

3. მახალნი

საგრაჟგორო და საავგომობილო ქრევები

მესამე ბაგოცევა

საკართველოს სსრ ნინისტრთა საბკოს უმაღლესი და საშუალო სპეციალური განათლების სახელმწიფო კონიტეტის კოლეგიის მიერ მოწონებული სახელმძღვანელოდ სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის სოფლის მეურნეობის მექანიზაციის ფაკულტეტის სტუდენტებისათვის

წიგნში განიხილულია დღევანდელი შიგაწვის ძრავების იდეალური და ნაკლებად ციკლები; მოცემულია ძრავების სახეობა პროცესის ანალიზი, მრუდობა რეგულირების დინამიკა და ძირითადი ნაწილების განვარდნა. განხილულია აგრეთვე სავტოტრაქტორი ძრავების კუბისა და დამხმარე სისტემები.

წიგნი განკუთვნილია საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის სოფლის მეურნეობის მექანიზაციის ფაკულტეტის სტუდენტებისათვის.

წინასიტყვაობა

წინამდებარე სახელმძღვანელო განკუთვნილია საქართველოს შრომის წითელი დროშის ორდენოსანი სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის სოფლის მეურნეობის მექანიზაციის ფაკულტეტის სტუდენტებისათვის. იგი გამოადგებათ ლენინის სახელობის საქართველოს პოლიტექნიკური ინსტიტუტის მექანიკური ფაკულტეტისა და სოხუმის სუბტროპიკული მეურნეობის ინსტიტუტის სტუდენტებსაც.

წიგნი დაწერილია სატრაქტორო და საავტომობილო ძრავების თეორიით კურსის შესასწავლად დამტკიცებული პროგრამის შესაბამისად.

წიგნი პირველად გამოიცა 1955 წელს, მეორედ კი 1959 წ.

წინა გამოცემებთან შედარებით, წიგნში შეტანილია ზოგიერთი დამატება და შესწორება. მნიშვნელოვნადაა გადამუშავებული ძრავას საერთო თეორიისა და თბური გაანგარიშების საკითხები, დამატებულია სანიმუშო გაანგარიშების მაგალითები. გარდა ამისა, ზოგიერთი მონაცემი, რომლებიც შეეხება მონაცვლელებული კონსტრუქციის ძრავებს, შეცვლილია ახლით.

რუსულ ენაზე გამოცემული სახელმძღვანელოებისაგან განსხვავებით, წიგნში განხილულია მალალმთიან პირობებში ძრავას მუშაობის საკითხები.

წიგნის დაწერის დროს გამოყენებულია ავტორის მიერ წელთა მანძილზე ჩატარებული გამოკვლევები.

გამოყენებულია აგრეთვე ის გამოკვლევები, რომლებიც შეასრულეს უკანასკნელი წლების მანძილზე საქართველოს შრომის წითელი დროშის ორდენოსანი სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის ტრაქტორებისა და ავტომობილების კათედრისა და საქართველოს სსრ მეცნიერებათა აკადემიის მანქანათმშენობის ინსტიტუტის თანამშრომლებმა.

იგულისხმება, რომ ძრავების თეორია შესწავლება ტრაქტორებისა და ავტომობილების აღწერილობითი კურსის შემდეგ. ამიტომ წიგნში არაა მოცემული ძრავას და მისი ცალკეული მექანიზმების კონსტრუქციული აღწერა.



შიგაწვის ძრავას შიგაპი

§ 1. ზოგადი განმარტება

ტრაქტორებისა და ავტომობილებისათვის ძირითადად გამოყენებულია ისეთი დგუშიანი ძრავები, რომლებშიც საწვავის წვა უშუალოდ საშუალო ცილინდრებში წარმოებს. ასეთ ძრავებს შიგაწვის ძრავები ეწოდება.

ცილინდრში საწვავის წვის შედეგად გამოყოფილი სითბოს გარდაქმნა მექანიკურ მუშაობად შიგაწვის ძრავას მუშაობის პრინციპს წარმოადგენს.

წვის განხორციელებისათვის ცილინდრში უნდა მოხდეს ეანგბადი და საწვავი. მაგრამ ცილინდრში სუფთა ეანგბადის მიწოდება გამოიწვევს საწვავის გადამეტებულად სწრაფ წვის; ამის გამო წნევა მეტად მკვეთრად გაიზარდება. რაც ძრავას ნაწილებზე იმდენად ძლიერ დარტყმას მოახდენს, რომ ძრავას კონსტრუქციული განხორციელება შეუძლებელი გახდება. ამ გარემოების ასაცილებლად სუფთა ეანგბადის მაგიერ ცილინდრში შეყავთ ატმოსფერული ჰაერი, რომელიც ეანგბადთან ერთად ინერტულ აზოტს შეიცავს და ამის გამო წვის დასაშვებ სიჩქარეს იძლევა.

საჭიროა შევნიშნოთ, რომ ასეთ პირობებში წვის სასურველ სიჩქარეს მივიღწევთ მხოლოდ მაშინ, როცა საწვავი კარგად იქნება შერეული ჰაერთან ან, როგორც ამბობენ, კარგად იქნება შემზადებული საწვავი ნარევი. წინააღმდეგ შემთხვევაში წვის სიჩქარე იმდენად მცირე იქნება, რომ ძრავა ხანგრძლივად ვერ იმუშავებს ან იმუშავებს ცუდი მაჩვენებლებით.

ამიტომ ძრავას დიდი სიმძლავრისა და მაღალი ეკონომიურობის მისაღწევად საჭიროა საწვავი ნარევის წარმოქმნის პროცესს განსაკუთრებული ყურადღება მიექცეს.

სუფთა ეანგბადის მაგიერ ატმოსფერული ჰაერის გამოყენება იმიტომაცაა ხელსაყრელი, რომ ამ შემთხვევაში ძლიერ მარტივდება ძრავას კვების სისტემა.

როგორც აღწერილობითი კურსიდან არის ცნობილი, დგუშიანი შიგაწვის ძრავას ძირითად სქემაში შედის: ცილინდრი, დგუში, დგუშის თითი, ბარბაცა, მუხლა ლილვი, ცილინდრის ზედა სახურავი და ცილინდრის ქვედა სახურავი.

ამ სქემის ძირითადი თავისებურება ისაა, რომ მუხლა ლილვის ბრუნვის დროს დგუში ასრულებს უქუმქცევ გადატანით მოძრაობას და ლილვის ერთ შემობრუნებას შეესაბამება დგუშის ორი სვლა.

იმის მიხედვით, თუ როგორია ცილინდრში ჰაერისა და საწვავის მიწოდების წესი, საწვავი ნარევის აალების ხერხი, გამოყენებული საწვავის სახე და სხვ., ვლებულობთ შიგაწვის ძრავას სხვადასხვა ტიპს.

