კგ/წმ.}$$

ცენტრიდანული კომპრესორის გაანგარიშება. საწყის სიდიდეებად ვღებულობთ:

1. დაწნევის კოეფიციენტი $\bar{H} = 1,25$;
2. კომპრესორის ადიაბატური მ. ქ. კ. $\eta_{ad} = 0,72$.

ქვემოთ გამოყენებულია შემდეგი ინდექსები (ნახ. 158):



ნახ. 158. ტურბინისა და კომპრესორის სქემები საანგარიშო კვებების ჩვენებით.

1¹ — კვითი 1¹ — 1 საქშენი აპარატის გამოსასვლელში;

1 — კვითი 1 — 1 კომპრესორისა და ტურბინის თვლების შესასვლელში;

2 — კვითი 2 — 2 კომპრესორისა და ტურბინის თვლების გამოსასვლელში;

3 — კვითი 3 — 3 დიფუზორის გამოსასვლელში;

4 — კვითი 4 — 4 კომპრესორის ნიჟარის გამოსასვლელში.

კომპრესორის ადიაბატური დაწნევა

$$H_{\text{ავ}} = \frac{k}{k-1} RT_{\text{II}} \left(\pi_{\text{ჩ}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = 102,5 T_{\text{II}} \overline{\Delta t}_{\text{ჩ}} \text{ კგ/კგ.}$$

სადაც $k=1,4$ არის ჰერის კუმშვის ადიაბატის მაჩვენებელი:
 $R=29,3$ —აირის მუდმივა;

$$\overline{\Delta t}_{\text{ჩ}} = \pi_{\text{ჩ}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 = 0,098 \text{—კომპრესორში ჰერის კუმშვის ტემპერატურის ფარდობითი ადიაბატური ნაზრდი.}$$

ამრიგად,

$$H_{\text{ავ}} = 102,5 \cdot 275 \cdot 0,098 = 2760 \text{ კგ/კგ.}$$

კომპრესორში ჰერის ტემპერატურის ადიაბატური ნამატი

$$\Delta t_{\text{ავ}} = \overline{\Delta t}_{\text{ჩ}} T_{\text{II}} = 0,098 \cdot 275 = 26,95^{\circ}\text{C.}$$

ჰერის ნაკადის ნამდვილი ტემპერატურა კომპრესორიდან გასვლისას

$$t_{\text{ჩ}} = t_{\text{II}} + \frac{\Delta t_{\text{ავ}}}{\eta_{\text{ავ}}} = 2 + \frac{26,95}{0,72} = 39,43^{\circ}\text{C.}$$

კომპრესორის თვლის წრიული სიჩქარე

$$u_{\text{ჩ}} = \sqrt{\frac{2gH_{\text{ავ}}}{H}},$$

სადაც $g=9,81$ მ/წმ² არის სიმძიმის ძალის აჩქარება.

$$u_{\text{ჩ}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 2760}{1,25}} = 208 \text{ მ/წმ.}$$

ვირჩევთ ჰერის ხარჯის კოეფიციენტა

$$\overline{C}_m = \frac{G_{\text{ჩ}}}{\gamma_{\text{II}} F_1 u_{\text{ჩ}}} = 0,23,$$

სადაც F_1 არის თვლის შესასვლელის ფართობი.

ვირჩევთ კომპრესორის თვლის გარე და შიგა (მორგვის) დიამეტრებს $D_{\text{ჩ}}=110$ მმ, ხოლო $d_1=24$ მმ.

კომპრესორის თვლის დიამეტრი შესასვლელში

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 G_h}{\pi \gamma_H \bar{C}_m u_h} + d_1^2} =$$

$$= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,154}{3,14 \cdot 1,006 \cdot 0,23 \cdot 208} + 0,024^2} = 0,0678 \text{ მ} = 67,8 \text{ მმ.}$$

ვღებულობთ $D_1 = 68 \text{ მმ.}$

კომპრესორის თვლის შესასვლელის ფართობი

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_1^2) = \frac{3,14}{4} (6,8^2 - 2,4^2) = 31,8 \text{ სმ}^2$$

ჰაერის ხარჯის კოეფიციენტის საანგარიშო მნიშვნელობა:

$$\bar{C}_m = \frac{G_h}{\gamma_H F_1 u_h} = \frac{0,154}{1,006 \cdot 0,00318 \cdot 208} = 0,231.$$

ნაკადის აქსიალური სიჩქარე კომპრესორის თვლის შესასვლელ-
თან

$$C_{1a} = \frac{V_1}{F_1} = \frac{V_1 \gamma_H}{\gamma_H F_1} = \frac{V_h \gamma_h}{\gamma_H F_1} = \frac{G_h}{\gamma_H F_1}; \quad \bar{C}_m = \frac{G_h}{\gamma_H F_1 u_h} = \frac{C_{1a}}{u_h}.$$

ამრიგად,

$$C_{1a} = \bar{C}_m u_h = 0,231 \cdot 208 = 48,05 \text{ მ/წმ.}$$

კომპრესორის ბრუნთა რიცხვი

$$n_{\text{რე}} = \frac{60 u_h}{\pi D_h} = \frac{60 \cdot 208}{3,14 \cdot 0,11} = 36100 \text{ ბრ/წთ.}$$

თვლის საშუალო დიამეტრი შესასვლელში

$$D_{1\text{ს}} = \sqrt{\frac{D_1^2 - d_1^2}{2}} = \sqrt{\frac{68^2 - 24^2}{2}} = 51 \text{ მმ.}$$

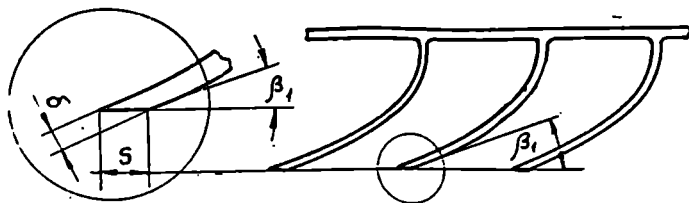
24 მმ; 51 მმ და 68 მმ დიამეტრებზე თვლის წრიული სიჩქარე

$$u_{24} = \frac{\pi D_{\text{თ}} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,024 \cdot 36100}{60} = 45,4 \text{ მ/წმ;}$$

$$u_{51} = \frac{3,14 \cdot 0,051 \cdot 36100}{60} = 96,4 \text{ მ/წმ;}$$

$$u_{68} = \frac{3,14 \cdot 0,068 \cdot 36100}{60} = 128,5 \text{ მ/წმ.}$$

თელის შესასვლელში ჰაერის ნაკადის პარამეტრებსა და ზოგიერთ მონაცემებს ფრთის შესახებ გამოვჭვლით შემდეგი მოსაზრებების მიხედვით: ვლებულობთ, რომ შესასვლელში ფრთის სისქის შეფარდება ფრთის დახრის კუთხის სინუსთან იყოს მუდმივი სიდიდე



ნახ. 159. კომპრესორის თვალში ჰაერის ნაკადის შესასვლელის სქემატური გამოსახვა.

(ნახ. 159), ე. ი.

$$\frac{\delta}{\sin \beta_1} = 2,$$

ისადაც δ არის თელის შესასვლელში ფრთის სისქე;

β_1 —ფრთის დახრის კუთხე.

ვირჩევთ თელის ფრთების რიცხვს $z = 12$.

თელის შესასვლელი კვეთის შევიწროების კოეფიციენტი

$$\tau = 1 - \frac{\delta}{\sin \beta_1} \frac{z}{\pi D_m},$$

ე. ი. სხვადასხვა კვეთისათვის

$$\tau_{24} = 1 - 2 \frac{12}{3,14 \cdot 24} = 0,682;$$

$$\tau_{61} = 1 - 2 \frac{12}{3,14 \cdot 51} = 0,850;$$

$$\tau_{88} = 1 - 2 \frac{12}{3,14 \cdot 68} = 0,887.$$

ფრთის დახრის საანგარიშო კუთხეები

$$\beta_1 = \arctg \frac{C_{1a}}{\mu_m \tau_m}.$$

$$\beta_{1-24} = \arctg \frac{48,05}{45,4 \cdot 0,682} = \arctg 1,555; \quad \beta_{1-24} = 57^\circ 10'.$$

$$\beta_{1-51} = \arctg \frac{48,05}{96,4 \cdot 0,85} = \arctg 0,590; \beta_{1-51} = 30^{\circ} 30'.$$

$$\beta_{1-88} = \arctg \frac{48,05}{128,5 \cdot 0,887} = \arctg 0,422; \beta_{1-88} = 24^{\circ} 50'.$$

პერის ნაკადის თვალში მდოვრედ შესვლისათვის (დარტყმების გარეშე) თვლის ფრთების დახრის კუთხე უნდა უდრიდეს ნაკადის შესვლის კუთხეს. მაგრამ ფრთებს შორის მოთავსებული არხის დიფუზიონობა გამოდის იმგვარი, რომ ენერგიის დანაკარგები, გამოწვეული ფრთების კედლებზე ნაკადის ხახუნით და ნაკადის მოწყვეტილი კედლებიდან, არსებით გავლენას ახდენს კომპრესორის მ. ქ. კ-ზე. ამისათვის თვლის ფრთების დახრის ნამდვილ კუთხეს შესასვლელში აგებენ გარკვეული შეტევის კუთხით.

გ. სკუბაჩევისკის რეკომენდაციით შეტევის კუთხე შეიძლება იცვლებოდეს $0^{\circ}30'$ -დან 5° -მდე.

საშუალო დიამეტრზე ფრთის დახრის ნამდვილი კუთხე

$$\beta_{1\Phi} = \beta_{1-51} + (0^{\circ} 30' \div 5^{\circ}) = 30^{\circ} 30' + 2^{\circ} = 32^{\circ} 30'.$$

კომპრესორის თვლის შესასვლელში ფრთების დახრის ნამდვილ კუთხეებს ნებისმიერ დიამეტრზე გამოვთვლით იმ კანონზომიერებით, რომ ნებისმიერი დიამეტრისა და მის შესაბამისი ფრთის დახრის ნამდვილი კუთხის ტანგენსის ნამრავლი იყოს მუდმივი სიდიდე, ე. ი.

$$D_{\Phi} \cdot \operatorname{tg} \beta_{1\Phi} = \operatorname{const}.$$

$$51 \cdot \operatorname{tg} \beta_{1\Phi-51} = 51 \cdot \operatorname{tg} 32^{\circ} 30' = 51 \cdot 0,6371 = 32,5 = \operatorname{const}.$$

აქედან დანარჩენ საანგარიშო დიამეტრებზე ფრთის დახრის ნამდვილი კუთხეები იქნება:

$$\operatorname{tg} \beta_{1\Phi-24} = \frac{32,5}{D_{\Phi}} = \frac{32,5}{24} = 1,354; \beta_{1\Phi-24} = 53^{\circ} 34';$$

$$\operatorname{tg} \beta_{1\Phi-88} = \frac{32,5}{68} = 0,478; \beta_{1\Phi-88} = 25^{\circ} 30'.$$

ფრთის სისქე თვლის შესასვლელში

$$\delta_{24} = 2 \sin \beta_{1\Phi-24} = 2 \cdot 0,8046 = 1,61 \text{ მმ};$$

$$\delta_{51} = 2 \sin \beta_{1\Phi-51} = 2 \cdot 0,5373 = 1,07 \text{ მმ};$$

$$\delta_{88} = 2 \sin \beta_{1\Phi-88} = 2 \cdot 0,4305 = 0,86 \text{ მმ}.$$

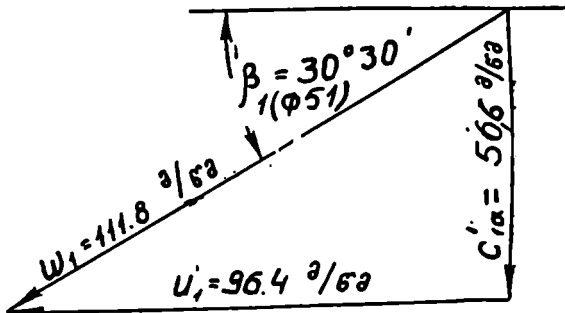
ფრთებს შორის არხში (თვლის შესასვლელში) ნაკადის სიჩქარეებს საშუალო დიამეტრზე ექნებათ შემდეგი მნიშვნელობები: აბსოლუტურ სიჩქარეს

$$C_{1ak} = \frac{C_{1a}}{\tau_{s1}} = \frac{48,05}{0,85} = 56,6 \text{ მ/წმ.}$$

ფარდობით სიჩქარეს

$$W_{1sa} = \sqrt{u_{s1}^2 + C_{1ak}^2} = \sqrt{96,4^2 + 56,6^2} = 111,8 \text{ მ/წმ.}$$

ვირჩევთ არხის გამოსასვლელთან რადიალურ სიჩქარეს იმ კა-



ნახ. 160. კომპრესორის თვლის შესასვლელში სიჩქარეთა სამკუთხედი.

ნონზომიერებით, რომ მისი სიდიდე არხიდან გამოსვლისას ეტოლებოდეს შესასვლელში აბსოლუტურ სიჩქარეს. ვღებულობთ, რომ

$$C_{2ak} = 58 \text{ მ/წმ.}$$

კომპრესორის თვლის შესასვლელში მოქმედ სიჩქარეთა სამკუთხედი გამოაჩნულია 160-ე ნახ-ზე.

კომპრესორის თვალში დანაკარგები გამოითვლება არხის საშუალო კვეთის მიხედვით.

დანაკარგები მბრუნავ მიმმართველ აპარატში

$$H_{ra} = \xi \frac{W_1^2}{2g}$$

სადაც $\xi = 0,1 \div 0,3$ არის დიფუზორისა და მბრუნავ მიმმართველ აპარატში ნაკადის მობრუნების დანაკარგების განმსაზღვრელი კოეფიციენტი.

$$H_{r,a} = 0,15 \frac{111,8^2}{19,6} = 95,7 \text{ მ.}$$

ნაკადის მობრუნებასა და ხახუნზე დანაკარგები

$$H_{r,h} = \xi_h \frac{C_{2r,h}}{2g},$$

სადაც $\xi_h = 0,1 \div 0,2$ არის ნაკადის ღერძული მიმართულებიდან რადიალურამდე მობრუნებისა და რადიალურ უბანზე ხახუნის განმსაზღვრელი კოეფიციენტი.

$$H_{r,h} = 0,13 \frac{58^2}{19,6} = 22,3 \text{ მ.}$$

დისკოს ხახუნისა და სავენტილაციო დანაკარგები

$$H_{r,g} = \alpha \frac{u_k^2}{g},$$

სადაც α არის კომპრესორის თვლის მბრუნავი დისკოს რადიალურ ზედაპირებზე ნაკადის ხახუნის დანაკარგების განმსაზღვრელი კოეფიციენტი. ცენტრიდანული კომპრესორებისათვის $\alpha = 0,04 \div 0,08$.

$$H_{r,g} = 0,05 \frac{208^2}{9,81} = 220,5 \text{ მ.}$$

კომპრესორის თვალში დანაკარგების ჯამი

$$\Sigma H_r = H_{r,a} + H_{r,h} + H_{r,g} = 338,5 \text{ მ.}$$

ჰაერის ნაკადის აგრეხის კოეფიციენტი μ . კაზანჯანის ფორმულის მიხედვით

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{r_{sa}}{r_h}\right)^2}},$$

სადაც r_{sa} არის თვლის შესასვლელის საშუალო რადიუსი;
 r_h — თვლის გარე რადიუსი.