ძრავას სქემას ჩვეულებრივ უფარდებენ ერთცილინდრიან ძრავას, ტრაქტორებისა და ავტომობილებისათვის უფრო ხშირად გამოყენებულია მრავალცილინდრიანი ძრავა, სადაც კამდენიმე ცილინდრს ერთი მუხლა ლილვი უზსახურება.

საინტერესოა აღვნიშნოთ, რომ დგუშიანი შიგაწვის ძრავას ძირითადი სქემა თითქმის უცვლელი დარჩა ამ ძრავას წარმოშობისა და განვითარების მთელი პერიოდის განმავლობაში.

შიგაწვის ძრავას წინაპრები წინასწარი კუმშვის გარეშე მუშაობდნენ; ასეთ ძრავებში ზედიდან ქვევით დგუშის მოძრაობის დროს შუალედურ მდგომარეობაში წარმოებდა საწვავი ნარევის შეშება ცილინდრში; ნარევის ააღეზა ხდებოდა დგუშის შუალედურ მდგომარეობაში, ხოლო ქვედა მდგომარეობაში დგუშის შემდეგ მოძრაობისას სრულდება მექანიკური მუშაობა.

ინეს გამო, რომ აქ საწვავი ნარევის წინასწარი კუმშვა არ ხდებოდა, ასეთი ძრავები უმნიშვნელო სიმძლავრეს ავითარებდნენ და მეტად დაბალ მარჯი ქმედების კოეფიციენტს იძლეოდნენ.

ხსენებული მიზეზის გამო წინასწარი კუმშვის გარეშე მომუშავე ძრავებში პრაქტიკული გამოყენება ვერ მიიღეს.

რამდენიმე ათეულმა წელმა განვლო, სანამ გამომგონებელთა აზრი შეიცვალა იმ დასკვნამდე, რომ ძრავასაგან დიდი სიმძლავრისა და მაღალი მარჯი ქმედების კოეფიციენტის მისაღებად აუცილებელია აალებამდე საწვავი ნარევის წინასწარი შეკუმშვა.

საწვავი ნარევის წინასწარი კუმშვით მკვეთრად გაუმჯობესდა ძრავას მუშაობა და შეიქმნა ასეთი ძრავის სწრაფი განვითარების საფუძველი.

წიგაწვის ძრავის მუშაობისათვის იყენებენ თხევად ან აიროვან საწვავს და აგრეთვე მყარი საწვავისაგან აირგენერატორში მიღებულ აირს.

§ 2. ძრავას ძირითადი პარამეტრები

ძრავას ძირითადი პარამეტრებია:

1. დგუშის სვლა (S) და ცილინდრის დიამეტრი (D). მუხლა ლილვის ისეთ მდგომარეობაში, როდესაც დგუში იცლის მიმართულებას, ე. ი. მისი სიჩქარე ნულის ტოლია, ვლებულობთ მკვდარ წერტილს. ადვილი წარმოსადგენია, რომ გვექნება ორი მკვდარი წერტილი (დგუშის ორი განაპირა მდგომარეობა); ზედა მკვდარი წერტილი და ქვედა მკვდარი წერტილი.

ძრავასათვის, რომლის ცილინდრები პორიზონტალურადაა განლაგებული (რაც ტრაქტორებსა და ავტომობილებზე იშვიათად გვხვდება), შესაბამისად გვექნება მარცხენა მკვდარი წერტილი და მარჯვენა მკვდარი წერტილი.

მკვდარ წერტილებს შორის მანძილს დგუშის სვლა ეწოდება.

დგუშის სვლასა და ცილინდრის დიამეტრს ხშირად ძრავას ძირითად ზომებს უწოდებენ.

2. ცილინდრის ხამუზაო მოცულობა (V_h). დგუშის მიერ ერთი სვლის განმავლობაში აღწერილ მოცულობას (მოცულობა მკვდარ წერტილებს შო-

რის) ცილინდრის სამუშაო მოცულობა ეწოდება. ის განისაზღვრება ტოლობით:

$$V_h = \frac{\pi D^3}{4} \cdot S,$$

სადაც D არის ცილინდრის დიამეტრი, ხოლო S —დგუშის სელა.

2. კუმშვის კამერის მოცულობა (V_c). როდესაც დგუში ზედა მკვდარ წერტილშია, დგუშის ზემოთ არსებული სივრცე კუმშვის კამერის მოცულობას წარმოადგენს. ვინაიდან კუმშვის კამერაში წვაე მიმდინარეობს. ამიტომ წასვვის კამერასაც უწოდებენ.

4. ცილინდრის მთლიანი მოცულობა (V_u). ცილინდრის სამუშაო მოცულობისა და კუმშვის კამერის მოცულობის ჯამი ცილინდრის მთლიან მოცულობას იძლევა; მაშასადამე,

$$V_u = V_h + V_c.$$

5. კუმშვის ხარისხი (z). ცილინდრის მთლიანი მოცულობის შეფარდებას კუმშვის კამერის მოცულობასთან ძრავას კუმშვის ხარისხი ეწოდება. აზრიგად,

$$z = \frac{V_u}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{V_h}{V_c} + 1.$$

კუმშვის ხარისხი ძრავას ძირითადი პარამეტრია და ახასიათებს ცილინდრში მიმდინარე სამუშაო პროცესს.

6. შევსების კოეფიციენტი (η). ეს პარამეტრი ახასიათებს საწვავი ნარევი (ან ჰაერი) ცილინდრის შევსების ხარისხს და წარმოადგენს ცილინდრში ნამდვილად მოხვედრილი საწვავი ნარევის (ან ჰაერის) წონის შეფარდებას საწვავი ნარევის (ან ჰაერის) იმ რაოდენობასთან, რომელიც მოთავსდებოდა ცილინდრის სამუშაო მოცულობაში გარეშო ატმოსფერული წნევისა და ტემპერატურის პირობებში.

7. ჰაერის სეპარაციის კოეფიციენტი (α). ეს პარამეტრი გამოიყენება საწვავი ნარევის ხარისხის შეფასებისათვის და წარმოადგენს ცილინდრში ჰაერის ნამდვილად მოხვედრილ რაოდენობის შეფარდებას ჰაერის იმ რაოდენობასთან, რომელიც თეორიულად საჭიროა ცილინდრში მოხვედრილი საწვავის სრული წვისათვის.

8. ძრავას ლიტრაჟი. ცილინდრების სამუშაო მოცულობათა ჯამს, განოსახულს ლიტრობით (კუბური დეციმეტრობით), ძრავას ლიტრაჟი ეწოდება.

9. ინდიკატორული სიმძლავრე (N_i). ძრავას იმ სიმძლავრეს, რომელსაც ის ავითარებს ცილინდრში, ინდიკატორული სიმძლავრე ეწოდება.

10. ეფექტური სიმძლავრე (N_e). ძრავას მუხლა ლილეზე განვითარებული სიმძლავრე წარმოადგენს ძრავას ეფექტურ სიმძლავრეს. ეფექტური სიმძლავრე მუდამ ნაკლებია ინდიკატორულ სიმძლავრეზე, რადგანაც ინდიკატორული სიმძლავრის ნაწილი იხარჯება ხახუნისა და სხვა შექანიკური წინაღობების დასაძლევად.

11. ლიტრული სიმძლავრე (N_l). ეს პარამეტრი გამოსახავს სიმძლავრეს, რომელიც შეესაბამება ძრავას ცილინდრების სამუშაო მოცულობის ერთ

ლიტრს. ის გამოითვლება ეფექტური სიმძლავრისა და ძრავას ლიტრაჟის ფარდობიდან.

12. შექანიკური მარჯი კმედების კოეფიციენტი (η_m). ეფექტური და ინდიკატორული სიმძლავრეების ფარდობას ძრავას შექანიკური მარჯი კმედების კოეფიციენტი ეწოდება. ეს პარამეტრი ძრავაში არსებული შექანიკური დანაპარგების შეფასების საშუალებას იძლევა.

13. ეფექტური მარჯი კმედების კოეფიციენტი (η_e). ამ პარამეტრით ხდება დახარჯული სითბური ენერჯიის გამოყენების ხარისხის შეფასება. ის წარმოადგენს ირავას სასარგებლო მუშაობის ეფექტუალენტურ სითბოს ფარდობას დახარჯულ სითბოსთან.

§ 3. ძრავების კლასიფიკაცია

ტრაქტორებისა და ავტომობილებისათვის გამოყენებული შიგაწვის ირავების კლასიფიკაცია შეიძლება მოვახდინოთ შემდეგი ძირითადი ნიშნების მიხედვით.

1. გამოყენებული საწვავის მიხედვით:

- ა) მსუბუქი თხევად საწვავით (ბენზინი, ნავთი) მომუშავე ძრავები;
- ბ) მძიმე თხევად საწვავით (დიზელის საწვავი, სოლარის ზეთი) მომუშავე ძრავები;
- გ) აიროვანი საწვავით (გენერატორის აირი, გათხევადებული აირი, შეკუმშული აირი) მომუშავე ძრავები.

2. საწვავი ნარევის შექმნის ხერხის მიხედვით:

- ა) ძრავები ნარევის გარეწარმოქმნით, სადაც ნარევის შექმნა ცილინდრის გარეთ წარმოებს (კარბურატორიანი და აირით მომუშავე ძრავები);
- ბ) ძრავები ნარევის შიგაწარმოქმნით, სადაც ნარევის შექმნა ცილინდრში ხდება (თვითაალებით მომუშავე ძრავები).

3. მუხტის აალების ხერხის მიხედვით:

- ა) ძრავები ელექტროანთებით, სადაც მუხტის აალება ელექტრონაპერწყლით წარმოებს (კარბურატორიანი და აირით მომუშავე ძრავები);
- ბ) ძრავები თვითაალებით, სადაც მუხტის აალება ძლიერი კუმშვის შედეგად წარმოებს (დიზელის ირავები).

4. ხაზუშაო პროცესის მიხედვით:

- ა) ოთხტაქტიანი ძრავები;
- ბ) ორტაქტიანი ძრავები.

5. მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის მიხედვით:

- ა) ნელი სვლის ძრავები, რომელთა ბრუნთა რიცხვი წუთში არ აღემატება 1500-ს.
- ბ) სწრაფი სვლის ძრავები, რომელთა ბრუნთა რიცხვი წუთში 1500-ზე მეტია.

6. ცილინდრების რაოდენობის მიხედვით:

- ა) ერთცილინდრიანი ძრავები;
- ბ) მრავალცილინდრიანი ძრავები.

7. ცილინდრების განლაგების მიხედვით:

- ა) ძრავები ცილინდრების ვერტიკალური განლაგებით;

ბ) ძრავები ცილინდრების ჰორიზონტალური განლაგებით.

გ) ძრავები ცილინდრების V-სებრი განლაგებით.

§ 4. ხხვადხხვად ტიპის ძრავების შედარება

როგორც ზემოთ იყო ნაჩვენები, თანამედროვე ტრაქტორებისა და ავტომობილებისათვის გამოიყენება როგორც ოთხტაქტიანი, ისე ორტაქტიანი დიზელები და კარბურატორიანი ძრავები; მათ შორის სადღეისოდ ტრაქტორებისათვის ძირითადი გავრცელება აქვს მოპოვებული ოთხტაქტიანი დიზელებს, ხოლო ავტომობილებისათვის კი ოთხტაქტიანი, ბენზინით მომუშავე, კარბურატორიანი ძრავებს. ავტომობილებისათვის ნაწილობრივ გამოიყენება აგრეთვე ორტაქტიანი დიზელები.

ორტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავები გვხვდება მოტოციკლებზე და აგრეთვე, ზოგჯერ, როგორც დიზელის გამშვები (ასამუშავებელი) ძრავა.

1 და მე-2 ნახ-ზე ნაჩვენებია ოთხტაქტიანი და ორტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავების ინდიკატორული დიაგრამები.

საინტერესოა აღინიშნოს, რომ ამ თხუთმეტობრივ წლის წინათ ტრაქტორებისათვის ფართოდ იყენებდნენ მოპოვებული ნავთით მომუშავე კარბურატორიანი ძრავებს, რომლებიც შემდგომ პერიოდში მთლიანად გამოდევნა დიზელებმა.

თავისი უპირატესობების გამო დიზელები თანდათან აფართოვებენ თავიანთი გამოყენების ზღვრებს და ზღუდავენ კარბურატორიანი ძრავების გამოყენებას.

ნახ. 1. ოთხტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავის ინდიკატორული დიაგრამა

მოსალოდნელია, რომ მომავალში გაფართოვდება დიზელების გამოყენება სატვირთო ავტომობილებზე. ამასთანავე მოსალოდნელია, რომ კარგახნის განმავლობაში მსუბუქი ავტომობილებისათვის არ დაკარგავს თავის მნიშვნელობას ბენზინით მომუშავე კარბურატორიანი ძრავები. ეს გარემოება განპიროვნებულია ნავთობისაგან მიღებული პროდუქტების ხარისხობრივი ბალანსით.

კარბურატორიანი ძრავთან შედარებით დიზელს ის დიდი უპირატესობა აქვს, რომ მაღალი კუმშვის ხარისხის გამო ის ხარჯავს დაახლოებით 25% ნაკლებ საწვავს, გარდა, ამისა, დიზელი იყენებს მძიმე თხევად საწვავს, რომელიც ბენზინზე უფრო იაფია და ნაკლებად საშიში ხანძრის თვალსაზრისით.