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{3,14}{12} \frac{1}{1 - \left(\frac{25,5}{55}\right)^2}} = 0,82.$$

კომპრესორის შემშვები მილის დიამეტრი თვლის შესასვლელთან

$$D = D_1 + 1 = 69 \text{ მმ.}$$

კომპრესორის შემშვები მილის ფართობი თვლის შესასვლელთან

$$F = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 6,9^2}{4} = 37,4 \text{ სმ}^2.$$

კომპრესორის შემშვებ მილში ნაკადის აქსიალური სიჩქარე თვალ-
თან

$$C_a = \frac{G_k}{\gamma_{II} F} = \frac{0,154}{1,006 \cdot 0,00374} = 41 \text{ მ/წმ.}$$

პერის ტემპერატურა თვლის შესასვლელში

$$T_1 = T_H + \frac{C_a^2 - C_{1ak}^2}{2g \frac{k}{k-1} R} = 275 + \frac{41^2 - 56,6^2}{19,6 \cdot 3,5 \cdot 29,3} \approx 274^\circ K.$$

პერის ტემპერატურა კომპრესორის თვლიდან გასვლისას

$$T_2 = T_1 + \left(\mu + 0,5\alpha - \frac{\mu^2}{2} \right) \frac{u_k^2}{g \frac{k}{k-1} R} =$$

$$= 274 + \left(0,82 + 0,5 \cdot 0,05 - \frac{0,82^2}{2} \right) \frac{208^2}{9,81 \cdot 3,5 \cdot 29,3} \approx 296^\circ K.$$

კომპრესორის თვალში კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელი

$$\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} - \frac{\sum H_r}{R(T_2 - T_1)} = 3,5 - \frac{338,5}{29,3(296 - 274)} = 2,972;$$

$$n = 1,51.$$

კომპრესორის თვლის მ. ქ. კ.

$$\eta_n = \frac{n}{n-1} \frac{k-1}{k} = \frac{1,51}{0,51} \frac{0,4}{1,4} = 0,85.$$

ნაკადის წნევა თვლიდან გასვლისას

$$p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} = 0,8 \left(\frac{296}{274} \right)^{\frac{1,51}{0,51}} = 1,01 \text{ კგ/სმ}^2.$$

ჰაერის სიმკვრივე თვლიდან გასვლისას

$$\gamma_2 = \frac{\rho_2}{RT_2} = \frac{1,01}{29,3 \cdot 296} = 1,16 \text{ კგ/მ}^3.$$

შევირჩიოთ თვლის გასასვლელში ფრთის სისქე $\delta = 0,7$ მმ.
თვლის გასასვლელი კვეთის შევიწროების კოეფიციენტი

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta z}{\pi D_0} = 1 - \frac{0,7 \cdot 12}{3,14 \cdot 110} = 0,976.$$

რადიალური სიჩქარე (თვლის გასასვლელში აბსოლუტური სიჩქარის მდგენელი)

$$C_{2r} = C_{2rk} \tau_2 = 58 \cdot 0,976 = 56,6 \text{ მ/წმ.}$$

თვლის გასასვლელში ნაკადის აბსოლუტური სიჩქარის მდგენელი

$$C_{2u} = \mu \mu_k = 0,82 \cdot 208 = 170,6 \text{ მ/წმ.}$$

ნაკადის გამოსვლის აბსოლუტური სიჩქარე

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2} = \sqrt{170,6^2 + 56,6^2} = 179,7 \text{ მ/წმ.}$$

ნაკადის გამოსვლის ფარდობითი სიჩქარე

$$W_2 = \sqrt{(\mu_k - C_{2u})^2 + C_{2r}^2} = \sqrt{(208 - 170,6)^2 + 56,6^2} = 67,8 \text{ მ/წმ.}$$

აბსოლუტურსა და წრიულ სიჩქარეთა შორის კუთხე

$$\alpha_2 = \arctg \frac{C_{2r}}{C_{2u}} = \arctg \frac{56,6}{170,6}; \alpha_2 = 18^\circ 22'.$$

ფარდობითსა და წრიულ სიჩქარეთა შორის კუთხე

$$\beta_2 = \arctg \frac{C_{2r}}{\mu_k - C_{2u}} = \arctg \frac{56,6}{208 - 170,6}; \beta_2 = 56^\circ 32'.$$

თვლის გამოსასვლელში მოქმედ სიჩქარეთა სამკუთხედი გამოსახულია 161-ე ნახ-ზე.

კომპრესორის თვლის ფრთების სიგანე გამოსასვლელში

$$b_2 = \frac{G_k}{\gamma_2 \pi D_k C_{2r}} = \frac{0,154}{1,01 \cdot 3,14 \cdot 0,11 \cdot 56,6} = 0,00682 \text{ მ} = 6,8 \text{ მმ.}$$

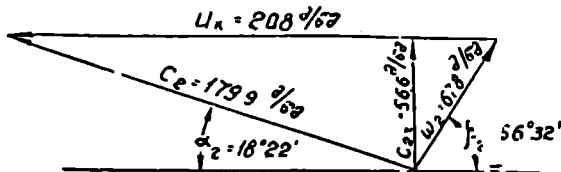
ვირჩევთ უფრო დიფუზორის გარე დიამეტრს

$$D_3 = 180 \text{ მმ.}$$

უფროს დიფუზორში დანაკარგები

$$H_g = \frac{\xi_g C_2^2 (D_3 - D_2) D_2}{2 g \sin \alpha_2 b_2 D_3}$$

უფროს დიფუზორიდან ნაკადის გასვლის α_3 კუთხე ტოლია შესვლის კუთხისა, ე. ი. $\alpha_3 = \alpha_2$, ხოლო დანაკარგების გამთვალისწინებელი კოეფიციენტი იცვლება $\xi_g = 0,015 \div 0,025$ ზღვრებში.



ნახ. 161. კომპრესორის თვლის გამოსასვლელში სიჩქარეთა სამკუთხედი.

$$H_g = \frac{0,015 \cdot 179,9^2 (0,18 - 0,11) 0,11}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,3151 \cdot 0,0068 \cdot 0,18} = 492 \text{ მ.}$$

დიფუზორიდან ნაკადის გამოსვლის სიჩქარე

$$C_3 = C_2 \frac{D_2}{D_3} = 179,9 \frac{0,11}{0,18} = 109,9 \text{ მ/წმ.}$$

ნაკადის ტემპერატურა დიფუზორიდან გამოსვლისას

$$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 + C_3^2}{2 g \frac{k}{k-1} R} = 296 + \frac{179,9^2 + 109,9^2}{19,6 \cdot 3,5 \cdot 29,3} = 306^\circ \text{K.}$$

დიფუზორში ჰაერის კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელი

$$\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} - \frac{H_g}{R (T_3 - T_2)} = \frac{1,4}{0,4} - \frac{492}{29,3(306 - 296)} = 1,82;$$

$$n = 2,22.$$

ჰაერის წნევა დიფუზორიდან გასვლისას

$$p_3 = p_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n}{n-1}} = 1,01 \left(\frac{306}{296} \right)^{\frac{2,22}{1,22}} = 1,07 \text{ კგ/სმ}^2.$$

ჰაერის სიმკვრივე დიფუზორიდან გასვლისას

$$\gamma_3 = \frac{p_3}{R T_3} = \frac{1,07}{29,3 \cdot 306} = 1,19 \text{ კგ/მ}^3.$$

ჰაერის სიმკვრივე კომპრესორის ნიჟარიდან გასვლისას

$$\gamma_4 = \frac{\pi_h p_1}{R (T_1 + \Delta t_h)} = \frac{1,387 \cdot 0,8 \cdot 10^4}{29,3 (274 + 37,4)} = 1,22 \text{ კგ/მ}^3; \Delta t_h = t_h - t_{11}.$$

ვირჩევთ კომპრესორის ნიჟარის გასასვლელის დიამეტრს

$$D_4 = 65 \text{ მმ.}$$

ნიჟარის გასასვლელის ფართობი

$$F_4 = \frac{\pi D_4^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 6,5^2}{4} = 33,17 \text{ სმ}^2.$$

ნიჟარის გასასვლელი ფართობი შეიძლება გამოისახოს ასეც

$$F_4 = \frac{G_h}{\gamma_4 C_4} = 33,17 \text{ სმ}^2.$$

აქედან ნიჟარიდან ნაკადის გასვლის სიჩქარე

$$C_4 = \frac{G_h}{\gamma_4 F_4} = \frac{0,154}{1,22 \cdot 0,003317} = 38 \text{ მ/წმ.}$$

ჰაერის ნაკადის ტემპერატურა ნიჟარიდან გასვლისას

$$T_4 = T_3 + \frac{C_4^2 - C_3^2}{2g \frac{k}{k-1} R} = 306 + \frac{109,9^2 - 38^2}{19,6 \cdot 3,5 \cdot 29,3} = 311,6^\circ \text{K.}$$

ნიჟარაში ჰაერის კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელს ვიღებთ $n=2,2$.

ჰაერის წნევა ნიჟარიდან გამოსვლისას

$$p_4 = p_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n}{n-1}} = 1,07 \left(\frac{311,5}{306} \right)^{\frac{2,2}{1,2}} = 1,1 \text{ კგ/სმ}^2.$$

როგორც აქედან ჩანს, ჰაერის ნაკადის წნევა ნიჟარიდან გამოსვლისას საკმარისი სიზუსტით ემთხვევა გაანგარიშების დასაწყისში განსაზღვრულ ჩაბერვის წნევას.

კომპრესორის ადიაბატური მ. ქ. კ.

$$\eta_{\text{ად}} = \frac{\Delta t_{\text{ად}}}{\Delta t_{\text{h}}}$$

კომპრესორში ჰაერის ტემპერატურის ნაზრდი

$$\Delta t_{\text{h}} = T_4 - T_1 = 311,6 - 274 = 37,6^\circ\text{C}.$$

$$\eta_{\text{ად}} = \frac{26,95}{37,6} = 0,72.$$

ცენტრისკენული ტურბინის გაანგარიშება.
ცენტრისკენული იმპულსური ტურბინის გაანგარიშებისათვის ვირჩევთ საწყის სიდიდეებს:

1. ტურბინის ადიაბატური მ. ქ. კ. $\eta_{\text{ად}} = 0,8$;
2. შექანიტური მ. ქ. კ. $\eta_{\text{მ}} = 0,9$;
3. გამობოლქვილი აირების ტემპერატურა $T_r = 800^\circ\text{C} = 1073^\circ\text{K}$;
4. ტურბინის შემდეგ უკუწნევა $p_r = 0,82$.

გამობოლქვილი აირების მასური რაოდენობა

$$G_r = G_h + G_{\text{ს.წ}} - G_{\text{დ}}$$

$$G_r = G_h \beta_{\text{ს.წ}} \beta'_{\text{დ}} \beta''_{\text{დ}}$$

სადაც $\beta_{\text{ს.წ}} = 1,07$ არის საწვავის დაწვის შედეგად აირების მოლეკულური მასის გადიდების კოეფიციენტი,

$$\beta_{\text{ს.წ}} = \frac{G_h + G_{\text{ს.წ}}}{G_h};$$

$\beta'_{\text{დ}} = 0,98$ — ჰაერის ღრეჩობებსა და ცილინდრებში მუშა ნარევის გაპარვის გამთვალისწინებელი კოეფიციენტი;

$\beta''_{\text{დ}} = 0,98$ — ნამუშევარი აირების ცილინდრებსა და ღრეჩობებში გაპარვის გამთვალისწინებელი კოეფიციენტი.

ამრიგად,

$$G_r = 0,154 \cdot 1,07 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,158 \text{ კგ/წმ}.$$

ტურბინის მაქსიმალური მ. ქ. კ. მისაღებად წარმოებს საანგარიშო რეჟიმის შერჩევა.

ტურბინაში გამბოლქვი აირების პულსაციური ნაკადის ეფექტის უკეთესად გამოყენებისათვის ვსარგებლობთ სადიზელო ინსტიტუტის

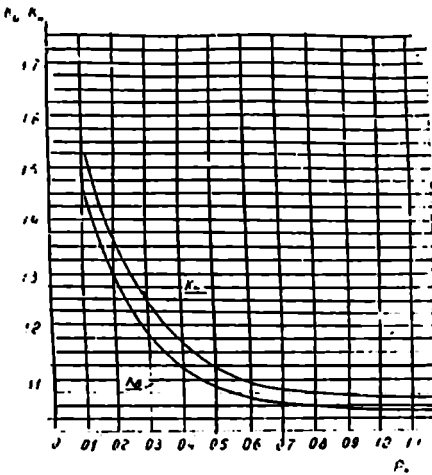
მიერ რეკომენდებული გრაფიკებიდან აღებული კოეფიციენტებით k_G , k_H და η_a .

162-ე, 163-ე და 164-ე ნახაზებზე ნაჩვენებია გრაფიკები აგებულია

სამ ცილინდრიდან ერთ კოლექტორში გამობოლქვის შემთხვევისათვის. აქ

k_G არის ტურბინის წინ აირების ნაკადის იმპულსურობის საანგარიშო ხარჯზე მოქმედების გამთვალისწინებელი კოეფიციენტი (რომელიც უდრის აირების საანგარიშო ხარჯის შეფარდებას ნამდვილ ხარჯთან);

k_H — ტურბინის წინ აირების ნაკადის იმპულსურობის საანგარიშო დაწნევაზე



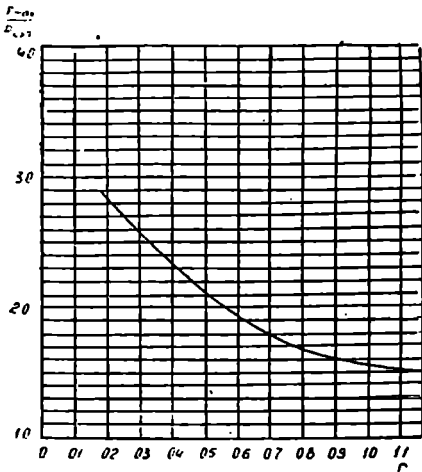
ნახ. 162. დამოკიდებულება იმპულსურობის კოეფიციენტებსა და ჩაბერვის ქარზე წნევას შორის.

მოქმედების გამთვალისწინებელი კოეფიციენტი (რომელიც უდრის აირების საანგარიშო დაწნევის შეფარდებას ნამდვილ დაწნევასთან);

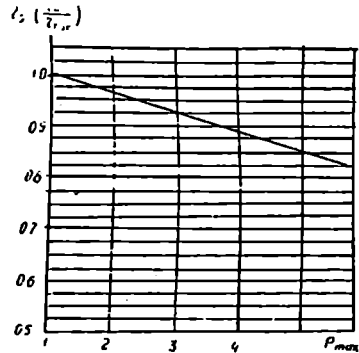
η_a — იმპულსის ხსიათის მიხედვით ტურბინის მ. ქ. კ. შემცირების კოეფიციენტი.

ერთი ცილინდრიდან გამობოლქვილი აირების იმპულსის ხანგრძლივობა ოთხტაქტიანი ძრავებისათვის დაახლოებით შეადგენს პუნჯალილის შემობრუნების 240° -ს, ხოლო ორტაქტიანი ძრავებისათვის — 120° -ს. ამასთან დაკავშირებით, თუ გამობოლქვი მილგაყვანილობა აერთიანებს ოთხტაქტიან ძრავას სამ ცილინდრს, მაშინ ზემოხსენებული კოეფიციენტები, განსაზღვრულნი წარმოდგენილი გრაფიკებიდან, არ საჭიროებს კორექტირებას. მაგრამ ხშირ შემთხვევაში ერთ გამობოლქვ მილგაყვანილობაზე მოდის არა სამი ცილინდრი, არამედ ორი. პრაქტიკაში არ გამოირიცხება აგრეთვე შემთხვევა ერთ გამობოლქვ მილგაყვანილობაში ერთი ან ოთხი ცილინდრიდან აირების გამობოლქვისა. პირველ ორ შემთხვევაში ერთი და ორი ცილინდრიდან ერთ მილგაყვანილობაში გამობოლქვის დროს ტურბინა არ არის მთლიანად

დატვირთული და მუშაობის დროის ნაწილში არ ღებულობს აირებს. ორი ცილინდრიდან ერთ მილგაყვანილობაში გამობოლქვის დროს ტურბინა დაახლოებით ერთი მესამედი დროის განმავლობაში არ ღებულობს აირებს, ხოლო ერთი ცილინდრიდან გამობოლქვისას—დაახლოებით დროის ორმესამედში. ამის გამო ტურბინის გამტარუნარიანობის განსაზღვრისათვის აუცილებელია აირების ხარჯის შემსწორებელი კოეფიციენტის გათვალისწინება,



ნახ. 163. დამოკიდებულება $\frac{P_{max}}{P_{ave}}$ ფარდობისა და ჩაბერვის კარბ წნევის შორის.



ნახ. 164. ტურბინის მ. ქ. კ. შემცირება იმპულსის ხასიათის მიხედვით.

ე. ი. საჭიროა გრაფიკიდან მიღებული k_G -ს მნიშვნელობის კორექტირება ქვემოთ მოყვანილი მონაცემების მიხედვით.

ერთი მილგაყვანილობით გაერთიანებული ცილინდრების რაოდენობა	3	2	1
კოეფიციენტი k_G	k_G	$1,5 k_G$	$3,0 k_G$

ამ შემთხვევისათვის k_{II} და η_{II} კოეფიციენტები კორექტირებას არ საჭიროებს და მათ ექნებათ გრაფიკებიდან განსაზღვრული მნიშვნელობა. ჩაბერვის წნევის 1,5-1,8 ატ-ს ზემოთ იმპულსის ხანგრძლივობამ, ძრავას ტაქტიანობის შესაბამისად, შესაძლოა გადააჭარბოს მუხლა ლილვის შემობრუნების 240°-ს ან 120°. ამ შემთხვევაში

k_G -ს მაკორექტირებელი კოეფიციენტი იქნება რამდენად ე მცირე (არა 1,5 და 3,0, არამედ 1,4 და 2,8).

ოთხი ცილინდრიდან ერთ მილგაყვანილობაში გამობოლქვის ღროს იმპულსები მიემართება ერთმანეთზე მიყოლებით მუხლა ლილვის ყოველი 180°-ით შემობრუნებისას. ამის შედეგად მილგაყვანილობაში ხდება იმპულსების გასწორება და აირის ნაკადის იმპულსურობის გავლენა საანგარიშო ხარჯსა და საანგარიშო დაწნევაზე მინიმუმამდე დადის. ამის გამო ოთხი და მეტი ცილინდრებიდან ერთ მილგაყვანილობაში გამობოლქვისას $k_G=1$, $k_H=1$ და $\eta_8=0,98 \div 0,99$.

ტურბოკომპრესორის მ. ქ. კ.

$$\eta_{\tau k} = \eta_{kად} \eta_{\tau-დ} \eta_m \eta_8 = 0,72 \cdot 0,80 \cdot 0,90 \cdot 0,98 = 0,51.$$

ტურბინის საკირო ადიაბატური დაწნევა

$$H_{\tau-დ} = \frac{H_{kად}}{\eta_{\tau k}} \frac{G_k}{G_{\tau}} = \frac{2760}{0,51} \frac{0,154}{0,158} = 5276,5 \text{ კგ/კვ.}$$

ტურბინაში ტემპერატურის ადიაბატური ვარდნა

$$\Delta t_{\tau-დ} = \frac{H_{\tau-დ}}{\frac{k}{k-1} R} = \frac{5276,5}{\frac{1,34}{0,34} \cdot 29,3} = 45,7^{\circ}\text{C},$$

სადაც $k=1,34$ არის აირების გაფართოების ადიაბატის მაჩვენებელი.