დიზელის ნაკლოვანებათა შორის აღსანიშნავია ის გარემოება, რომ მის ცილინდრებში განვითარებული მაღალი წნევების გამო, საჭირო ხდება ძრავის

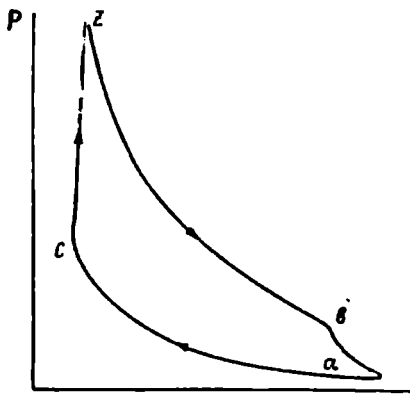
ნაწილების სიმტკიცის გაზრდა, რაც იწვევს მათი ზომებისა და წონის გაღებვას.

აღსანიშნავია, აგრეთვე, დიზელის ამუშავების სიძნელე და ის გარემოება, რომ დიზელის საწვავებისაწოდებელი აპარატურა კარბურატორიანი ძრავას ასეთსავე აპარატურაზე უფრო რთულია და ძვირი.

ორტაქტიანი ძრავებს ოთხტაქტიანთან შედარებით აქვს ზოგიერთი უპირატესობა: კონსტრუქციის სიმარტივე, მაღალი ლიტრული სიმძლავრე და მუშაობის სითანაბრე.

მიუხედავად ამისა, ტრაქტორებისა და ავტომობილებისათვის ორტაქტიანი ძრავები ვერ ღებულობენ ფართო გავრცელებას, რაც შედეგია მათი დაბალი ეკონომიურობისა და მაღალი ბრუნთა რიცხვების პირობებში ცუდი გამძლეობისა.

ორტაქტიანი დიზელებს ფართოდ იყენებენ გემებზე და სხვადასხვა სტაციონარულ სამუშაოებზე, სადაც მათ შეუძლიათ მუშაობა დაბალ სიჩქარით რეჟიმზე და სადაც დასახელებული ნაკლოვანებანი აღარ იქნებიან გამომგლავნებელი.



ნახ. 2. ორტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავას ინდიკატორული დიაგრამა.

ნომავალში მოსალოდნელია არსებული ძრავების მნიშვნელოვანი გაუმჯობესება (მუშაობა ღარიბი ნარევებით, ჩაბერვის ფართო გამოყენება, გაუმჯობესებული საწვავეწოდება და სხვ.).

ავტომობილებისა და ტრაქტორებისათვის შიგაწვის ღვუშებიანი ძრავების ზომავალ შემცვლელებად შეიძლება მივიჩნიოთ: როტაციული ძრავები, წვის კამერის მქონე აირტურბინები, თავისუფალღვუშებიანი აირგენერატორისა და ტურბინისაგან შემდგარი ძალური დანადგარი და რეაქციული ძრავა. უფრო გვიან მოსალოდნელია პლანმური და ბირთვული ძრავების გამოყენება.

ქვემოთ, ჩირითადად, განხილულია ოთხტაქტიანი ძრავები, რაც დაკავშირებულია მათ უპირატეს გამოყენებასთან ტრაქტორებსა და ავტომობილებზე.

§ 5. შიგაწვის ძრავების იდეალური თერმოდინამიკური ციკლები

შიგაწვის ძრავას სამუშაო ციკლი ეწოდება თანამიმდევარი პროცესების ერთობლიობას, რომლებიც პერიოდულად მეორდება ყოველ ცილინდრში და განაპირობებს ძრავას მუშაობას.

სამუშაო ციკლში შედის შემდეგი პროცესები: შეშვება, კუმშვა, წვა, გაფართოება და განდევნა.

ორტაქტიან ძრავებში შეწევა და განდევნა გაერთიანებული განდევნისა და გამოქრევის სახით.

აღნიშნული პროცესები, მათი მნიშვნელობის მიხედვით, იყოფა ჩირითადად დამხმარე პროცესებად. ჩირითადი პროცესებია წვა (სითბური ენერჯის გამოყოფა) და გაფართოება (სითბური ენერჯის გარდაქმნა მექანიკურ მუშაობად), დამხმარე პროცესები კი— შეწევა, კუმშვა და განდევნა.

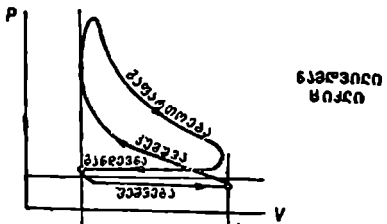
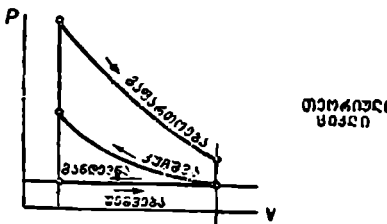
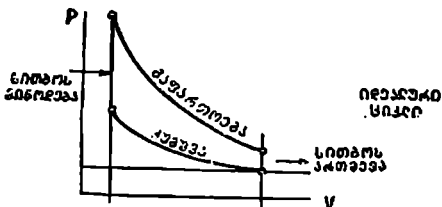
ნივთიერებას, რომლითაც ხორციელდება სამუშაო ციკლი, სამუშაო ტანი ეწოდება. ციკლის განმავლობაში სამუშაო ტანი განიცდის ფიზიკური და ქიმიური ხასიათის გარდაქმნებს.

სამუშაო ტანი შეიცლება იყოს:

1. შეწევის განმავლობაში— საწვავი ნარევი ან ჰაერი;
2. კუმშვის დროს— სამუშაო ნარევი;
3. გაფართოების დროს— წვის აბროვანი ნაწარმი;
4. განდევნის დროს— ნამუშევარი აირი.

შიგაწვის ძრავების თეორიის მიზანია რეალურ ძრავაში მიზდინარე ნამდვილი სამუშაო ციკლების შესწავლა, მაგრამ ამისათვის აუცილებელია წინასწარ განვიხილოთ ისეთი იდეალური ციკლები, სადაც ესა თუ ის მოვლენა, გაიდვალისებურია. ეს საშუალებას გვაძლევს გავარკვიოთ ამა თუ იმ პარამეტრის (განსაკუთრებით კი მარგი ქმედების კოეფიციენტების) ზღვრული მნიშვნელობები, რომლებიც შეიძლება მიღწეულ იქნეს იდეალურ შემთხვევაში და რომლისკენაც უნდა მიისწრაფოდეს კონსტრუქტორი.

გარდა ამისა, ასეთი ციკლების განხილვა საჭიროა ძრავას ცილინდრში მიმდინარე ნამდვილი თბური პროცესების შესწავ-



ნახ. 3. სწრაფი წვის ძრავას ციკლები

ლისათვის, სრულყოფილობის თვალსაზრისით ამ პროცესების შეფასებისათვის და იმ ღონისძიებების დასახვისათვის, რომლებიც უზრუნველყოფენ ძრავას ეკონომიურობის ზრდას.

არჩევნ იდეალურ, თეორიულ და ნამდვილ ციკლებს.

იდეალურ ციკლებს ჩვეულებრივად ტექნიკური თერმოდინამიკის კურსში

იხილავენ, თეორიულ და ნამდვილ ციკლებს კი—შიგაწვის ძრავების თეორიის კურსში.

იდეალური ციკლისათვის იღებენ დაშვებას, რომ თითქოს არ არსებობს არავითარი დანაკარგი, გარდა სითბოს განრინებისა მაკივარში, და რომ ციკლი მიმდინარეობს მუდმივი რაოდენობის ერთი და იმავე სამუშაო ტანით (ე. ი. არ არსებობს შეწევა და განდევნა).

თეორიული ციკლი უფრო მეტად უახლოვდება ნამდვილ ციკლს. ასეთ ციკლში გათვალისწინებულია შეწევისა და განდევნის პროცესები, მაგრამ დაშვებულია, რომ შეწოვისა და განდევნის სისტემას წინაღობა არა აქვს და სხვა ნამდვილი ციკლი ითვალისწინებს ძრავას მუშაობის ყველა რეალურ პირობას.

მაგალითისათვის მე-3 ნახ-ზე ნაჩვენებია სწრაფი წვის იდეალური. თეორიული და ნამდვილი ციკლები.

აღსანიშნავია, რომ ზოგი ავტორი კმაყოფილდება იდეალური და ნამდვილი ციკლების განხილვით. ზოგი ავტორი კი იდეალურ ციკლს იხსენიებს. როგორც თეორიულ ციკლს.

ჩვენს შემთხვევაში განხილული იქნება იდეალური და ნამდვილი ციკლები.

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

იდეალური ციკლისათვის ლებულობენ შემდეგ ოთხ დაშვებას:

1. თითქოს ციკლი მიმდინარეობდეს მუდმივი რაოდენობის ერთი და იმავე სამუშაო ტანით (იდეალური აირით), რომელიც მუდმივად იმყოფება ცილინდრში და, მაშასადამე, მისი შეწოვა და განდევნა არ წარმოებს.

ამით განხილვიდან გამოითიშება ცილინდრის შეესებისა და ცილინდრიდან ნამუშევარი აირის განდევნის დროს წარმოშობილი დანაკარგები.

2. თითქოს სამუშაო ტანის ქიმიური შედგენილობა მთელი ციკლის განმავლობაში მუდმივი რჩება.

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

3. თითქოს კუმშვისა და გაფართოების პროცესები მიმდინარეობს ადიაბატურად, ე. ი. გარემოსთან სითბოს გაცვლა-გამოცვლის გარეშე.

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

4. თითქოს სამუშაო ტანის სითბოტევადობა მუდმივია და არ იცვლება ტემპერატურაზე დამოკიდებულებით.

ასეთი დაშვება რამდენიმედ ამახინჯებს სინამდვილეს და იძლევა თერმული მარტივი ქმედების კოფიციენტის გადიდებულ მნიშვნელობას, მაგრამ სამაგიეროდ ძალიან ამარტივებს საკითხის განხილვას და უზრუნველყოფს პარამეტრებს შორის მარტივ დამოკიდებულებებს.

იდეალური ციკლები ერთიმეორისაგან განსხვავდებიან სითბოს მიწოდებისა და განრინების ხასიათის მიხედვით. ქვემოთ განხილულია ისეთი იდეალური ციკლები, რომლებიც შეესაბამება არსებული კონსტრუქციის დღევანინი შიგაწვის ძრავების მუშაობას.

ციკლი მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდებით

ეს ციკლი მსუბუქი თხევადი საწვავით მომუშავე კარბურატორიან და აირით მომუშავე ძრავებს შეესაბამება.

განსახილველი ციკლი ნაჩვენებია მე-4 ნახ-ზე. აქ ac და cb კუმშვისა და გაფართოების ადიბატებია. სითბოს მიწოდება და განრიცხვა წარმოებს ჰუნდნივი მოცულობის დროს (ca და ba პარაბოლები).

ციკლის დამახასიათებელი პარამეტრებია: კუმშვისა და გაფართოების ხარისხი

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} ;$$

წნევის ზრდის ხარისხი

$$\lambda = \frac{P_c}{P_c} ;$$

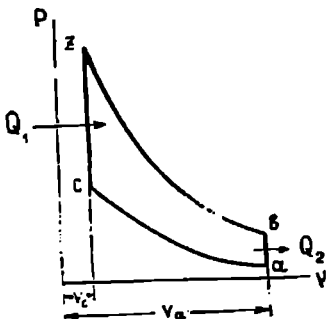
ადიბატის მაჩვენებელი

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

ტექნიკური თერმოდინამიკის კურსიდან ცნობილია, რომ ასეთი ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (1)$$

დორმულა გვიჩვენებს, რომ η_t დამოკიდებულია კუმშვის ხარისხსა (ε) და ადიბატის მაჩვენებელზე (k).



ნახ. 4. ციკლი მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდებით

მე-5 ნახ-ზე მოყვანილი გრაფიკი გვაძლევს τ_v -ს სიდიდეებს ε და k -ს სხვადასხვა მნიშვნელობისათვის. გრაფიკი შედგენილია (1) ფორმულის მიხედვით.

გრაფიკის საფუძველზე შეიძლება გავაკეთოთ დასკვნა, რომ, რაც უფრო დიდია ძრავას კუმშვის ხარისხი, მით უფრო მეტია თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი. ადიბატის მაჩვენებლის ზრდაც იწვევს აგრეთვე ძრავას მარგი ქმედების კოეფიციენტის მატებას.

აღსანიშნავია, რომ კარბურატორიანი და აირით მომუშავე რეალური ძრავას კუმშვის ხარისხის ზრდა შეზღუდულია სამუშაო ნარევის თვითაალებისა და დეტონაციის მოვლენებით.

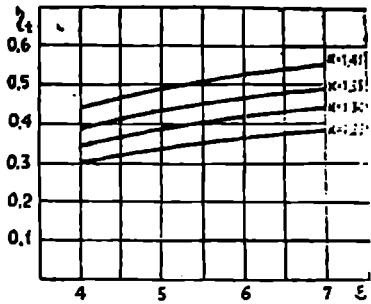
განსახილველ ციკლში დატვირთვის შეცვლა შეიძლება წარმოვიდგინოთ, როგორც მიწოდებული სითბოს რაოდენობის ან, რაც იგივეა, წნევის ზრდის კოეფიციენტის სიდიდის შეცვლა, მაგრამ, რადგანაც (1) ფორმულაში არ შედის არც მიწოდებული სითბოს რაოდენობა და არც წნევის ზრდის კოეფიცი-

ენტე, ამიტომ შეიძლება გავაკეთოთ დასკვნა, რომ ციკლის თერმული მარგა-
ქმედების კოეფიციენტი დატვირთვაზე არაა დამოკიდებული.