აირების ტემპერატურა ტურბინის შემდეგ

$$T_2 = T_1 - \Delta t_{\tau-დ} \eta_{\tau-დ} \eta_8 = 1073 - 45,7 \cdot 0,8 \cdot 0,98 = 1037^{\circ}\text{K}.$$

აირების სიმკვრივე ტურბინის შემდეგ

$$\gamma_2 = \frac{10^4 p_2}{R T_2} = \frac{10^4 \cdot 0,82}{29,3 \cdot 1037} = 0,27 \text{ კგ/მ}^3.$$

საანგარიშო პარამეტრები ტურბინის წინ. მოცემულ შემთხვევაში კონსტრუქციის სიმარტივისათვის მიღებულია ოთხი ცილინდრიდან ერთ მილგაყვანილობაში გამობოლქვის სისტემა, ე. ი. ტურბინის კორპუსის ორივე შესასვლელი ცალ-ცალკე უერთდება თითო მილგაყვანილობით ძრავას ოთხ-ოთხ ცილინდრს. ამიტომ $k_G=1$, $k_H=1$ და $\eta_8=0,98$.

აირების საანგარიშო ხარჯი

$$G_{\tau 8} = K_G G_{\tau} = 0,158 \text{ კგ/წმ.}$$

საანგარიშო დაწნევა

$$H_{\tau_1} = K_{11} H_{\tau_0} = 5276,5 \text{ კგ/კგ.}$$

ტურბინის წინ აირების საანგარიშო ტემპერატურა

$$T_{\tau_1} = T_2 + \frac{H_{\tau_1} \eta_{\tau} \eta_{\tau_2}}{k - 1 R} = 1037 + \frac{5276,5 \cdot 0,8 \cdot 0,98}{\frac{1,34}{0,34} \cdot 29,3} = 1073^{\circ} K.$$

ტემპერატურის საანგარიშო ფარდობითი აღიზაბატური ცვლილება

$$\frac{\Delta T_{\tau_0}}{T_{\tau_0}} = \frac{H_{\tau_1}}{k - 1 R T_{\tau_1}} = \frac{5276,5}{\frac{1,34}{0,34} \cdot 29,3 \cdot 1073} = 0,0425.$$

$$\frac{\Delta T_{\tau_0}}{T_{\tau_0}} = 1 - \frac{1}{\frac{k-1}{k} \pi_{\tau}} = 0,0425,$$

აქედან

ტურბინაში აირების გაფართოების ხარისხი

$$\pi_{\tau} = 1,185.$$

ტურბინის წინ აირების საანგარიშო წნევა

$$p_{\tau_1} = \pi_{\tau} p_2 = 1,185 \cdot 0,82 = 0,972 \text{ კგ/სმ}^2.$$

ტურბინის წინ აირების საანგარიშო სიმკვრივე

$$\gamma_{\tau_1} = \frac{10^4 p_{\tau_1}}{R T_{\tau_1}} = \frac{10^4 \cdot 0,972}{29,3 \cdot 1073} = 0,309 \text{ კგ/მ}^3.$$

ვიჩრევთ ტურბინის თვლის დიამეტრს $D_{\tau} = 110$ მმ, რომელსაც შეესაბამება წრიული სიჩქარე

$$u_{\tau} = u_h = 208 \text{ მ/წმ.}$$

დაწნევის კოეფიციენტი

$$\bar{H}_{\tau} = \frac{2 g H_{\tau_1}}{u_{\tau}^2} = \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 5276,5}{208^2} = 2,39.$$

საქ შენი აპარატის გაანგარიშება. ვიჩრევთ: ტურბინის მუშა ფრთებზე აირების ნაკადის შესვლის აბსოლუტურ კუთხეს

$$\alpha_1 = 26^{\circ}$$

და თვლის შესასვლელში ფრთების დაყენების გეომეტრიულ კუთხეს

$$\beta = 90^\circ.$$

თვლის შესასვლელში აბსოლუტური სიჩქარის პროექცია წრიული სიჩქარის მიმართულებით

$$C_{1u} = u_r = 208 \text{ მ/წმ.}$$

თვლის შესასვლელში აბსოლუტური სიჩქარის პროექცია რადიალური მიმართულებით

$$C_{1r} = u_r \operatorname{tg} \alpha_1 = 208 \cdot 0,4877 = 101,4 \text{ მ/წმ.}$$

ტურბინის თვლის შესასვლელში ნაკადის აბსოლუტური სიჩქარე

$$C_1 = \frac{C_{1u}}{\cos \alpha_1} = \frac{208}{0,8988} = 231,4 \text{ მ/წმ.}$$

ვირჩევთ საქშენი აპარატისა და ტურბინის თვლის მუშა ფრთების ნაწიბურებს შორის ღრეჩოს 5 მმ-ის ტოლს, ე. ი. $D'_1 = 120$ მმ.

ვთვლით, რომ საქშენი აპარატის უფრო ნაწილში (საქშენისა და თვლის ფრთების ნაწიბურებს შორის ღრეჩოში) აირების ნაკადის გამოდინება მიმდინარეობს შემდეგი ნაწარმოების მულმივობის კანონზომიერებით

$$C_u R = \text{const},$$

სადაც C_u არის ნაკადის აბსოლუტური სიჩქარის ზოგადი პროექცია წრიული სიჩქარის მიმართულებით, ხოლო R —ამ სიჩქარის რადიუსი შერჩეული ღრეჩოს ნებისმიერ წერტილში.

აბსოლუტური სიჩქარის პროექცია საქშენის გამოსასვლელში წრიული სიჩქარის მიმართულებით

$$C'_{1u} = C_{1u} \frac{D_r}{D'_1} = 208 \frac{110}{120} = 190,7 \text{ მ/წმ.}$$

აბსოლუტური სიჩქარის პროექცია საქშენის გამოსასვლელში რადიალური მიმართულებით

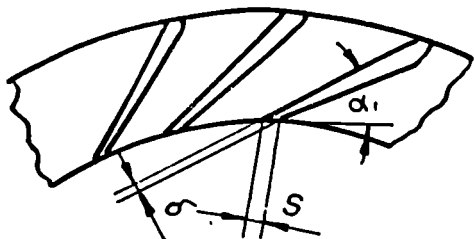
$$C'_{1r} = C_{1r} \frac{D_r}{D'_1} = 101,4 \frac{110}{120} = 93 \text{ მ/წმ.}$$

აირების ნაკადის აბსოლუტური სიჩქარე საქშენიდან გამოსასვლელში

$$C'_1 = \sqrt{(C'_{1u})^2 + (C'_{1r})^2} = \sqrt{190,7^2 + 93^2} = 212,2 \text{ მ/წმ.}$$

ვირჩევთ საქშენი აპარატის ფრთების რიცხვს $z=15$ და გამოსასვლელში ფრთების სისქეს $\delta=0,7$ მმ (ნახ. 165).

საქშენის გამოსასვლელში შევიწროების კოეფიციენტი



ნახ. 165. საქშენი აპარატის სტრუქტურული ნაწილი

$$\tau_c = 1 - \frac{\delta}{\sin \alpha_1} \frac{z}{\pi D_1} = 1 - \frac{0,7}{0,4384} \frac{15}{3,14 \cdot 120} = 0,94.$$

ენერგიის დანაკარგები საქშენის არხებში

$$H_{rc} = \frac{(C_1')^2}{2g} \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right),$$

ზადაც $\varphi=0,96$ არის სიჩქარის კოეფიციენტი და ითვალისწინებს საქშენში დანაკარგების გამო სიჩქარის შემცირებას.

$$H_{rc} = \frac{212,2^2}{19,6} \left(\frac{1}{0,96^2} - 1 \right) = 195,3 \text{ მ.}$$

საქშენში ქმელი ენერგიის შივი

$$H_c = \frac{(C_1')^2}{\varphi^2 2g} = \frac{212,2^2}{0,96^2 \cdot 19,6} = 2493,3 \text{ მ.}$$

საქშენში ტემპერატურული შივი

$$\Delta t_c = \frac{H_c}{\frac{k}{k-1} R} = \frac{2493,3}{\frac{1,34}{0,34} 29,3} = 21,6^\circ \text{C.}$$

ტემპერატურის ფარდობითი შივი

$$\overline{\Delta t_c} = \frac{\Delta t_c}{T_{\tau b}} = \frac{21,6}{1073} = 0,02013.$$

აგრეთვე

$$\overline{\Delta t_c} = \left(1 - \frac{1}{\pi_c \frac{k-1}{k}} \right) = 0,02013.$$

აქედან

საქშენში აირების გაფართოების ხარისხი

$$\pi_c = 1,08.$$

აირების ტემპერატურა საქშენის შემდეგ

$$T'_1 = T_{\pi} - \varphi^2 \Delta t_c = 1073 - 0,96^2 \cdot 21,6 = 1053 \text{ } ^\circ\text{K}.$$

აირების წნევა საქშენის შემდეგ

$$p'_1 = \frac{p_{\pi}}{\pi_c} = \frac{0,972}{1,08} = 0,9 \text{ კგ/სმ}^2.$$

აირების სიმკვრივე საქშენის შემდეგ

$$\gamma'_1 = \frac{10^4 p'_1}{R T'_1} = \frac{10^4 \cdot 0,9}{29,3 \cdot 1053} = 0,292 \text{ კგ/მ}^3.$$

საქშენი აპარატის ფრთების სიგანე

$$b_1 = \frac{G_{\pi}}{\gamma'_1 \pi D'_1 C'_1 \tau_c} = \frac{0,158}{0,292 \cdot 3,14 \cdot 0,120 \cdot 93 \cdot 0,94} = 0,0164 = 16,4 \text{ მმ}.$$

მივიღოთ $b_1 = 16,5 \text{ მმ}$.

საქშენის გამტარის კვეთი

$$f'_1 = \frac{G_{\pi}}{\gamma'_1 C'_1} = \frac{0,158}{0,292 \cdot 212 \cdot 2} = 0,00255 \text{ მ}^2 = 25,5 \text{ სმ}^2.$$

ტურბინის თვლის გაანგარიშება. წინასწარ შივილოთ:

ტურბინის თვლის მაქსიმალური დიამეტრი აირების გამოსასვლელში $D_2 = 85 \text{ მმ}$;

მინიმალური დიამეტრი გამოსასვლელში $d_2 = 24 \text{ მმ}$.

საშუალო დიამეტრი გამოსასვლელში $D_{2\text{სა}} = 64 \text{ მმ}$;

დიამეტრების შეფარდება $\bar{d}_{2\text{სა}} = \frac{D_{2\text{სა}}}{D_{\pi}} = 0,6$.

ვირჩევთ ტურბინის ფრთების რიცხვს $z = 18$ და ფრთების სისქეს გამოსასვლელში $\delta = 0,7 \text{ მმ}$.

ტურბინის რეაქციულობის ხარისხი

$$\rho = 1 - \frac{C_1^2}{\varphi^2 2gH_{\pi}} = 1 - \frac{231,4^2}{0,96^2 \cdot 19,6 \cdot 5276,5} = 0,44.$$

აირების ნაკადის ფარდობითი სიჩქარე ტურბინის თვლის შესასვლელში

$$w_1 = C_{1r} = 101,4 \text{ მ/წმ.}$$

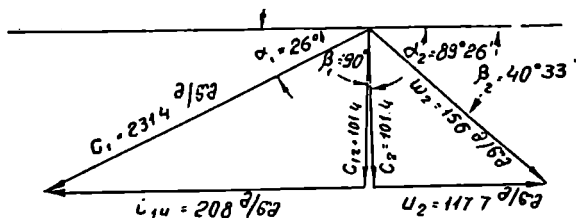
ნაკადის ფარდობითი სიჩქარე თვლის გამოსასვლელში

$$w_2 = \psi \sqrt{2 g \rho H_{\text{თ}} + w_1^2 - u_1^2 (1 - d_{2u}^2)},$$

სადაც $\psi = 0,93$ არის სიჩქარის შემცირების კოეფიციენტი ფრთებს შორის არხებში დანაკარგების გამო.

$$w_2 = 0,93 \sqrt{19,6 \cdot 0,44 \cdot 5276,5 + 101,4^2 - 208^2 (1 - 0,6^2)} = 156 \text{ მ/წმ.}$$

აირების ნაკადის სიჩქარეთა სამკუთხედები თვლის შესასვლელსა და გამოსასვლელში გამოსახულია 166-ე ნახ.ზე.



ნახ. 166. აირების ნაკადის სიჩქარეთა სამკუთხედები ტურბინის თვლის შესასვლელსა და გამოსასვლელში.

ენერჯის დანაკარგები თვალში

$$H_{r,m} = \frac{w_2^2}{2g} \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) = \frac{156^2}{19,6} \left(\frac{1}{0,93^2} - 1 \right) = 194 \text{ მ.}$$

აირების ტემპერატურა თვლიდან გამოსვლისას

$$T_2 = T_1' - \frac{\rho H_{\text{თ}} + \frac{w_2^2}{2g} - H_{r,m}}{\frac{k}{k-1} R} = 1053 - \frac{0,44 \cdot 5276,5 + \frac{156^2}{19,6} - 194}{\frac{1,34}{0,34} \cdot 29,3} = 1023,8^\circ \text{K.}$$

აირების სიმკვრივე თვლის გამოსასვლელში

$$\gamma_2 = \frac{10^4 p_2}{RT_2} = \frac{10^4 \cdot 0,82}{29,3 \cdot 1023,8} = 0,273 \text{ კგ/მ}^3.$$

ნაკადის შევიწროების კოეფიციენტი თვლის შესასვლელში

$$\tau_{bx} = 1 - \frac{\delta}{\sin \beta_1} \frac{z}{\pi D_T} = 1 - \frac{0,7}{1} \frac{18}{3,14 \cdot 110} = 0,964.$$

ფრთებს შორის, არხის შიგნით, თვლის შესასვლელში აირების ნაკადს ექნება სიჩქარე

$$C_{1r} = \frac{C_{1r}}{\tau_{bx}} = \frac{101,4}{0,964} = 105,2 \text{ მ/წმ.}$$

არხის შიგნით, გამოსასვლელში, ნაკადის სიჩქარე რამდენადმე მეტია, ვიდრე შესასვლელში, რადგანაც თვლის ფრთებს შორის არხთ კონსტრუქციულად კონფუზორულია. მივიღოთ, რომ ნაკადის სიჩქარე გამოსასვლელში

$$C_{2a} = 123,7 \text{ მ/წმ.}$$

თვლის გამოსასვლელში აირის ნაკადის პარამეტრებსა და ზოგიერთ მონაცემებს ტურბინის ფრთის შესახებ გამოვთვლით იმ მოსაზრებიდან, რომ გამოსასვლელში ფრთის სისქის შეფარდება ფრთის ნამდვილი დახრის კუთხის სინუსთან იყოს მუდმივი სიდიდე, ე. ი. მივიღოთ, რომ

$$\frac{\delta}{\sin \beta_{2a}} = \text{const} = 2.$$

თვლის საშუალო დიამეტრზე გამოსასვლელი კვეთის შევიწროების კოეფიციენტი

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta}{\sin \beta_{2a}} \frac{z}{\pi D_{2a}} = 1 - 2 \cdot \frac{18}{3,14 \cdot 64} = 0,82.$$

თვლიდან გამოსვლისას აბსოლუტური სიჩქარის პროექცია ღერძული მიმართულებით

$$C_{2a} = C_{2a} \tau_2 = 123,7 \cdot 0,82 = 101,4 \text{ მ/წმ.}$$

ფრთის დახრის საანგარიშო კუთხე თვლის საშუალო დიამეტრზე

$$\sin \beta_2 = \frac{C_{2a}}{w_2} = \frac{101,4}{156} = 0,65; \quad \beta_2 = 40^\circ 33'.$$

თვლის მერიდიანული ფართობი გამოსასვლელში

$$F_2 = \frac{G_{\tau}}{\gamma_2 \omega_2 \sin \beta_2} = \frac{0,158}{0,273 \cdot 156 \cdot 0,65} = 0,00572 \cdot \text{მ}^2 = 57,2 \text{ სმ}^2.$$

თვლის მაქსიმალური დიამეტრი გამოსასვლელში

$$D_2 = \sqrt{\frac{4}{\pi} F_2 + d_2^2} = \sqrt{\frac{4}{3,14} 57,2 + 2,4^2} = 8,86 \text{ სმ} \approx 89 \text{ მმ}.$$

თვლის საშუალო დიამეტრი გამოსასვლელში

$$D_{2\text{სა}} = \sqrt{\frac{D_2^2 + d_2^2}{2}} = \sqrt{\frac{89^2 + 24^2}{2}} = 62,3 \text{ მმ}.$$

მაშინ

$$\bar{d}_{2\text{სა}} = \frac{D_{2\text{სა}}}{D_{\tau}} = \frac{62,3}{110} = 0,566.$$

წრიული სიჩქარე საშუალო დიამეტრზე

$$u_2 = \bar{d}_{2\text{სა}} u_{\tau} = 0,566 \cdot 208 = 117,7 \text{ მ/წმ}.$$

აბსოლუტური სიჩქარის პროექცია გამოსასვლელში წრიული სიჩქარის მიმართულებით

$$C_{2u} = \omega_2 \cos \beta_2 - u_2 = 156 \cdot 0,761 - 117,7 = 1 \text{ მ/წმ}.$$