რეალური ძრავასათვის ასეთი დასკვნის გავრცელება შესაძლებელი იქ-
ნებოდა მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუ ძრავას დატვირთვა შეიცვლებოდა რა-
ოდენობრივად რეგულირების (დადროსელების) გარეშე.

კარბურატორიანი და აირით მომუშავე ძრავებისათვის ზემო-
მოყვანილი დასკვნა არ იქნება მართებული, რადგან მათში დატ-
ვირთვის ცვლა დადროსელებით ხორციელდება და ეს მოვლენა
კი განხილულ ციკლში გათვალის-
წინებული არაა.

როგორც ამას ქვემოთ და-
ვინახავთ, კარბურატორიანი და
აირით მომუშავე ძრავას მარგი
ქმედების კოეფიციენტი დატვირ-
თვის შემცირებისას კლებულობს.



ნახ. 5. η_c -ს ცვალებადობის გრაფიკი

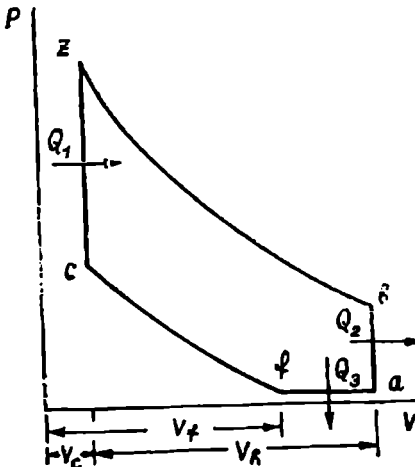
ხადროსელო ციკლი

ზემოგანხილულ ციკლის მნიშვნელოვანი ნაკლი იმაში გამოხატება,
რომ ის არ ითვალისწინებს დატვირთვის ცვალებადობის დროს რაოდენობ-
რივ რეგულირების მოვლენას. ასეთი ციკლი არ შეიძლება დაფუძირისპირით
ძრავას, რომელიც არასრული დატვირთვით მუშაობს.

ვინაიდან სატრაქტორო და
და, განსაკუთრებით კი, საავტო-
მობილო კარბურატორიანი ძრავა
მეტად ხშირად მუშაობს მიხურუ-
ლი დროსელით. ამიტომ ძრავას
არასრული დატვირთვით მუშა-
ობის უკეთესი ანალიზისათვის სა-
ჭიროა გქკონდეს სწრაფი წვის
სადროსელო ციკლი.

ასეთი ციკლი შეიძლება წარ-
მოვიდგინოთ მე-6 ნახ-ზე ნაჩვენ-
ები სქემის მიხედვით.

აქ fc და zs წარმოადგენენ
კუმშვისა და გაფართოების ადი-
აბატებს; სითბოს მიწოდება სორ-
ციელდება მუდმივი მოცულობის
დროს (cz პროცესის განმავლო-
ბაში), სითბოს განრინება კი z გერ
მუდმივი მოცულობის (ba პრო-
ცესის განმავლობაში), შემდეგ კი-



ნახ. 6. სადროსელო ციკლი

მუდმივი წნევის დროს (af პროცესის განმავლობაში).

სითბოს განრინება მუდმივი წნევის დროს შეესაბამება რეალური ძრავის დადროსებებს.

განსახილველი ციკლისათვის გვექნება:
გადაართობის ხარისხი

$$\varepsilon = \frac{V_b}{V_z}$$

კუნწვის ხარისხი

$$z_1 = \frac{V_f}{V_c}$$

და წნევის ზრდის ხარისხი

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}$$

იმ შემთხვევისათვის, როდესაც $z_1 = \varepsilon$ და, მაშასადამე, $Q_2 = 0$, მივიღებთ ზედათ განხილულ ციკლს.

ამ აღნიშვნების მიხედვით, რომელიც მოცემულია მე-6 ნახ-ზე, შეიძლება დავწეროთ:

$$Q_1 = C_v(T_z - T_c), \quad Q_2 = C_v(T_b - T_a), \quad Q_3 = C_p(T_a - T_f)$$

ციკლის თერმული მარგი კმედების კოეფიციენტი იქნება:

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2 + Q_3}{Q_1}$$

აბ

$$\eta_t = 1 - \frac{(T_b - T_a) + k(T_a - T_f)}{T_z - T_c} \quad (2)$$

თუ ფორმულაში შემავალ ტემპერატურებს გამოვსახავთ T_f ტემპერატურის მიხედვით, მივიღებთ:

$$T_c = T_f \varepsilon_1^{k-1}; \quad T_z = \lambda T_f \varepsilon_1^{k-1}; \quad T_b = \lambda T_f \left(\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}\right)^{k-1}; \quad T_a = T_f \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1}$$

მიღებული ტოლობების ჩასმა (2) ფორმულაში გვაძლევს:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda T_f \left(\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}\right)^{k-1} - T_f \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} + k \left(T_f \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} - T_f\right)}{\lambda T_f \varepsilon_1^{k-1} - T_f \varepsilon_1^{k-1}}$$

ან საბოლოოდ

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \left(\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}\right)^{k-1} - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} + k \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} - 1\right)}{\varepsilon_1^{k-1} (\lambda - 1)} \quad (3)$$

იმ შემთხვევისათვის, როცა $\varepsilon_1 = \varepsilon$, η_t მიიღებს ცნობად სახეს:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

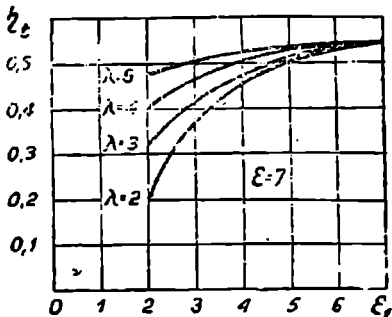
გამოყენილი (3) ფორმულის ანალიზი ვეჩვენებს, რომ სადროსელო ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი დამოკიდებულია წნევის ზრდის ხარისხზე და, მასასადამე, მიწოდებული სითბოს რაოდენობასა და აგრეთვე კუმშვისა და გაფართოების ხარისხზე.

მე-7 ნახ ზე ნაჩვენებია (3) ფორმულით გამოთვლილი τ_r -ს სიდიდეები $\lambda=1$, $\lambda=2$ და $\lambda=3$ სხვადასხვა მნიშვნელობისათვის.

მრუდები გეჩვენებს, რომ სწრაფი წვის სადროსელო ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი მიწოდებული სითბოს რაოდენობისა და კუმშვის ხარისხის შემკირებით კლებულობს.

λ -ის შემკირებისას τ_r მკირდება. Q_r კი მატულობს: მათი ცვალებადობის ინტენსივობა λ -ის სიდიდეზეა დამოკიდებული.

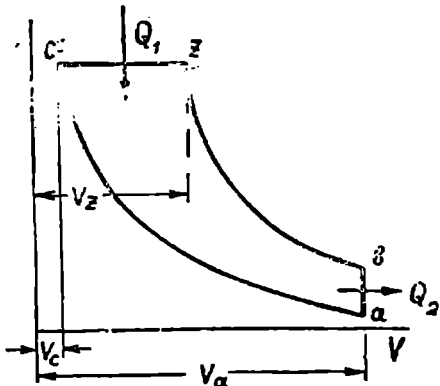
მიღებული შედეგი კარგად შეიცნება გამოვიყენოთ ცვალებადი რეჟიმით მომუშავე კარბურატორიანი ძრავას ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტის ანალიზისათვის.



ნახ. 7. თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტის ცვალებადობის მრუდები

ციკლი მუდმივი წნევის დროს სითბოს მიწოდებით

ეს ციკლი შეესაბანება კომპრესორიანი დიზელის ძრავას მუშაობას. მართალია, თვითააღებადი კომპრესორიანი ძრავები ტრაქტორებსა და ავტომობილებზე არ გამოიყენება, მაგრამ მთლიანობის დაცვის მიზნით მათი შესაბამისი ციკლის განხილვა მიზანშეწონილია.



განსახილველი ციკლი ნაჩვენებია მე-8 ნახ-ზე. აქ ac და zb კუმშვისა და გაფართოების ადიბატებია. სითბოს მიწოდება წარმოებს მუდმივი წნევის დროს cz პროცესის განმავლობაში, სითბოს განრინება კი — მუდმივი შოკულობის დროს ba პროცესის განმავლობაში.

ციკლის დანახასიათებელი პარამეტრებია:

კუმშვის ხარისხი $\lambda = \frac{V_a}{V_c}$

ნახ. 8. ციკლი მუდმივი წნევის დროს სითბოს მი. გაფართოების ხარისხი $\epsilon = \frac{V_b}{V_z}$ ფორმულით

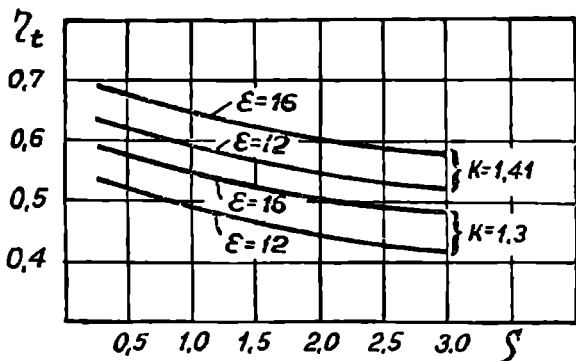
წინასწარი გაფართოების ხარისხი $\rho = \frac{V_z}{V_r}$;

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

ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი გამოისახება ტოლობით

$$\eta_r = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}} \frac{\rho^{k-1}}{k(\rho-1)} \quad (4)$$

ფორმულიდან ჩანს, რომ განსახილველი ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტის სიდიდე დამოკიდებულია არა მარტო კუმშვის ხარისხზე (ρ) და ადიაბატის მაჩვენებელზე k , არამედ წინასწარი გაფართოების კო-



ნახ. 9. η_r -ს ცვალებადობის გრაფიკი

ეფიციენტზედაც. ამასთან, თუ პირველი ორი პარამეტრი აქ ახდენს η_r -ზე ისეთ-სავე გავლენას, როგორც ზემოთ განხილულ ციკლში, მესამე პარამეტრი, პირაქით, თავისი შატებით იწვევს η_r -ს შემცირებას.

მე-9 ნახ-ზე გრაფიკულად გამოსახულია η_r -ს დამოკიდებულება ჩანოთვლილ პარამეტრებზე.

ვინაიდან ამ ციკლში წინასწარი გაფართოების ხარისხის გადიდება ძრავას დატვირთვის ზრდას ნიშნავს, ამიტომ საბოლოოდ შეიძლება დავასკვნათ, რომ განხილული ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი ძრავას კუმშვის ხარისხისა და ადიაბატის მაჩვენებლის ზრდით შატულობს, ხოლო ძრავას დატვირთვის ზრდით მცირდება.

შერეული ციკლი

ეს ციკლი შეესაბამება დიზელის უკომპრესორო ძრავას.

შერეული ციკლი ნაჩვენებია მე-10 ნახ-ზე. აქ ac და zb კუმშვისა და გაფართოების ადიაბატებია. სითბოს მიწოდება წარმოებს ჯერ მუდმივი მოცულობის დროს (პროცესი cz'), ხოლო შემდეგ—მუდმივი წნევის დროს (პროცესი $z'z$), სითბოს განრინება კი—მუდმივი მოცულობის დროს (პროცესი bd).

ტექნიკური თერმოდინამიკის კურსიდან ცნობილია, რომ ასეთი ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი გამოსახება ფორმულით:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\lambda^{\rho k} - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}, \quad (5)$$

სადაც $\epsilon = \frac{V_a}{V_c}$ — კუმშვის ხარისხია;

$\lambda = \frac{P_c}{P_f}$ — წნევის ზრდის კოეფიციენტი;

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

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

თუ დავაკვირდებით შერეულ ციკლს, დავრწმუნდებით, რომ მისგან ადვილად შეიძლება მივიღოთ ზემოთ განხილული ციკლები კერძო შემთხვევის სახით.

მართლაც, თუ დავუშვებთ, რომ შერეულ ციკლში მუდმივი წნევის დროს მიწოდებული სითბო $Q''_1 = 0$, მივიღებთ ციკლს მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდებით, რადგანაც ამ დროს $\rho = 1$ და z წერტილი შეეთავსება z' წერტილს. ასევე, თუ დავუშვებთ, რომ შერეულ ციკლში მუდმივი მოცულობის დროს მიწოდებული სითბო $Q'_2 = 0$, მივიღებთ ციკლს მუდმივი წნევის დროს სითბოს მიწოდებით, რადგანაც ამ დროს $\lambda = 1$ და c წერტილი შეეთავსება z' წერტილს.