ნაკადის გამოსვლის აბსოლუტური სიჩქარე

$$C_2 = \sqrt{C_{2a}^2 + C_{2u}^2} = \sqrt{101,4^2 + 1^2} = 101,4 \text{ მ/წმ}.$$

ნაკადის გამოსვლის აბსოლუტური კუთხე

$$\alpha_2 = \arctg \frac{C_{2a}}{C_{2u}} = \arctg 101,4; \alpha_2 = 89^{\circ} 26'.$$

ფრთის დახრის ნამდვილი კუთხე თვლის გამოსასვლელში საშუალო დიამეტრზე

$$\beta_{21-82,3} = \beta_2 - (1 \div 4^{\circ}) = 40^{\circ} 33' - 2^{\circ} 33' = 38^{\circ}.$$

ტურბინის თვლის გამოსასვლელში ფრთების დახრის ნამდვილ კუთხეებს ნებისმიერ დიამეტრზე გამოვთვლით იმ კანონზომიერებით, რომ ნებისმიერი დიამეტრისა და მისი შესაბამისი ფრთის დახრის ნამდვილი კუთხის ტანგენსის ნამრავლი იყოს მუდმივი სიდიდე, ე. ი.

$$D_m \operatorname{tg} \beta_{21} = \text{const.}$$

$$62,3 \operatorname{tg} \beta_{21-82,3} = 62,3 \operatorname{tg} 38^{\circ} = 62,3 \cdot 0,7813 = 48,7 = \text{const.}$$

აქედან დანარჩენ საანგარიშო დიამეტრებზე ფრთის დახრის ნამდვილი კუთხეები იქნება:

$$\operatorname{tg} \beta_{21-24} = \frac{48,7}{24} = 2,029; \quad \beta_{21-24} = 63^{\circ} 46'.$$

$$\operatorname{tg} \beta_{21-89} = \frac{48,7}{89} = 0,547; \quad \beta_{21-89} = 28^{\circ} 41'.$$

ფრთის სისქე თვლის გამოსასვლელში

$$\delta_{90} = 2 \sin \beta_{21-89} = 2 \cdot 0,48 = 0,96 \text{ მმ};$$

$$\delta_{62,3} = 2 \sin \beta_{21-62,3} = 2 \cdot 0,6157 = 1,23 \text{ მმ};$$

$$\delta_{21} = 2 \sin \beta_{21-21} = 2 \cdot 0,897 = 1,8 \text{ მმ}.$$

დანაკარგები გამოსასვლელი სიჩქარით მოძრაობის დროს

$$H_{r\delta} = \frac{G_{\delta}^2}{2g} = \frac{101,4}{19,6} = 525 \text{ მ}.$$

ტურბინაში ჯამური დანაკარგები

$$\sum H_r = H_{rc} + H_{r\omega} + H_{r\delta} = 195,3 + 194 + 525 = 914,3 \text{ მ}.$$

ტურბინის დისკოს დანაკარგები ხახუნსა და ვენტილაციაზე

$$H_{r\beta} = \beta \frac{75}{G_{rs}} D_r^2 \left(\frac{u_r}{100} \right)^3 \gamma_1,$$

სადაც $\beta = 4 \div 6$ არის თვლის ზედაპირის ფორმის გამათვალისწინებელი კოეფიციენტი.

$$H_{r\beta} = 5 \frac{75}{0,158} 0,11^2 \left(\frac{208}{100} \right)^3 \cdot 0,292 = 75,4 \text{ მ}.$$

აირების გამოდინების დანაკარგები

$$H_{r\delta} = \frac{G_{\delta}}{G_{rs}} H_{rs}.$$

მივიღოთ, რომ $\frac{G_{\delta}}{G_{rs}} = 0,007$, მაშინ

$$H_{r\delta} = 0,007 \cdot 5276,5 = 36,9 \text{ მ}.$$

ტურბინაში საერთო ჯამური დანაკარგები

$$\sum H_r = \sum H_r + H_{r\beta} + H_{r\delta} = 914,3 + 75,4 + 36,9 = 1026,6 \text{ მ}.$$

ტურბინის ადიაბატური მ. ქ. კ.

$$\eta_{\text{ად}} = 1 - \frac{\sum H_r}{H_{\text{ტბ}}} = 1 - \frac{1026,6}{5276,5} = 0,8.$$

ტურბოკომპრესორის საერთო მ. ქ. კ.

$$\eta_{\text{კ}} = \eta_{\text{ად}} \cdot \eta_{\text{ად}} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{გ}} = 0,72 \cdot 0,80 \cdot 0,90 \cdot 0,98 = 0,51.$$

ტურბინის გამტარუნარიანობა

$$\mu F_2 = \frac{G_T}{\gamma_2 \sqrt{2gH_{\text{ტბ}}}} = \frac{0,154}{0,27 \sqrt{19,6 \cdot 5276,5}} = 0,00182 \text{ მ}^2 = 18,2 \text{ სმ}^2.$$

შიგაწვის ძრავას მუშარი ზაანგარიშება

§ 1. ზოგადი ცნობა

შიგაწვის ძრავას თბური გაანგარიშება გულისხმობს ინდიკატორულ დიაგრამაში შემავალი რეალური პროცესების თერმოდინამიკურ გაანგარიშებას, ციკლის საშუალო წნევის განსაზღვრას, ინდიკატორული დიაგრამის აგებას, ციკლის საერთო მაჩვენებლების გამოთვლას და ძრავას ცილინდრის ძირითადი ზომების (D და S) დადგენას.

ინდიკატორული დიაგრამის დახმარებით შეიძლება განისაზღვროს აირის წნევით შექმნილი ძალები, რომლებიც იმოქმედებენ ძრავას სხვადასხვა ნაწილებზე დროის ნებისმიერ მომენტში.

თბური გაანგარიშების ჩასატარებლად საჭირო ხდება ზოგიერთი პარამეტრისა და კოეფიციენტის მიახლოებითი შერჩევა, რის გამო ასეთი გაანგარიშების შედეგები დიდი სიზუსტით არ გამოირჩევა.

თბური გაანგარიშების ძირითადი ღირსება ის არის, რომ იგი საშუალებას იძლევა მოვხდინოთ სხვადასხვა პროცესის დეტალური ანალიზი, გამოვარკვიოთ პარამეტრების ურთიერთმოქმედება და ვივარაუდოთ სხვადასხვა პირობებში მათი ცვალებადობის ტენდენციები.

თბური გაანგარიშების საფუძვლიანი შესწავლა ჰპეციალისტს საშუალებას აძლევს უკეთესად ჩასწვდეს შიგაწვის ძრავას მუშაობის თავისებურებებს და ივარაუდოს მაჩვენებლების მოსალოდნელი ცვალებადობა ძრავას სისტემების კონსტრუქციული ცვალებადობის დროს.

თბური გაანგარიშებისათვის საჭირო პარამეტრებისა და კოეფიციენტების შერჩევა უნდა ხდებოდეს იმ ძრავების გამოცდების შესაბამისად, რომლებმაც მუშაობის დროს გამოავლინეს საუკეთესო მაჩვენებლები:

საჭირო პარამეტრებისა და კოეფიციენტების შესარჩევად უნდა გამოვიყენოთ ცნობარები და აგრეთვე სახელმძღვანელოებში მოცემული ცხრილები და ემპირიული ფორმულები.

თბური გაანგარიშება შეიძლება როგორც დასაპროექტებელი ძრავასათვის, ისე არსებული ძრავასათვის (შესამოწმებელი გაანგარიშება). ორივე შემთხვევაში გაანგარიშების სიზუსტე დამოკიდებულია

იქნება საწყისი პარამეტრებისა და კოეფიციენტების სწორ შერჩევაზე. თუ ტარდება არსებული ძრავას შესამოწმებელი გაანგარიშება, მაშინ საწყისი პარამეტრები და კოეფიციენტები უნდა შეეუფარდოთ ამ ძრავას გამოცდის შედეგებს.

იმ შემთხვევაში, თუ ძრავას ინლუცირება დაკავშირებულია სიძნელეებთან, მაშინ თბური გაანგარიშება შეიძლება გამოვიყენოთ ძრავას სავარაუდო ინდიკატორული დიაგრამის ასაგებად.

თბური გაანგარიშება შეიძლება იმ ფორმულების გამოყენებით, რომლებიც გამოყვანილი იყო წინა თავებში.

მას შემდეგ, როდესაც შერჩეულია დასაბრუნებელი ძრავას ტიპი, ირჩევენ იმ საწყევას, რომლითაც უნდა იმუშაოს ძრავამ და აწესებენ მის ნომინალურ სიმძლავრესა და მუხლალის ბრუნთა რიცხვს. ცხადია, ძრავას ნომინალური სიმძლავრისა და მუხლალის ბრუნთა რიცხვის შერჩევის დროს უნდა გამოვიდეთ იმ რეალური შესაძლებლობიდან, რომელიც ძრავას დაბრუნებების დროს ტექნიკას მოეპოვება, წინააღმდეგ შემთხვევაში შეიძლება დავთქვათ ისეთი მცდარი მაჩვენებლები, რომელთა პრაქტიკული რეალიზაცია შეუძლებელია. ამ მხრივ მიზანშეწონილია მხედველობაში გვჭონდეს, რომ სადღეისოდ არსებულ საავტოტრაქტორო ძრავებში ბრუნთა რიცხვი საშუალოდ ცვალებადობს შემდეგ ზღვრებში:

მსუბუქი ავტომობილების კარბურატორიანი ძრავები

2600÷4800 ბრ/წთ;

სატვირთო ავტომობილების კარბურატორიანი ძრავები

2000÷3600 ბრ/წთ;

საავტომობილო დიზელები

1800÷3500 ბრ/წთ;

სატრაქტორო ძრავები

1000÷1800 ბრ/წთ.

წინასწარ შერჩევას მოითხოვს აგრეთვე ისეთი პარამეტრები, როგორცაა: კუმშვის ხარისხი, ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი, შევსების კოეფიციენტი (ან შევსების წნევა), ნარჩენი აირის პარამეტრები, კუმშვისა და გაფართოების პოლიტროპების მაჩვენებლები, სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი და მექანიკური მ. ქ. კ.

ამ პარამეტრების შერჩევის შესახებ მოსაზრებები გამოთქმული იყო ძრავას ნამდვილი ციკლის განხილვის დროს. აქ ჩვენ აღვნიშნავთ მხოლოდ მათი ცვალებადობის შესაძლო ზღვრებს.

კუმშვის ხარისხი. საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავას კუმშვის ხარისხის შესარჩევად წინასწარ უნდა გადაწყდეს საკითხი იმის შესახებ, თუ რა ოქტანური რიცხვის მქონე ბენზინით უნდა იმუშაოს დასაპროექტებელმა ძრავამ. ამჟამად გორკის საავტომობილო ქარხანა ითვისებს მსუბუქი ავტომობილებისათვის განკუთვნილ ძრავას ГАЗ — 24, რომელმაც უნდა იმუშაოს ბენზინით АИ—93 და უნდა ჰქონდეს კუმშვის ხარისხი $\epsilon = 8,5$.

აირით მომუშავე ძრავებისათვის კუმშვის ხარისხი შეადგენს $\epsilon = 5,0 \div 10,0$.

არსებული დიზელებისათვის კუმშვის ხარისხი იმყოფება შემდეგ ზღვრებში:

საზღვაო და სტაციონარული დიზელები

$$\epsilon = 12 \div 15;$$

წინა და გრიგალურკამერიანი დიზელები

$$\epsilon = 15 \div 17;$$

სწრაფსვლიანი დიზელები

$$\epsilon = 14 \div 16.$$

ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი. ეს პარამეტრი შეირჩევა ნარევეწარმოქმნის ხერხის, სადატვირთო რეჟიმის, დანიშნულებისა და ძრავას სხვა თავისებურებათა გათვალისწინებით.

თანამედროვე ძრავებში ის ცვალებადობს შემდეგ ზღვრებში: კარბურატორიანი ძრავები

$$\alpha = 0,85 \div 1,10;$$

აირით მომუშავე ძრავები

$$\alpha = 0,95 \div 1,4;$$

საზღვაო და სტაციონარული დიზელები

$$\alpha = 1,7 \div 2,0;$$

სატრანსპორტო სწრაფსვლიანი დიზელები

$$\alpha = 1,2 \div 1,9;$$

კალორიზატორული ძრავები

$$\alpha = 1,6 \div 1,8.$$

შევსების კოეფიციენტი და შეფხების წნევა. ამ ორი პარამეტრიდან, ჩვეულებრივ, ერთ-ერთს არჩევენ, ხოლო მე-

ორეს ანგარიშობენ. ასეთი გაანგარიშებებს მეთოდური ნაჭევნები იყო ცილინდრების შევსების პროცესის განხილვის დროს.

არსებული საავტორტრაქტორო ძრავებისათვის მიახლოებით შეიძლება მივიღოთ $\eta_v = 0,68 \div 0,86$.

შეგვიძლია აგრეთვე მივიღოთ, რომ ოთხტაქტიანი შეწოვით მომუშავე ძრავებისათვის $p_a = (0,80 \div 0,90) p_{11}$, ხოლო ჩაბერვის მქონე ასეთივე ძრავებისათვის $p_a = (0,90 \div 0,95) p_k$. ორტაქტიანი ძრავებისათვის ლებულობენ $p_a = (0,85 \div 1,05) p_r$.

ნარჩენი აირის პარამეტრები. ნარჩენი აირის წნევისათვის მიახლოებით შეიძლება მივიღოთ $p_r \approx (1,03 \div 1,2) p_{11}$. ცხადია, p_r -ის მაღალი მნიშვნელობები შეესაბამება მაღალ ბრუნთა რიცხვებს.

ნარჩენი აირების ტემპერატურად ლებულობენ ნამუშევარი აირის ტემპერატურას, გაზომილს გამომშვებ სარქველთან. ის დამოკიდებულია ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტსა და მუხლა ლილვის ბრუნვის სიჩქარეზე.

გაანგარიშების დროს მიახლოებით შეიძლება მივიღოთ: კარბურატორიანი ძრავებისათვის

$$T_r = 900 \div 1100^\circ K;$$

დიზელებისათვის

$$T_r = 700 \div 900^\circ K;$$

აირით მომუშავე ძრავებისათვის

$$T_r = 750 \div 1000^\circ K.$$

როდესაც ნაანგარიშებია აირის T_b ტემპერატურა გაფართოების დასასრულს, T_r -ის შერჩეული სიდიდე შეიძლება შემოწმდეს ე. მაზინგის ცნობილი ტოლობით:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}. \quad (287)$$

თუ ამ ფორმულით განსაზღვრული T_r -ის მნიშვნელობა დიდად განსხვავდება მის შერჩეული სიდიდისაგან (15%-ზე მეტი), მაშინ საჭიროა თბური გაანგარიშება გამეორდეს T_r -ის ახალი სიდიდის მიხედვით.

ფორმულის გამოყვანის დროს ე. მაზინგმა მიიღო, რომ b წერტილიდან ნამუშევარი აირები ფართოვდება პოლიტროპულად, რომლის მაჩვენებელი შეადგენს 1,5.

$\frac{S}{D}$ ფარდობა. ამ ფარდობის გადიდებით მატულობს ღვუშის მოძრაობის საშუალო სიჩქარე, რაც სხვა თანაბარ პირობებში განაპი-

რობებს ძრავას ნაწილების გადიდებულ ინერციულ დატვირთვას, ცილინდრების შევსების შემცირებას, ხახუნის ძალების მეტ მუშაობას და ნაწილების გაძლიერებულ ცვეთას. გარდა ამისა, $\frac{S}{D}$ ფარდობის გადიდება ზრდის ძრავას სიმაღლეს და საერთო მასას.

$\frac{S}{D}$ ფარდობის შემცირების დროს ამ ნაკლოვანებათა უმრავლესობა ისპობა, მაგრამ, ამასთანავე, ცილინდრის დიამეტრის გადიდების გამო მატულობს ძრავას ნაწილების დატვირთვა აირის წნევით შექმნილი ძალებით და იზრდება ძრავას სიგანე და სიგრძე.

არსებულ საავტოტრაქტორო ძრავებში ეს ფარდობა იმყოფება $0,8 \div 1,3$ ზღვრებში.

დანარჩენი პარამეტრების შერჩევას დროს საჭიროა ვისარგებლოთ იმ რეკომენდაციებით, რომლებიც მოცემული იყო ძრავას სამუშაო პროცესის განხილვის დროს.

ქვემოთ განხილულია თბური გაანგარიშების რამდენიმე მაგალითი.

§ 2. ძრავას თბური გაანგარიშების მაგალითები

მაგალითი 1

მოცემულია: მოხდეს ოთხტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავას თბური გაანგარიშება. პროტოტიპი: ძრავა 3HJ1-120.

ძრავას სიმძლავრე $N_e = 76$ კვტ; ბრუნთა რიცხვი $n = 2400$ ბრ/წთ; ცილინდრების რაოდენობა $i = 6$.

საწვავის შედგენილობა: ნახშირბადი — 0,855 და წყალბადი — 0,145.

მივიღოთ:

ატმოსფერული ჰაერის წნევა $p_0 = 1,033$ კგ/სმ² = 0,101 მნ/მ²;

ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურა $T_0 = 288^\circ K$;

ნარჩენი აირების ტემპერატურა $T_r = 1040^\circ K$;

ნარჩენი აირების წნევა $p_r = 1,05$ კგ/სმ² = 0,103 მნ/მ²;

ნარჩენის შეთბობის ტემპერატურა $\Delta T = 12^\circ$;

კუმშვის ხარისხი $\epsilon = 6$;

კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი $n_k = 1,36$;

გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი $n_g = 1,30$

სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი $\xi = 0,9$;

შევსების კოეფიციენტი $\eta_v = 0,7$;

ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი $\alpha = 0,92$.

შეცვლების პროცესი

ნარჩენი აირების კოეფიციენტი (ფორმულა 85)

$$\gamma = \frac{p_r}{p_0} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{\eta_v} \frac{T_0}{T_r} = \frac{1,05}{1,033} \frac{1}{5} \frac{1}{0,7} \frac{288}{1040} \approx 0,08$$

ახ

$$\gamma = \frac{0,103}{0,101} \frac{1}{5} \frac{1}{0,7} \frac{288}{1040} \approx 0,08.$$

შეცვლების წნევა (ფორმულა 95)

$$p_a = \frac{p_0 \eta_v k}{\varepsilon - 1 + \eta_v (k - 1)} + \frac{p_r}{\varepsilon + (k - 1) \eta_v (\varepsilon - 1)} =$$

$$= \frac{1,033 \cdot 0,7 \cdot 1,4}{\frac{6}{5} + 0,7 \cdot 0,4} + \frac{1,05}{6 + 0,4 \cdot 0,7 \cdot 5} = 0,81 \text{ კგ/სმ}^2$$

ახ

$$p_a = \frac{0,101 \cdot 0,7 \cdot 1,4}{\frac{6}{5} + 0,7 \cdot 0,4} + \frac{0,103}{6 + 0,4 \cdot 0,7 \cdot 5} = 0,079 \text{ მწ/მ}^2.$$

შეცვლების ტემპერატურა (ფორმულა 103)

$$T_a = \frac{T_0 + \gamma T_r + \frac{p_0 - p_a}{p_0} T_0 \frac{k - 1}{k}}{1 + \gamma} =$$

$$= \frac{288 + 0,08 \cdot 1040 + \frac{1,033 - 0,81}{1,033} 288 \frac{0,4}{1,4}}{1 + 0,08 \cdot 1,15} = 355^\circ K.$$

ამ გამოთვლებში მიღებულია, რომ

$$\psi = \frac{mc_{cr}}{mc_{\text{ვგ}}} \approx 1,15.$$

მიახლოებითი გამოთვლებისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ ფორმულა (107)

$$T_a = \frac{T_0 + \gamma T_r}{1 + \gamma} = \frac{288 + 0,08 \cdot 1040}{1 + 0,08} = 343^\circ K.$$

კუმშვის პროცესი

ტემპერატურა და წნევა კუმშვის ბოლოს T_c და p_c იანგარბშება ფორმულებით:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n-1} = 355 \cdot 6^{1,36} = 355 \cdot 1,91 = 675^\circ K$$

$$p_c = p_a \varepsilon^n = 0,81 \cdot 6^{1,36} = 0,81 \cdot 11,43 = 9,3 \text{ კგ/სმ}^2$$

$$p_c = p_a \varepsilon^n = 0,079 \cdot 6^{1,36} = 0,079 \cdot 11,43 \approx 0,91 \text{ მმ/მ}^2.$$

წვის პროცესი

საწვავის მიღებული შედგენილობის შესაბამისად ჰაერის თეორიულად საჭირო რაოდენობა:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,5160 \text{ მოლი/კგ}$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,96 \text{ კგ/კგ.}$$

ამის შესაბამისად ჰაერის ნამდვილი რაოდენობა იქნება:

$$\alpha L_0 = 0,92 \cdot 0,5160 = 0,4747 \text{ მოლი/კგ.}$$

ახალი მუხტის რაოდენობა

$$M_0 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_h} = 0,4747 + \frac{1}{114} = 0,4835 \text{ მოლი/კგ.}$$

აქ $m_h = 114$ საწვავის მოლეკულური მასაა.

წვის პროდუქტების რაოდენობა

$$M_{\text{პ}} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \alpha L_0 = \frac{0,855}{12} + \frac{0,155}{2} + 0,79 \cdot 0,92 \cdot 0,5160 = 0,5236 \text{ მოლი/კგ.}$$

ნარჩენი აირების რაოდენობა

$$M_r = \gamma M_0 = 0,08 \cdot 0,4835 = 0,0387 \text{ მოლი/კგ.}$$

აირების რაოდენობა კუმშვის დასასრულს

$$M_c = M_0 + M_r = 0,4835 + 0,0387 = 0,5222 \text{ მოლი/კგ.}$$

აირების რაოდენობა წვის დასასრულს

$$M_z = M_{\text{აკ}} + M_r = 0,5236 + 0,0387 = 0,5623 \text{ მოლი/კვ.}$$

მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი

$$\mu_m = \frac{M_z}{M_c} = \frac{0,5623}{0,5222} \approx 1,07.$$

საწვავის აქტიური თბონარიანობა

$$H_u - \Delta H_u = 10400 - 2440 \cdot 0,404 \cdot 14,96 (1 - \alpha) = 9221 \text{ კკალ/კვ.}$$

ახალი მუხტის და წვის პროდუქტების თბოტევადობებისათვის მივიღოთ:

$$mc_{vc} = 4,815 + 0,000415 T_c$$

და

$$mc_{vz} = 4,97 + 0,000674 T_z$$

წვის დასასრულს აირის ტემპერატურის საანგარიშოდ გადავწყვიტოთ განტოლება:

$$mc_{vc} T_c + \frac{\xi (H_u - \Delta H_u)}{M_c} = \mu_m T_z mc_{vz}$$

ან

$$5,078 \cdot 675 + \frac{0,9 \cdot 9221}{0,5222} = 1,07 (4,97 + 0,000674 T_z) T_z.$$

ამ განტოლებიდან ვიღებთ:

$$T_z = 2630^\circ K.$$

წნევა წვის დასასრულს

$$p_z = \mu_m p_c \frac{T_z}{T_c} = 1,07 \cdot 9,3 \frac{2630}{675} = 38,8 \text{ კგ/სმ}^2.$$

ან

$$p_z = \mu_m p_c \frac{T_z}{T_c} = 1,07 \cdot 0,91 \frac{2630}{675} = 3,8 \text{ მნ/მ}^2.$$

გაფართოების პროცესი.

ტემპერატურა და წნევა გაფართოების დასასრულს ვინგარიშოთ ფორმულებიდან:

$$T_b = \frac{T_z}{n_s - 1} = \frac{2630}{60,3} = 1535^\circ K$$

და

$$p_b = \frac{p_z}{\epsilon n_b} = \frac{38,8}{61,3} = 3,78 \text{ კგ/სმ}^2$$

ან

$$p'_b = \frac{p_z}{\epsilon n_b} = \frac{3,8}{61,3} = 0,37 \text{ მგ/მ}^2.$$

საერთო პარამეტრები

საშუალო ინდიკატორული წნევა დაუმრგვალებელი დიაგრამისათვის იქნება

$$p'_i = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_b - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon n_b^{-1}} \right) - \frac{1}{n_j - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon n_j^{-1}} \right) \right] =$$

$$= \frac{9,3}{5} \left[\frac{4,1}{0,3} \left(1 - \frac{1}{60,3} \right) - \frac{1}{0,36} \left(1 - \frac{1}{60,30} \right) \right] = 8,3 \text{ კგ/სმ}^2$$

ან

$$p'_i = 0,81 \text{ მგ/მ}^2.$$

აქ წნევის ზრდის კოეფიციენტი

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{38,8}{9,3} = \frac{3,8}{0,91} \approx 4,1.$$

ნამდვილი საშუალო ინდიკატორული წნევა

$$p_i = p'_i \varphi - (p_r - p_a) = 8,3 \cdot 0,96 - (1,05 - 0,81) = 7,74 \text{ კგ/სმ}^2$$

ან

$$p_i = 0,81 \cdot 0,96 - (0,103 - 0,079) = 0,754 \text{ მგ/მ}^2.$$

ვიღებთ რა 3H11-120 ძრავასათვის ხახუნის წნევას $p_h \approx 1,55$ კგ/სმ² (როცა $n = 2400$ ბრ/წთ), საშუალო ეფექტურ წნევას ვანგარიშობთ გამოსახულებიდან;

$$p_e = p_i - p_h = 7,74 - 1,55 = 6,19 \text{ კგ/სმ}^2 = 0,60 \text{ მგ/მ}^2.$$

მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{6,19}{7,74} = \frac{0,60}{0,754} = 0,8.$$

ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_i = \frac{1,985 \cdot M_e T_c (\epsilon - 1) p_i}{p_c H_u} = \frac{1,985 \cdot 0,5222 \cdot 675 \cdot 5 \cdot 7,74}{9,3 \cdot 10400} = 0,28$$

ა5

$$\eta_i = \frac{8,314 M_c T_c (\epsilon - 1) p_i}{\rho_c H_u} = \frac{8,314 \cdot 0,5222 \cdot 675 \cdot 5 \cdot 0,754}{0,91 \cdot 43600} \approx 0,28.$$

ეფექტური მარჯი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,28 \cdot 0,80 \approx 0,23.$$

საწვავის კუთრი ეფექტური ხარჯი

$$g_e = \frac{632 \cdot 1000}{\eta_e H_u} = \frac{632 \cdot 1000}{0,23 \cdot 10400} = 264 \text{ გ/ეცხ.ძ.სთ}$$

ა6

$$g_e = \frac{1000 \cdot 3600}{\eta_e H_u} = \frac{1000 \cdot 3600}{0,23 \cdot 43600} = 357 \text{ გ/ეკვტ.სთ.}$$

საწვავის საათობრივი ხარჯი

$$G_b = \frac{g_e N_e}{1000} = \frac{357 \cdot 76}{1000} = 27,2 \text{ კგ/სთ.}$$

ძრავას ერთი ცილინდრის სამუშაო მოცულობა იქნება:

$$V_h = \frac{N_e \cdot 120}{\rho_c n i} = \frac{76 \cdot 120}{0,60 \cdot 2400 \cdot 6} = 1,07 \text{ ლ.}$$

თუ მივიღებთ, რომ დგუშის სელისა და დიამეტრის ფარდობა $\frac{S}{D} = 1,13$, მაშინ შესაძლებელი გახდება ცილინდრის დიამეტრი ვიანგარიშით ფორმულიდან:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 V_h}{\pi \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,07}{3,14 \cdot 1,13}} = 1,05 \text{ დც}$$

ა6

$$D = 105 \text{ მმ.}$$

დგუშის სელა იქნება:

$$S = 1,13 \cdot 105 = 118 \text{ მმ.}$$

თბური გაანგარიშების მონაცემები აგრეთვე საშუალებას იძლევა ავაგოთ ინდიკატორული დიაგრამა.

მაგალითი 2

მოცემულია: ჩატარდეს ЗИЛ—120 ძრავას სადროსელო რეჟიმების თბური გაანგარიშება და აგებულ იქნეს სადატვირთეო მახასია-

თებელი. სიჩქარითი რეჟიმისათვის $n=2400$ ბრ/წთ. ძრავა მუშაობს ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში.

მივიღოთ:

ძრავას ლიტრაჟი $V_h=5,55$ ლ;

ცილინდრების რაოდენობა $i=6$;

კუმშვის ხარისხი $\epsilon=6$;

ატმოსფერული ჰაერის წნევა $p_0=1,033$ კგ/სმ²;

ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურა $T_0=288^\circ K$;

ნარევის შეთბობის ტემპერატურა $\Delta T=12^\circ$;

შევსების კოეფიციენტი სრულ დროსზე $\eta_s=0,7$;

შევსების კოეფიციენტი უქმ სვლაზე $\eta_s=0,3$.

განგარიშები ჩავატაროთ შევსების კოეფიციენტის შემდეგი მნიშვნელობებისათვის:

0,7; 0,6; 0,5; 0,4; 0,3.

ექსპერიმენტული მონაცემების საფუძველზე შევარჩიოთ საწყისი პარამეტრების შემდეგი მნიშვნელობანი (ცხრილი 30).

ცხრილი 30

თბური განგარიშების საწყისი პარამეტრები

η_s	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
T_r	1040	1000	950	900	860
p_r , კგ/სმ ²	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05
n_j	1,36	1,35	1,34	1,32	1,30
α	0,92	0,96	0,92	0,89	0,88
n_g	1,30	1,28	1,26	1,24	1,22
ξ	0,90	0,80	0,65	0,50	0,40

შევსების პროცესი

ნარჩენი აირების კოეფიციენტი

$$\gamma = \frac{p_r}{p_0} \frac{1}{\epsilon - 1} \frac{1}{\eta_s} \frac{T_0}{T_r} = \frac{1,05}{1,033} \frac{1}{5} \frac{1}{\eta_s} \frac{288}{T_r} = \frac{58,76}{\eta_s T_r}$$

აირის წნევა და ტემპერატურა შევსების დასასრულს გამოითვლება ფორმულებით, რომლებიც გამოვიყენეთ წინა მაგალითში.

ფორმულებში შემავალი ψ კოეფიციენტი გამოითვლება როგორც ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის შესაბამისად ნაანგარიშევი ნარჩენი აირებისა და ახალი მუხტის თბოტევალობათა ფარდობა.
გამოთვლის შედეგები თავმოყრილია 31-ე ცხრილში.

ცხრილი 31

შეხების პროცესის პარამეტრები					
$\eta_{\text{ს}}$	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
γ	0,080	0,098	0,124	0,163	0,227
ψ	1,15	1,16	1,15	1,14	1,13
T_{α}	355	369	380	395	415
ρ_{α} , კგ/სმ ³	0,81	0,72	0,65	0,56	0,47

კუმშვის პროცესი

კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის შერჩევის შემდეგ (ცხრილი 30) ვიანგარიშით კუმშვის პარამეტრები გამოსახულებებიდან:

$$\rho_c = \rho_a \varepsilon^{n_j}$$

და

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_j - 1}$$

გამოთვლის შედეგები ნაჩვენებია 32-ე ცხრილში.

ცხრილი 32

კუმშვის პროცესის პარამეტრები					
$\eta_{\text{ს}}$	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
ρ_c , კგ/სმ ³	9,3	8,0	7,1	6,0	5,3
T_c	675	688	690	700	708

წვისა და გაფართოების პროცესები

საწვავისათვის, შედგენილობით: $C=0,855$ და $H=0,145$, თეორიულად აუცილებელი ჰაერის რაოდენობა იქნება

$$L_0 = 0,516 \text{ მოლი/კგ ან } L_0 = 14,96 \text{ კვ/კვ.}$$

ახალი მუხტის რაოდენობა

$$M_0 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_s} = \alpha \cdot 0,516 + \frac{1}{114}.$$

წვის პროდუქტების რაოდენობა

$$M_{\text{აკ}} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \alpha L_0 = \frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{2} + 0,79 \alpha \cdot 0,516.$$

ნარჩენი აირების რაოდენობა

$$M_r = \gamma M_0.$$

აირების რაოდენობა კუმშვის ბოლოს

$$M_c = M_0 + M_r.$$

აირების რაოდენობა წვის დასასრულს.

$$M_z = M_{\text{აკ}} + M_r.$$

მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი

$$\mu_m = \frac{M_z}{M_c}.$$

საწვავის აქტიური თბოუნარჩანობა

$$H_u - \Delta H_u = 10400 - 2440 \cdot 0,404 \cdot 14,96 (1 - \alpha).$$

ახალი მუხტის თბოტევადობა განვსაზღვროთ გამოსახულებიდან

$$m c_{ve} = 4,815 + 0,000415 T_c,$$

ხოლო წვის პროდუქტების სითბოტევადობა ფორმულიდან

$$m c_{vz} = (4,4 + 0,62 \alpha) + (3,7 + 3,3 \alpha) 10^{-4} T_z.$$

წვის ტემპერატურის განსაზღვრისათვის გადავწყვიტოთ განტო-
ლება

$$m c_{ve} T_c + \frac{\xi (H_u - \Delta H_u)}{M_c} = \mu_m T_z m c_{vz}.$$

წვის მაქსიმალური წნევა იქნება

$$p_z = \mu_m p_c \frac{T_z}{T_c}.$$

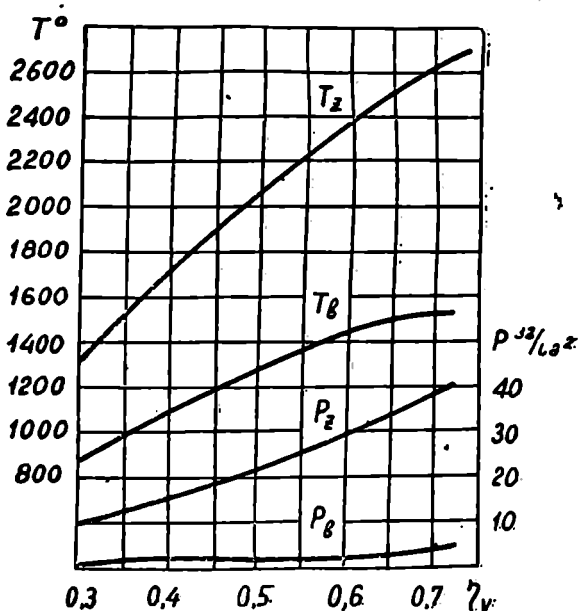
გაფართოების პროცესის პარამეტრები გამოვთვალოთ ცნობილი
გამოსახულებებიდან:

და

$$p_b = \frac{p_r}{e^{n_b}}$$

$$T_b = \frac{T_r}{e^{n_b - 1}}$$

33-ე ცხრილში მოთავსებულია გამოთვლის შედეგები, ხოლო 167-ე ნახ-ზე ზოგიერთი პარამეტრი გამოჩახულია გრაფიკულად.



ნახ. 167. წვისა და გაფართოების პარამეტრების ცვალებადობის ხასიით.

ცხრილი 33

წვისა და გაფართოების პარამეტრები

უი	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
M_0 , მოლი/კგ	0,4835	0,5042	0,4835	0,4680	0,4629
M_{36} , მოლი/კგ	0,5236	0,5401	0,5236	0,5111	0,5081
M_r , მოლი/კგ	0,0387	0,0494	0,0599	0,0763	0,1051
M_c , მოლი/კგ	0,5222	0,5536	0,5434	0,5443	0,5680
M_z , მოლი/კგ	0,5623	0,5895	0,5835	0,5874	0,6132
μ_m	1,07	1,06	1,07	1,08	1,08
T_z	2640	2410	2020	1720	1330
p_z , კგ/სმ ²	38,0	30,3	21,8	15,4	10,0
p_b , კგ/სმ ²	3,9	3,0	2,3	1,7	1,1
T_b	1540	1460	1270	1115	900

საშუალო ინდიკატორული და ეფექტური წნევები ამ შემთხვევაში გამოითვლება იმავე ფორმულებით, რომლებიც გამოყენებული იყო წინა მაგალითში.

ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრე იქნება:

$$N_i = \frac{p_i V_h n}{900} \text{ ცხ. დ.},$$

ხოლო ეფექტური სიმძლავრე

$$N_e = \frac{p_e V_h n}{900} \text{ ცხ. დ.}$$

მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}.$$

ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_i = \frac{1,985 M_c T_c (\epsilon - 1) p_i}{\rho_c H_u}.$$

ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_e = \eta_i \eta_m.$$

საწვავის კუთრი ხარჯი

$$g_i = \frac{632 \cdot 1000}{\eta_i H_u} \text{ გ/იცხ. დ. სთ.}$$

და

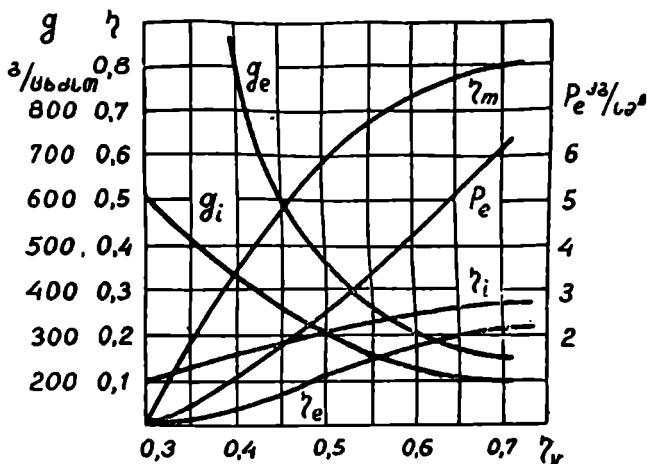
$$g_e = \frac{632 \cdot 1000}{\eta_e H_u} \text{ გ/ეცხ. დ. სთ.}$$

საწვავის საათობრივი ხარჯი

$$G_u = \frac{g_i N_i}{1000} \text{ კგ/სთ.}$$

გამოთვლების შედეგები თავმოყრილია 34-ე ცხრილში.

168-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ძრავას ზოგიერთი საერთო პარამეტრის ცვალებადობის ხასიათი, ხოლო 169-ე ნახ-ზე — ძრავას სადატვირთვო მახასიათებელი.



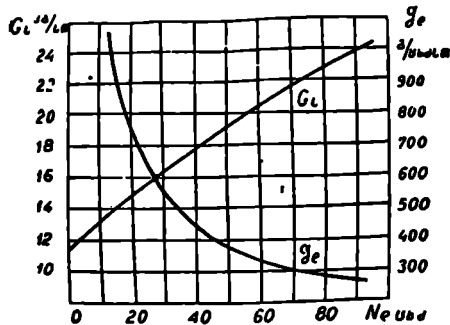
ნახ. 168. ძრავის ზოგადი პარამეტრების ცვლადობაში სისათა.

ცხრილი 34

ძრავის ხაეროი ხახათის პარამეტრები

	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
$\lambda = \frac{p_z}{p_e}$	4,36	4,27	3,90	3,67	3,34
$p'_i, \text{კგ/სმ}^2$	8,31	6,70	4,70	3,32	2,16
$p_i, \text{კგ/სმ}^2$	7,68	6,01	4,01	2,52	1,32
$p_e, \text{კგ/სმ}^2$	6,13	4,46	2,46	0,97	—
$N_i, \text{ცხძ}$	113	89	59	37	19
$N_e, \text{ცხძ}$	91	66	37	14	0
η_m	0,80	0,74	0,61	0,38	0
η_i	0,28	0,26	0,21	0,16	0,10
η_e	0,23	0,19	0,13	0,06	—
$g_i, \text{გ/ცხძსთ}$	215	234	292	380	608
$g_e, \text{გ/ცხძსთ}$	264	320	466	1010	—
$G_v, \text{კგ/სთ}$	24,0	21,0	17,3	14,1	11,5

* შილებულია, რომ $p_e = 1,32 - 155 \approx 0$.



ნახ. 169. ძრავას სადატვირთო მახასიათებელი.

168-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ძრავას ზოგიერთი საერთო პარამეტრის ცვალებადობის ხასიათი, ხოლო 169-ე ნახ-ზე—ძრავას სადატვირთო მახასიათებელი.

მაგალითი 3

ამ მაგალითში განხილული იქნება ორი შემთხვევა. პირველი შემთხვევა სასიმალო პირობებში კარბურატორიანი ძრავას მუშაობას კარბურატორის უცვლელი რეგულირების დროს, ხოლო მეორე — ამავე ძრავას მუშაობას საწვავი ნარევის კორექტირებით.

მოცემულობა I. ჩატარდეს თბური გაანგარიშება და აგებულ იქნეს ЗИЛ—120 ძრავას სასიმალო მახასიათებელი.

გაანგარიშება ჩატარდეს შემთხვევისათვის, როდესაც ზღვის დონიდან ყველა სიმაღლეზე კარბურატორის რეგულირება რჩება მუდმივი.

თბური გაანგარიშების პარამეტრები გამოთვლილ იქნეს ზღვის დონიდან შემდეგი სიმაღლეებისათვის: $H=0; 1000; 2000; 3000; 4000$ და 5000 მ.

ბიელოთ საწყისი პარამეტრების შემდეგი სიდიდეები:

კუმშვის ხარისხი $\epsilon=6$;

საანგარიშო ბრუნთა რიცხვი $n=2400$ ბრ/წთ;

შეესების კოეფიციენტი ზღვის დონეზე $\eta_{s0}=0,7$;

ჰერის სიჭარბის კოეფიციენტი $\alpha_0=0,92$;

ნარჩენი აირების წნევა $p_{r0}=1,05$ კგ/სმ²;

ნარჩენი აირების ტემპერატურა $T_{r0}=1040^{\circ}K$;

სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი $\xi=0,9$;

კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი $n_p=1,36$;

გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი $n_p = 1,30$.

მოცემული სიმაღლეებისათვის წნევები p_H და ტემპერატურები T_H , აგრეთვე ფარდობები $\mu = \frac{p_H}{p_0}$ და $\beta = \frac{T_H}{T_0}$ აღებული იქნება სტანდარტული ატმოსფეროს მიხედვით.

35-ე ცხრილში ნაჩვენებია ჰაერის ტემპერატურა და წნევა საანგარიშო სიმაღლეებისათვის.

ცხრილი 35

ჰაერის წნევა და ტემპერატურა საანგარიშო სიმაღლეებისათვის							
სიმაღლე ზღვის დონიდან, H მ	0	1000	2000	3000	4000	5000	
ჰაერის წნევა, p_H	მმ/მმ	0,101	0,090	0,079	0,070	0,062	0,054
	კგ/სმ ²	1,033	0,917	0,811	0,715	0,628	0,550
	ბარი	1,01	0,90	0,79	0,70	0,62	0,54
ჰაერის ტემპერატურა $T_H^{\circ} K$	288,0	281,5	275,0	268,5	262,0	255,5	
$\mu = \frac{p_H}{p_0}$	1,000	0,887	0,785	0,692	0,608	0,532	
$\beta = \frac{T_H}{T_0}$	1,000	0,977	0,955	0,932	0,910	0,887	

შევსების პროცესი

ნარჩენი აირების წნევა მოცემულ სიმაღლეზე იქნება:

$$p_{rH} = p_{r0} - p_0 (1 - \mu) = 1,05 - 1,033 (1 - \mu).$$

ნარჩენი აირების ტემპერატურის გამოსათვლელად მივიღოთ, რომ სიმაღლეს მოშატებთ ყოველ 1000 მეტრზე ის მცირდება 20⁰-ით. მოცემული სიმაღლისათვის ჰაერის სიჭარბისა და შევსების კოეფიციენტები განისაზღვრება გამოსახულებებიდან:

$$\alpha_H = \alpha_0 \sqrt{\frac{\mu}{\beta}} = 0,92 \sqrt{\frac{\mu}{\beta}}$$

და

$$\eta_{vH} = \eta_{v0} \sqrt{\frac{\mu}{\beta}} = 0,7 \sqrt{\frac{\mu}{\beta}}.$$

შემდეგი გამოანგარიშებებისათვის საჭირო იქნება აგრეთვე განსაზღვროთ ნარჩენი აირებისა და ახალი მუხტის თბოტევადობათა ფარდობა

$$\phi = \frac{mC_{rr}}{mC_{\text{ვბ}}}$$

თბოტევადობათა მნიშვნელობანი მოცემული სიმძლავისათვის უნდა განისაზღვროს α_{II} პერის სიქარბის კოეფიციენტის შესაბამისად.

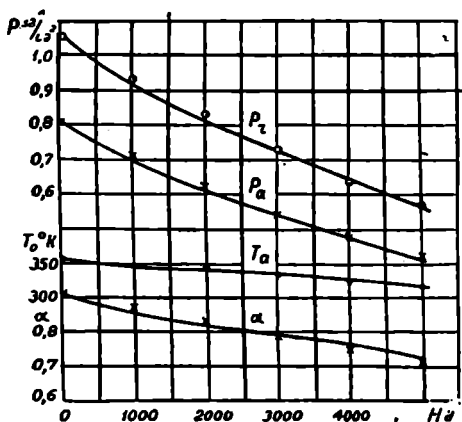
შევსების პროცესის დანარჩენი პარამეტრები განისაზღვრება შემდეგი ფორმულებით:

ნარჩენი აირის კოეფიციენტი

$$\gamma_{\text{II}} = \frac{\rho_{r\text{II}}}{\mu \rho_0} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{\sqrt{\beta}}{\eta_{\text{ვბ}}} \frac{T_0}{T_{r\text{II}}} = \frac{\rho_{r\text{II}}}{\mu 1,033} \frac{1}{5} \frac{\sqrt{\beta}}{0,7} \frac{288}{T_{r\text{II}}};$$

წნევა შევსების დასასრულს (ფორმულა 96)

$$\rho_{a\text{II}} = \frac{\rho_{\text{II}} \eta_{r\text{II}} k}{\varepsilon - 1 + \eta_{\text{ვბ}} (k - 1)} + \frac{\rho_{r\text{II}}}{\varepsilon + (k - 1) \eta_{\text{II}} (\varepsilon - 1)};$$



ნახ. 170. შევსების პროცესის პარამეტრები.

ტემპერატურა შევსების დასასრულს (ფორმულა 104)

$$T_{a\text{II}} = \frac{T_{\text{II}} + \gamma_{\text{II}} T_{r\text{II}} + \frac{\rho_{\text{II}} - \rho_{a\text{II}}}{\rho_{\text{II}}} T_{\text{II}} \frac{k - 1}{k}}{1 + \gamma_{\text{II}} \phi}$$

გამოთვლის შედეგები, რომლებიც შეეხება შევსების პროცესს, თავმოყრილია 36-ე ცხრილში. იგივე მონაცემები გრაფიკის სახით მოცემულია 170-ე ნახ-ზე.

ცხრილი 36

შევსების პროცესის პარამეტრები

H მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
ρ_{rH} , კგ/სმ ³	1,05	0,93	0,83	0,73	0,64	0,57
T_{rH}	1040	1020	1000	980	960	940
α_H	0,92	0,87	0,83	0,79	0,75	0,72
τ_{rH}	0,70	0,69	0,68	0,67	0,67	0,66
ϕ	1,15	1,14	1,13	1,12	1,11	1,10
γ_H	0,080	0,080	0,082	0,082	0,083	0,085
T_a	355	348	343	337	325	319
ρ_a , კგ/სმ ³	0,81	0,71	0,62	0,54	0,48	0,42

კუმშვის პროცესი

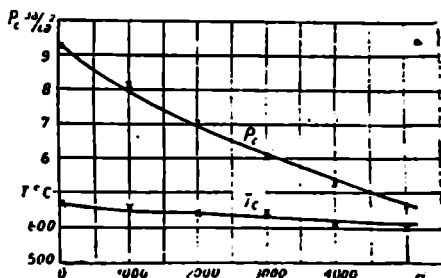
ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობის დროს კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი იცვლება უმნიშვნელოდ. თუ მივიღებთ, რომ ყველა სიმაღლისათვის $n_j = 1,36$, მაშინ

$$\begin{aligned} \rho_c &= \rho_a \epsilon^{n_j} = \rho_a 6^{1,36} = \\ &= \rho_a 11,43 \end{aligned}$$

და

$$\begin{aligned} T_c &= T_a \epsilon^{n_j - 1} = T_a 6^{0,36} = \\ &= T_a 1,91. \end{aligned}$$

კუმშვის ρ_c წნევისა და T_c ტემპერატურის გამოთვლილი სიდიდეები მოყვანილია 37-ე ცხრილში. ამავე მონაცემების საფუძველზე აგებულია გრაფიკი (ნახ. 171).



ნახ. 171. კუმშვის პროცესის პარამეტრები.

კუმშვის პროცესის პარამეტრები

H მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
p_c , კგ/სმ ²	9,3	8,1	7,0	6,1	5,4	4,8
T_c	675	661	652	640	617	606

წვისა და გაფართოების პროცესები

მივიღოთ საწვავის მასური შედგენილობა: ნახშირბადი — 0,855, წყალბადი — 0,145, მაშინ ჰაერის თეორიული რაოდენობა, რომელიც საჭიროა 1 კგ საწვავის სრული წვისათვის,

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,516 \text{ მოლი/კგ}$$

ან

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,96 \cdot \text{კგ/კგ.}$$

ჰაერის ნამდვილი რაოდენობა

$$\alpha L_0 = \alpha_{II} 0,516 \text{ მოლი/კგ.}$$

ახალი მუხტის რაოდენობა

$$M_{II} = \alpha L_0 + \frac{1}{m_s} = \alpha_{II} 0,516 + \frac{1}{114},$$

სადაც m_s არის საწვავის მოლეკულური მასა.

წვის პროდუქტების რაოდენობა

$$M_{III} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \alpha_{II} L_0 = \frac{0,855}{12} + \frac{0,155}{2} + 0,79 \alpha_{II} 0,516.$$

ნარჩენი აირების რაოდენობა

$$M_r = \gamma M_0.$$

აირების რაოდენობა კუმშვის ბოლოს

$$M_c = M_0 + M_r.$$

აირების რაოდენობა წვის დასასრულს

$$M_z = M_{III} + M_r.$$

მოლეკულური ცვალეზადობის კოეფიციენტი

$$\mu_m = \frac{M_z}{M_c}$$

საწვავის აქტიური თბოუნარიანობა

$$H_u = \Delta H_u = 10400 - 2440 \cdot 0,404 \cdot 14,96 (1 - \alpha).$$

ახალი მუნტის თბოტევალობა გამოვთვალოთ გამოსახულებიდან

$$mc_{sc} = 4,815 + 0,000415 T_c,$$

ხოლო წვის პროდუქტების თბოტევალობა ფორმულიდან

$$mc_{sz} = (4,4 + 0,62 \alpha_n) + (3,7 + 3,3 \alpha_n) 10^{-4} T_z.$$

წვის დასასრულს ტემპერატურის საანგარიშოდ გადავწყვიტოთ განტოლება

$$mc_{sc} T_c + \frac{\xi (H_u - \Delta H_u)}{M_c} = \mu_m T_z mc_{sz}.$$

წვის დროს მაქსიმალური წნევა

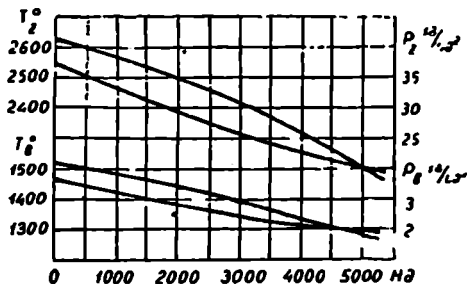
$$p_z = \mu_m p_c \frac{T_z}{T_c}.$$

წნევა და ტემპერატურა გაფართოების დასასრულს გამოითვლება ცნობილი თანაფარდობებიდან:

$$p_b = \frac{p_z}{n_b} = \frac{p_z}{61,3} = \frac{p_z}{10,25}$$

და

$$T_b = \frac{T_z}{n_b - 1} = \frac{T_z}{60,3} = \frac{T_z}{1,71}.$$



ნახ. 172. წვისა და გაფართოების პარამეტრები.

გამოთვლის შედეგები თავმოყრილია 38-ე ცხრილში. 172-ე ნახ.-ზე იგივე მონაცემები გამოსახულია გრაფიკულად.

ც ხ რ ი ლ ი 38

წვისა და გაფართოების პარამეტრები

H მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
aL_0 , მოლი/კვ	0,4747	0,4489	0,4179	0,3922	0,3715	0,3509
M_0 , მო ლ ⁰ /კვ	0,4835	0,4577	0,4267	0,4010	0,3803	0,3597
$M_{\Delta 6}$, მოლი/კვ	0,5236	0,5028	0,4796	0,4586	0,4426	0,4260
M_r , მოლი/კვ	0,0387	0,0366	0,0340	0,0329	0,0316	0,0306
M_c , მოლი/კვ	0,5222	0,4943	0,4607	0,4339	0,4119	0,3903
M_z , მოლი/კვ	0,5623	0,5394	0,5136	0,4915	0,4742	0,4566
μ_m	1,07	1,09	1,11	1,13	1,15	1,17
T_z	2640	2570	2500	2410	2310	2205
p_z , კვ/სმ ²	38,0	34,2	29,8	26,4	23,6	20,2
p_b , კვ/სმ ²	3,72	3,35	2,92	2,59	2,31	1,98
T_b	1540	1490	1455	1400	1345	1285

საერთო ხახიათის პარამეტრები

საშუალო ინდიკატორული წნევა გამოითვლება ფორმულით:

$$p_{iH} = 0,96 p'_{iH} - (p_{rH} - p_{aH}),$$

სადაც

$$p'_{iH} = \frac{p_{cH}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_b - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon n_b - 1} \right) - \frac{1}{n_j - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon n_j - 1} \right) \right].$$

საშუალო ეფექტური წნევა

$$p_{eH} = p_{iH} - p_b.$$

ЗИП-120 ძრავასათვის მაშინ, როცა $n=2400$ ბრ/წთ, შეიძლება მივიღოთ, რომ ხახუნის წნევა $p_b \approx 1,55$ კვ/სმ².

საერთო სახის სხვა პარამეტრები გამოითვლება ფორმულებით:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_t}$$

$$N_e = \frac{p_c V_h n i}{900} \text{ ცხ.დ.}$$

$$\eta_i = \frac{1,985 M_c T_c (\epsilon - 1) p_i}{p_c H_u};$$

$$\eta_e = \eta_i \eta_m;$$

$$g_e = \frac{632 \cdot 1000}{\eta_e H_u} \text{ გ/ცხ. დ. სთ;}$$

$$G_u = \frac{g_e N_e}{1000} \text{ კგ/სთ.}$$

გაანგარიშების შედეგები თავმოყრილია 39-ე ცხრილში.

ც ხ რ ი ლ - 39

ძრავას ხაერთო ხასიათის პარამეტრები

\bar{F} მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
p'_i , კგ/სმ ²	8,31	7,55	6,56	6,02	5,30	4,65
$(p'_{rH} - p_{aH})$, კგ/სმ ²	0,29	0,26	0,25	0,22	0,20	0,19
p_r , კგ/სმ ²	7,68	6,92	6,05	5,54	4,90	4,27
p_c , კგ/სმ ²	8,13	5,37	4,50	3,99	3,35	2,72
η_m	0,80	0,78	0,75	0,72	0,68	0,64
N_e , ცხდ	91	79	67	59	50	40
η_i	0,28	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20
η_e	0,23	0,21	0,19	0,17	0,15	0,13
g_e , გ/ცხდსთ	264	289	321	358	405	468
G_u , კგ/სთ	24,0	22,8	21,8	21,2	20,2	18,7

ძრავას სასიმალო მახასიათებელი, რომელიც გამოსახავს ზღვის დონიდან სიმაღლეზე დამოკიდებულებით სიმძლავრისა და საწვავის კუთრი ხარჯის ცვალებადობას, ნაჩვენებია 173-ე ნახ-ზე.

მოცემულთა II. ჩატარდეს თბური გაანგარიშება და აგებული იქნეს ЗИЛ—120 ძრავას სასიმალო მახასიათებელი. წინა მაგალითისაგან განსხვავებით მიღებულ იქნეს პირობა, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის შესაბამისად წარმოებს საწვავი ნარევის კორექტირება და ყველა შემთხვევაში უზრუნველყოფილია ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მუდმივობა ($\alpha = \text{const}$).

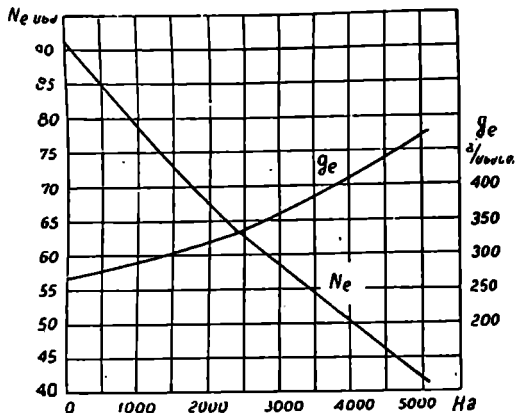
საწყისი პარამეტრები და მათი შორის p_{rH} რჩება იგივე, რაც მიღებული იყო წინა მაგალითში.

პერის სიჭარბის კოეფიციენტის მუდმივობის გამო საჭიროა მუდმივებად მივიღოთ აგრეთვე ნარჩენი აირების ტემპერატურა და თბოტევადობის ფარღობა ψ .

ამრიგად, ყველა სიმალლისათვის გვექნება:

$$\alpha = 0,92; T_{rH} = 1040^\circ \text{ და } \psi = 1,15.$$

ყველა სხვა პარამეტრი, რომლებიც შეეხება შევსებისა და კუმ-



ნახ. 173. ძრავის სასიმალო მახასიათებელი.

შვის პროცესებს, იანგარიშება წინა მაგალითში გამოყენებული ფორმულებით. ასეთი გამოთვლის შედეგები ნაჩვენებია მე-40 ცხრილში.

ც ხ რ ი ლ ი 40

შევსებისა და კუმშვის პარამეტრები

H, მ.	0	1000	2000	3000	4000	5000
γ_H	0,080	0,080	0,079	0,078	0,077	0,077
T_a	338	331	326	317	311	306
p_a , კგ/სმ ²	0,760	0,668	0,575	0,505	0,445	0,397
T_c	644	630	620	602	592	590
p_c , კგ/სმ ²	8,70	7,65	6,59	5,79	5,10	4,55

პერის ნამდვილი რაოდენობა, რომელიც იხარჯება 1 კგ საწვავზე, იქნება:

$$\alpha L_0 = 0,92 \cdot 0,516 = 0,4747 \text{ მოლი/კგ.}$$

ახალი მუხტის რაოდენობა

$$M_0 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_u} = 0,4835 \text{ მოლი/კგ.}$$

წვის პროდუქტების რაოდენობა

$$M_{\text{პ}} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \alpha L_0 = 0,5236 \text{ მოლი/კგ.}$$

სრულიად უმნიშვნელო გამოდის ცდომილებები, თუ მივიღებთ ნარჩენი აირების კოეფიციენტის მუდმივობას.

ასეთ შემთხვევაში გვექნება:

ნარჩენი აირების რაოდენობა

$$M_r = \gamma M_0 = 0,08 \cdot 0,4835 = 0,0387 \text{ მოლი/კგ.}$$

აირების რაოდენობა კუმშვის დასასრულს

$$M_c = M_0 + M_r = 0,4835 + 0,0387 = 0,5222 \text{ მოლი/კგ.}$$

აირების რაოდენობა წვის დასასრულს

$$M_z = M_{\text{პ}} + M_r = 0,5236 + 0,0387 = 0,5623 \text{ მოლი/კგ.}$$

მოლეკულური ცვალეზადობის კოეფიციენტი

$$\mu_m = \frac{M_z}{M_c} = \frac{0,5623}{0,5222} = 1,07.$$

საწვავის აქტიური თბოუნარიანობა

$$H_u - \Delta H_u = 10400 - 2440 \cdot 0,404 \cdot 14,96 (1 - 0,92) = 9221 \text{ კკალ/კგ.}$$

ახალი მუხტისა და წვის პროდუქტების თბოტევადობას განსაზღვრისათვის გამოვიყენოთ გამოსახულებები:

$$mc_{\text{uc}} = 4,815 + 0,000415 T_c$$

და

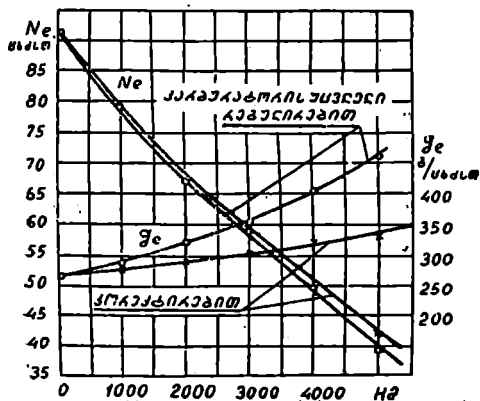
$$mc_{\text{oz}} = 4,97 + 0,000674 T_z.$$

ყველა სხვა პარამეტრი გამოითვლება იმავე ფორმულებით, რომლებიც გამოყენებული იყო წინა მაგალითში.

გამოთვლის შედეგები თავმოყრილია 41-ე ცხრილში.

თბური გაანგარიშების შედეგები

II, მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
T_r	2640	2640	2640	2640	2640	2640
ρ_z , კგ/სმ ²	38,0	34,2	30,0	27,1	24,3	21,8
λ	4,36	4,48	4,56	4,70	4,76	4,80
ρ_b , კგ/სმ ²	3,72	3,35	2,94	2,68	2,39	2,13
T_b	1540	1540	1540	1540	1540	1540
ρ'_i , კგ/სმ ²	8,31	7,55	6,64	6,05	5,43	4,9
$(p_r - p_a)$, კგ/სმ ²	0,29	0,26	0,25	0,22	0,19	0,17
ρ_i , კგ/სმ ²	7,68	6,99	6,10	5,59	5,01	4,44
ρ_e , კგ/სმ ²	6,13	5,44	4,55	4,04	3,46	2,89
η_m	0,80	0,78	0,75	0,72	0,69	0,65
N_r , ცხ.დ	91	80	68	60	51	43
η_l	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28
η_c	0,23	0,22	0,21	0,20	0,19	0,18
ξ_c^* , მ/ცხ.დ.სთ	264	276	289	303	321	338
G_b , კგ/სთ	24,0	22,0	19,6	18,1	16,4	14,5



ნახ. 174. ЗИЛ-120 ძრავის შედარებითი სასიმალო მახასიათებლები.

174-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ძრავას სასიმალო მახასიათებელი შემთხვევისათვის, როცა წარმოებს საწვავი ნარევის კორექტირება. შედარებისათვის იქვეა ნაჩვენები მახასიათებელი, რომელიც მიიღება ნარევის კორექტირების გარეშე (წინა მაგალითი).

გრაფიკი გარკვევით გვიჩვენებს, რომ საწვავი ნარევის კორექტირებას შეუძლია მოგვცეს მნიშვნელოვანი პრაქტიკული ეფექტი.

მაგალითი 4

მოცემულია: შესრულდეს თბური გაანგარიშება და აგებული იქნეს $M=54$ ჰატრაქტორო დიზელის სასიმალო მახასიათებელი.

გაანგარიშება შესრულდეს შემთხვევისათვის, როდესაც ზღვის დონიდან ყველა სიმაღლეზე საწვავის ტუმბოს რეგულირება რჩება უცვლელი.

თბური გაანგარიშების პარამეტრები გამოთვლილ იქნეს ზღვის დონიდან შემდეგი სიმაღლეებისათვის; $H=0; 1000; 2000; 3000$ და 4000 მ.

მივიღოთ ზღვის დონეზე მუშაობისათვის $M=54$ ძრავას შემდეგი საწყისი პარამეტრები:

საანგარიშო ბრუნთა რიცხვი $n=1300$ ბრ/წთ;

კუმშვის ხარისხი $\varepsilon=16$;

ნარჩენი აირების წნევა $p_{r0}=1,1$ კგ/სმ²;

ნარჩენი აირების ტემპერატურა $T_{r0}=810^{\circ}$;

შეთბობის ტემპერატურა $\Delta T=22^{\circ}$;

კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი $n_1=1,35$;

გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი $n_2=1,20$;

სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი $\xi=0,8$;

მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი $\eta_m=0,62$;

წნევის ზრდის ხარისხი $\lambda=1,4$;

წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტი $\rho=1,53$;

შევსების კოეფიციენტი $\eta_{r0}=0,825$;

ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი $\alpha_0=1,71$;

ლიტრაჟი $V_h=7,45$ ლ.

მოცემული სიმაღლეებისათვის ატმოსფერული ჰაერის წნევასა და ტემპერატურის სიდიდეები და წნევისა და ტემპერატურის ფარდობები (μ და β) აღებული იქნება სტანდარტული ატმოსფეროს მიხედვით.

შევსებისა და კუმშვის პროცესები

ნარჩენი აირების წნევა მოცემულ სიმალლეზე

$$p_{r11} = p_{r0} - p_0 (1 - \mu) = 1,1 - 1,033 (1 - \mu).$$

ნარჩენი აირების ტემპერატურა გამოეთვალათ ემპირიული ფორმულით:

$$T_{r11} = T_{r0} (1 + 0,08 H) = 810 (1 + 0,08 H).$$

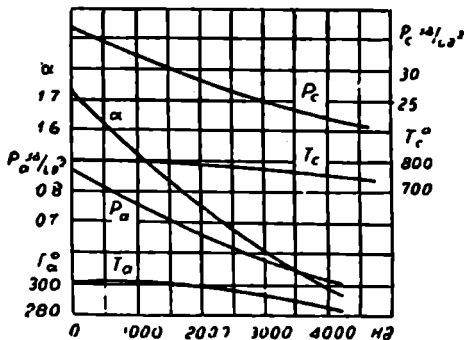
მოცემული სიმალლისათვის ჰაერის სიმკვრივე γ შესაძლებელია შევარჩიოთ სტანდარტული ატმოსფეროს მიხედვით. ამის საფუძველზე ჰაერის საათობრივ ხარჯს ვიანგარიშებთ გამოსახულებიდან:

$$G_a = 0,03 V_h n \gamma \sqrt{\beta} = 0,03 \cdot 7,45 \cdot 1300 \gamma \sqrt{\beta} = 0,239 \gamma \sqrt{\beta}.$$

ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი მოცემული სიმალლისათვის იქნება:

$$\alpha_{11} = \alpha_0 \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} = 1,71 \frac{\mu}{\sqrt{\beta}}.$$

ნარჩენი აირებისა და ჰაერის თბოტევადობების განსაზღვრის შემდეგ გამოითვლება კოეფიციენტი



ნახ 175. შევსებისა და კუმშვის პარამეტრების ცვალებადობის ხასიათი.

$$\psi = \frac{mc_w}{mc_{00}}.$$

შევსებისა და კუმშვის პროცესების სხვა პარამეტრები (γ , T_a , P_a ,

T_c, p_c) გამოითვლება იმავე ფორმულებით, რომლებიც გამოყენებული იყო წინა მაგალითში.

გამოთვლის შედეგები ნაჩვენებია 42-ე ცხრილში.

175-ე ნახ-ზე იგივე შედეგები გამოსახულია გრაფიკულად.

ცხრილი 42

შევსებისა და კუმშვის პარამეტრები

$H, მ$	0	1000	2000	3000	4000
$p_{rH}, კგ/სმ^2$	1,10	0,98	0,88	0,78	0,69
T_{rH}	810	875	940	1004	1069
$\rho_a, კგ/მ^3$	1,225	1,112	1,006	0,909	0,819
$G_3, კგ/სთ$	294	266	234	209	186
α_H	1,71	1,55	1,36	1,22	1,08
ψ	1,24	1,25	1,26	1,28	1,30
γ_H	0,030	0,028	0,026	0,024	0,022
T_a	304	300	294	289	284
$p_a, კგ/სმ^2$	0,87	0,77	0,67	0,58	0,51
T_c	800	792	779	765	752
$p_c, კგ/სმ^2$	37,0	32,8	28,5	24,7	21,8

წვისა და გაფართოების პროცესები

მიღებული შედეგნილობის საღიზელო საწვავისათვის პაერის თეორიული რაოდენობა

$$L_0 = 0,5 \text{ მოლი/კგ.}$$

ახალი მუხტის რაოდენობა

$$M_0 = \alpha L_0 = 0,5 \alpha.$$

წვის პროდუქტების რაოდენობა

$$M_{არ} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \alpha_H L_0 + 0,21 (\alpha_H - 1) L_0.$$

ნარჩენი აირების რაოდენობა

$$M_r = \gamma M_0.$$

აირების რაოდენობა კუმშვის დასასრულს

$$M_c = M_0 + M_r.$$

აირების რაოდენობა წვის დასასრულს

$$M_z = M_{\text{აკ}} + M_r.$$

პოლექულური ცვალეზადობის კოეფიციენტი

$$\mu_m = \frac{M_r}{M_c}.$$

კუმშვის დასასრულს ნარევის თბოტევალობა მივიღოთ ჰაერის თბოტევალობის ტოლი და განვსაზღვროთ ის გამოსახულებიდან

$$mc_{rc} = 4,91 + 0,000651 t_c.$$

თუ მივიღებთ:

$$\text{CO}_2\text{-სათვის } mc'_v = 9,52 + 0,000760 t;$$

$$\text{H}_2\text{O-სათვის } mc''_v = 6,5 + 0,000933 t;$$

$$\text{N}_2\text{-სათვის } mc'''_v = 5,36 + 0,000330 t;$$

$$\text{O}_2\text{-სათვის } mc''''_v = 5,64 + 0,000372 t;$$

მაშინ წვის პროდუქტების თბოტევალობა იქნება

$$mc_{vz} = \frac{mc'_v M_{\text{CO}_2} + mc''_v M_{\text{H}_2\text{O}} + mc'''_v M_{\text{N}_2} + mc''''_v M_{\text{O}_2}}{M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} + M_{\text{O}_2}}$$

და

$$mc_{pz} = mc_{vz} + 1,985.$$

წვის დასასრულს ტემპერატურის საანგარიშოდ გადავწყვიტოთ განტოლება

$$t_c (mc_{rc} + \lambda \cdot 1,985) + \frac{\xi H_u}{M_c} = \mu_m t_z mc_{pz}.$$

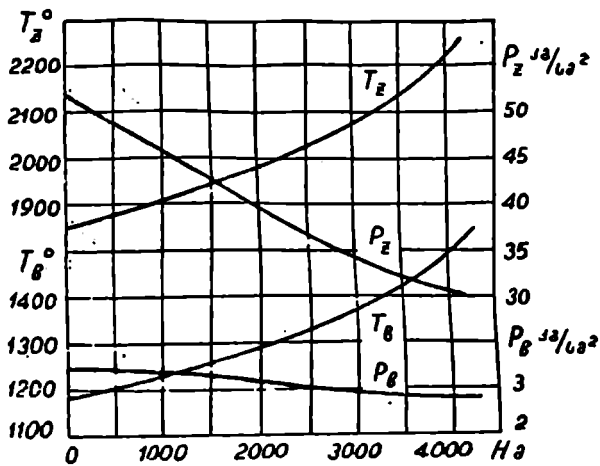
წვისა და გაფართოების პროცესების სხვა პარამეტრები გამოითვლება ფორმულებით:

წნევა წვის დასასრულს

$$p_z = \lambda p_c;$$

წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტი

$$\rho = \frac{\mu_m T_z}{\lambda T_c};$$



ნახ. 176. წვისა და გაფართოების პარამეტრების ცვლემადობის ხასიათი.

ცხრილი 45

წვისა და გაფართოების პარამეტრები

H მ	0	1000	2000	3000	4000
M_0 , მოლი/კვ	0,8550	0,7750	0,6800	0,6100	0,5400
M_{36} , მოლი/კვ	0,8879	0,8079	0,7129	0,6429	0,5729
M_r , მოლი/კვ	0,0256	0,0217	0,0117	0,0146	0,0119
M_c , მოლი/კვ	0,8806	0,7967	0,6977	0,6246	0,5519
M_z , მოლი/კვ	0,9135	0,8296	0,7306	0,6575	0,5848
μ_m	1,035	1,041	1,047	1,052	1,060
T_z	1843	1900	1980	2070	2210
P_z , კგ/სმ ²	51,8	45,9	40,0	36,6	30,6
ρ	1,70	1,79	1,91	2,04	2,22
δ	9,4	9,0	8,4	7,9	7,2
T_b	1178	1222	1292	1370	1490
ρ_b , კგ/სმ ²	3,5	3,3	3,1	3,0	2,8

გაფართოების კოეფიციენტი

$$\delta = \frac{\epsilon}{\rho}$$

წნევა და ტემპერატურა გაფართოების დასასრულს

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_b}} \quad \text{და} \quad T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_b - 1}}$$

გამოანგარიშების შედეგები ნაჩვენებია 43-ე ცხრილში. იგივე მონაცემები გრაფიკული სახით ასახულია 176-ე ნახ-ზე.

საერთო პარამეტრები

საშუალო ინდიკატორული წნევა განესაზღვროთ ფორმულით:

$$p_{iH} = 0,96 p'_{iH} - (p_{H1} - p_{H2})$$

სადაც

$$p'_{iH} = \frac{p_{cH}}{\epsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_b - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_b - 1}} \right) - \frac{1}{n_j - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_j - 1}} \right) \right]$$

და

$$p_{iH} = \frac{p_{cH}}{15} \left[1,4(\rho - 1) + \frac{1,4 \rho}{0,2} \left(1 - \frac{1}{\delta^{0,2}} \right) - \frac{1}{0,35} \left(1 - \frac{1}{16^{0,35}} \right) \right]$$

საშუალო ეფექტური წნევა ზღვის დონეზე

$$p_{eH} = p_{iH} \eta_m$$

ხახუნის წნევა

$$p_s = p_i - p_e = p_i (1 - \eta_m)$$

თუ მივიღებთ, რომ p_s არაა დამოკიდებული სიმძლავრეზე ზღვის დონიდან, საშუალო ეფექტურ წნევას მოკემულა პირობებისათვის ვიპოვით გამოსახულებიდან:

$$p_{eH} = p_{iH} - p_s$$

ინდიკატორული და ეფექტური სიმძლავრეების საანგარიშოდ გვექნება:

$$N_{iH} = \frac{p_{iH} V_h n}{900} \quad \text{და} \quad N_{eH} = \frac{p_{eH} V_h n}{900}$$

ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_{iu} = 553,4 \frac{\sqrt{\beta}}{\mu} \frac{\rho_{iu}}{H_u} \frac{\alpha_{ii}}{\eta_{eo}} L_0$$

შექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_{mu} = \frac{N_{eu}}{N_{iu}}$$

ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_{eu} = \eta_{iu} \eta_{mu}$$

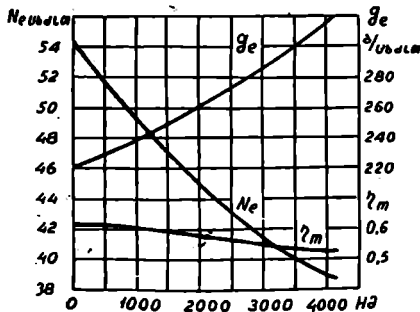
საწვავის ეფექტური კუთარი ხარჯი

$$g_{eu} = \frac{632 \cdot 1000}{H_u \eta_{eu}} \text{ ან } g_{eu} = \frac{g_u}{N_{eu}}$$

ცხრილი 44

ძრავას ხაერთო პარამეტრები

H, მ	0	1000	2000	3000	4000
ρ_L , კგ/სმ ³	8,1	7,7	7,3	6,9	6,7
ρ_e , კგ/სმ ²	5,0	4,6	4,2	3,8	3,6
N_e , ცხ. ძ.	54	49	45	41	39
η_i	0,445	0,429	0,397	0,377	0,366
η_m	0,620	0,598	0,576	0,550	0,538
η_e	0,275	0,256	0,228	0,208	0,196
g_e , გ/ცხ.ძ.სთ	220	237	266	292	310



რიცხოვრივი გამოანგარიშების შედეგები თავმოყრილია 44-ე ცხრილში.

177-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია გამოთვლის შედეგების მიხედვით აგებული ძრავას 'სასიმალლო მახასიათებელი.

ნახ. 177. გამოთვლის შედეგების მიხედვით აგებული ძრავას სასიმალლო მახასიათებელი.

У О О О О О О О О О О

- Алексеев В. П. и др., Двигатели внутреннего сгорания, Машгиз, 1960.
- Архангельский В. М. и др., Автомобильные двигатели. Машиностроение, М., 1967.
- Болтинский В. Н., Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей, Сельхозгиз, М., 1962.
- Брилинг Н. Р. и др., Быстроходные дизели, Машгиз, 1951.
- Брилинг Н. Р., Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизеля, ОНТИ, 1931.
- Гагарин Е. И. и Руднев С. В., Тепловые двигатели, Машгиз, 1949.
- Джодж А., Быстроходные дизели, ОНТИ, М., 1938.
- Дубель Г., Двигатели внутреннего сгорания, Гостехиздат, 1932.
- Дьяченко Н. Х. и др., Теория двигателей внутреннего сгорания, Машиностроение, Л., 1965.
- Засс Ф., Бескомпрессорные двигатели дизеля, ОНТИ, 1935.
- Ипоземцев Н. В., Курс тепловых двигателей, Оборонгиз, 1954.
- Ленин И. М., Теория автомобильных и тракторных двигателей, Издательство «Машиностроение», 1969.
- Либрович В. Г., Бризгов И. Н., Исследование предкамерного двигателя, ОНТИ, 1937.
- Лызо Г. П. и др., Тракторы, автомобили, двигатели, Издательство «Высшая школа», М., 1968.
- Мазинг Е. К., Тепловой процесс двигателя внутреннего сгорания, ОНТИ, 1937.
- Маслеников М. М. и Раппорт М. С., Авиационные поршневые двигатели, Оборонгиз, 1951.
- Махалдиани В. В., Некоторые вопросы теории автотракторных двигателей, «Техника да шрома», 1952.
- Махалдиани В. В., О двигателях для горных тракторов и автомобилей, Издательство АН СССР, 1968.
- Мелькумов Т. М., Теория быстроходного двигателя с самовоспламенением, Оборонгиз, 1953.
- Моргулис Ю. Б., Двигатели внутреннего сгорания, Машгиз, 1959.
- Нингматулин И. Н., Рабочие процессы в турбопоршневых двигателях, Машгиз, 1962.
- Орлин А. С., Вырубов Д. Н. и др., Двигатели внутреннего сгорания, Машгиз, 1957.
- Орлин А. С., Двухтактные легкие двигатели, Машгиз, 1950.

- Пай Д. Р., Двигатели внутреннего сгорания, Оборонгиз, 1940.
- Петров В. А., Теория легких двигателей автомобильного типа, Машгиз, 1934.
- Рикардо Г. Р., Быстроходные двигатели внутреннего сгорания, Москва, 1932.
- Сороко-Новицкий В. И., Испытание автотракторных двигателей, Машгиз, 1960.
- Цветков В. Т., Двигатели внутреннего сгорания, Машгиз, 1953.
- Чаромский А. Д., Рабочий процесс авиационного дизеля, ОНТИ, 1935.
- Шмигельский Н. В., Исследование воспламенения и сгорания расширенных дизельных топлив, Оборонгиз, 1938.
- მახალაძე ვ., საავტოტრაქტორო ძრავების თეორია და გაანგარიშება, განათლება, 1968 წ.
- ნამორაძე ა., საავტომობილო და სატრაქტორო ძრავების გამოცდის ლაბორატორიული პრაქტიკუმი, განათლება, 1967.
- ხანთაძე გ., საავტოტრაქტორო და საავტომობილო ძრავების გამოცდა, საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის გამომცემლობა, 1953.
- ხანთაძე გ., საავტომობილო და სატრაქტორო ძრავები (ამოცანათა კრებული), „ტექნიკა და შრომა“, 1952.

შ ი ნ ა ა რ ს ი

ავტორის აგან	2
შესავალი	3
თ ა ვ ი I. დგუშიანი შიგაწვის ძრავას ძირითადი ხქემა და ტიპები.	13
§ 1. დგუშიანი ძრავას ძირითადი სქემა	14
§ 2. ძრავას ძირითადი პარამეტრები	17
§ 3. დგუშიანი შიგაწვის ძრავას ტიპები	19
§ 4. ძრავას ინდიკატორული დიაგრამა	40
§ 5. დგუშიანი შიგაწვის ძრავების კლასიფიკაცია	44
თ ა ვ ი II. ხაწვავე და მიხი წვა	47
§ 1. საწვავე შიგაწვის ძრავებისათვის	47
§ 2. წვის რეაქციები და წვისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობა	53
§ 3. წვის პროდუქტების შედგენილობა	58
§ 4. აირის საშუალო თბოტევადობა	63
§ 5. ძრავიდან გამობოლქვილი ნამუშევეარი აირების ტოქსიკურობა	68
თ ა ვ ი III. დგუშიანი შიგაწვის ძრავას იდეალური და თეორიული ციკლები	74
§ 1. დგუშიანი შიგაწვის ძრავას იდეალური ციკლები	76
§ 2. დგუშიანი შიგაწვის ძრავას თეორიული ციკლები	87
§ 3. თეორიული ციკლის პარამეტრების ცვალებადობა სასიმალო პირობებში	100
თ ა ვ ი IV. დგუშიანი შიგაწვის ძრავას ნამდვილი მუშა ციკლი	109
§ 1. ცილინდრების შეესების პროცესი	111
§ 2. კუშშვის პროცესი	148
§ 3. წვის პროცესი	166
§ 4. კარბურატორიან ძრავაში მიმდინარე წვის პროცესის თავისებურებანი	184
§ 5. დიზელში მიმდინარე წვის პროცესის თავისებურებანი	204
§ 6. წვის პროცესის თერმოდინამიკური გაანგარიშება	223
§ 7. გაფართობისა და განდევნის პროცესები	231
§ 8. ინდიკატორული დიაგრამის აგება	237
თ ა ვ ი V. შიგაწვის ძრავას ხეერთო მაჩვენებლების გაანგარიშება	240
§ 1. საშუალო ინდიკატორული და ეფექტური წნევა	240
§ 2. ძრავას სიმძლავრე	246
§ 3. ძრავას მარგი ქმედების კოეფიციენტები	249
§ 4. ძრავას საერთო პარამეტრების ცვალებადობა სასიმალო პირობებში	256
§ 5. ძრავას სითბური ბალანსი	262
§ 6. ძრავას ძირითადი ზომების განსაზღვრა	265
თ ა ვ ი VI. შიგაწვის ძრავას მუშაობა სასიმალო პირობებში	267
§ 1. შიგაწვის ძრავას სასიმალო პირობებში მუშაობის თავისებურებანი	267

§ 2. სასიმაღლო პირობებში ძრავების გამოცდის შედეგები	273
§ 3. შიგაწვის ძრავას სიმძლავრის დაყვანა ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებზე	273
§ 4. შიგაწვის ძრავას სიმძლავრის შენარჩუნების ან ნაწილობრივ კომპენსაციის საშუალებანი	285
თ ა ვ ი VII. ძრავას მუშაობა იძულებითი უქმი სვლის რეჟიმზე	289
§ 1. ზოგადი განმარტებანი	289
§ 2. გაუხშობა კარბურატორიანი ძრავას შემშვებ მილში და სამუხრუპე მომენტი	294
თ ა ვ ი VIII. შიგაწვის ძრავას ჩაბერვა	299
§ 1. ზოგადი ცნობები ჩაბერვის შესახებ	299
§ 2. ჩაბერვის სისტემები	304
§ 3. ჩაბერვის მქონე შიგაწვის ძრავას სამუშაო პროცესის ანალიზი	309
§ 4. საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავას ჩაბერვა	325
§ 5. სატრაქტორო დიზელის ჩაბერვა	331
§ 6. ჩაბერვის გაანგარიშება	336
თ ა ვ ი IX. შიგაწვის ძრავას თბური გაანგარიშება	370
§ 1. ზოგადი ცნობები	370
§ 2. ძრავას თბური გაანგარიშების მაგალითები	374
ლიტერატურა	404

6П2.24

621.43

344

МАХАЛДИАНИ ВАХТАНГ ВАСИЛЬЕВИЧ
ТЕОРИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

(на грузинском языке)

რეცენზენტები:

საქართველოს სსრ მეცნიერებისა და ტექნიკის დამსახურებული მოღვაწე,
პროფესორი **შ. ლომინაძე**

ტექნიკურ მეცნიერებათა კანდიდატი, დოცენტი **დ. პეტრიაშვილი**.

ტექნიკურ მეცნიერებათა კანდიდატი, დოცენტი **ა. ნაშორაძე**.

შრომა რეკომენდებულია **ვ. ი. ლენინის** სახელობის საქართველოს პოლი-
ტექნიკური ინსტიტუტის ავტომობილებისა და ტრაქტორების კათედრის მიერ.

რედაქტორი **პ. ლაბარტყავა**

მხატვრული რედაქტორი **ელ. სულთანიშვილი**

ტექნიკური რედაქტორი **თ. ბეროზაშვილი**

კორექტორი **ნ. დგებუაძე**

ხელმოწერილია დასაბეჭდად 9. 4. 1971. ქალაქის ზომა $60 \times 90/16$. ნაბეჭდი
თაბახი: 25,5. სააღრიცხვო-საგამომცემლო თაბახი 20,94. ტირაჟი 2000. უე 01371
შეკვეთა № 800.

ფასი 1 მან. 01 კაპ.

გამომცემლობა „განათლება“, თბილისი, კამოს ქ. 18.

Издательство „Ганатлеба“. Тбилиси, ул. Камо 18.

1971

საქ. სსრ მეცნ. აკადემიის სტამბა, თბილისი, 380060, კუტუზოვის ქ., 19.

Типография АН Груз. ССР, Тбилиси 380050, ул. Кутузова, 19