ნათქვამის თანახმად (5) ფორმულა გვაძლევს:

$$\text{როცა } \rho = 1 \quad \eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}};$$

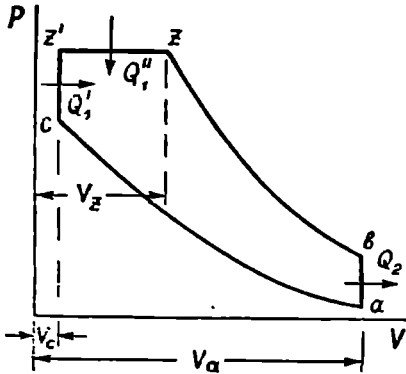
$$\text{როცა } \lambda = 1, \quad \eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}.$$

(5) ფორმულის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ ისევე, როგორც ზემოთ განხილული ციკლებისათვის, შერეული ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი მატულობს კუმშვის ხარისხის ზრდასთან ერთად

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

ეს გარემოება ადასტურებს, რომ ერთი და იმავე კუმშვის ხარისხისათვის მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდების მქონე ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი მუდმივი წნევის დროს სითბოს მიწოდების მქონე ციკლის მარგი ქმედების კოეფიციენტზე მეტია. პრაქტიკულად მუდმი-

ვი წნევის დროს სითბოს მიწოდების მქონე ციკლი იძლევა უფრო მაღალ მარგი ქმედების კოეფიციენტს, რადგანაც თვითააღებადი ძრავას კუმშვის ხარისხი მუდამ მეტია სწრაფი წვის ციკლით მომუშავე ძრავას კუმშვის ხარისხთან შედარებით.



ნახ. 10. შერეული ციკლი

ზემოთ განხილული მონაცემებით ადვილად დავრწმუნდებით, რომ სამუშაო ციკლის განხორციელებისათვის აუცილებელია სითბოს ნაწილის გადაცემა მაცივარში, რაც ნიშნავს, რომ მუდამ არსებობს აუცილებელი თერმოდინამიკური დანაკარგები და ამის გამო იდეალურ შემთხვევაშიც კი შეუძლებელია დახარჯული სითბოს მთლიანი გარდაქმნა მექანიკურ მუშაობად. ამიტომაც, რომ იდეალური ციკლის მარგი ქმედების

კოეფიციენტი ყველა შემთხვევაში ერთზე ნაკლებია.

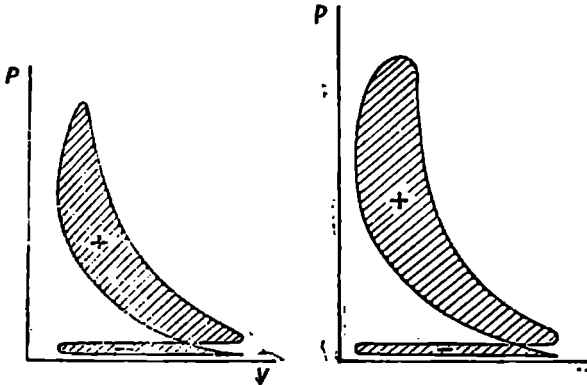
მოსხვამიანი ძრავის საფუძვალ სიკლი

§ 1. ზოგადი განმარტება

ოთხტაქტიანი ციკლი სრულდება მუხლა ლილვის ორი შემობრუნების ან, რაც იგივეა, დგუშის ოთხი სვლის განმავლობაში.

ციკლი შედგება ერთიმეორის თანამიმდევარი შემდეგი პროცესებისაგან: შეგვება, კუმშვა, წვა, გაფართოება და განდევნა.

წე-11 ნახაზზე ნაჩვენებია ორი ინდიკატორული დიაგრამა. პირველი შესაბამება ისეთ ოთხტაქტიან ძრავას, სადაც სამუშაო ნარევის აალება ელექტრონაპერწყლით ხორციელდება (კარბურატორიანი და აირით მომუშავე ძრავები), ხოლო მეორე დიაგრამა ისეთ ძრავას, სადაც აალება ჰაერის ძლიერი კუმწეით ხდება (თვითაალებადი ძრავები).



ნ.ხ. 11 ოთხტაქტიანი ძრავების ინდიკატორული დიაგრამები
 ა-როცა აალება ელექტრონაპერწყლით ხდება; ბ-როცა აალება კუმწეით ხდება

ვები), ხოლო მეორე დიაგრამა ისეთ ძრავას, სადაც აალება ჰაერის ძლიერი კუმწეით ხდება (თვითაალებადი ძრავები).

ინდიკატორულ დიაგრამებზე ისრებით ნაჩვენებია ციკლის მიმართულება და პროცესების თანამიმდევრობა.

ვინაიდან ციკლი შედგება მეტად რთული ფიზიკური და ქიმიური პროცესებისაგან და ხშირად შეუძლებელი ხდება ზოგიერთი მოვლენის თეორიული აღრიცხვა, ამიტომ ასეთ შემთხვევაში საჭიროა ამ მოვლენების გავლენის გასაოვალისწინებლად გამოვიყენოთ ემპირიული კოეფიციენტები.

ინდიკატორული დიაგრამა აგებულია pV კოორდინატებში, რის გამო. მისი ფართობი მუშაობას გამოხატავს. მე-11 ნახაზზე + ნიშნით აღნიშნული წახაზული ფართობი შეესაბამება მიღებულ მარჯ მუშაობას, ფართობი — ნიშნით კი შეესაბამება შეწოვისა და განდევნის დროს დახარჯულ მუშაობას და გამოსახავს ეგრეთწოდებულ ტუმბოსებრ დანაკარგებს.

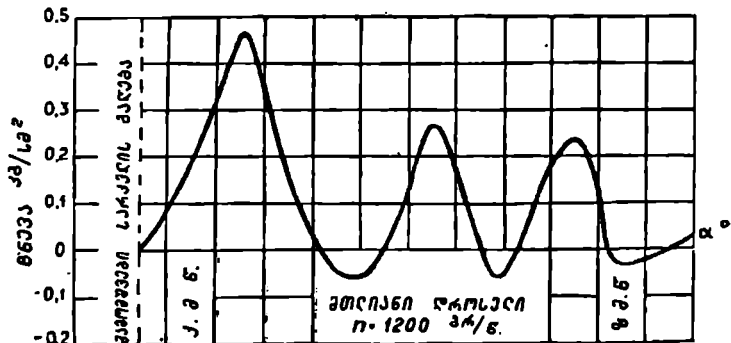
თეორიული ციკლისაგან განსხვავებით, ნამდვილი ციკლის თავისებურებებია:

- 1- შეწოვისა და განდევნის დროს ჰიდრავლიკური წინაღობის არსებობა;
2. მოძრავი აირის ინერციის გავლენა ცილინდრების შეესებასა და ნამუშევარი აირებისაგან გაწმენდაზე;
3. აალება ზედა მკვდარ წერტილზე ადრე და წვის გაგრძელება გაჟართობის პროცესის განმავლობაში;
4. სითბოს ცვლა აირსა და ცილინდრის კედლებს შორის;
5. შეწოვისა და განდევნის დროს სარქველების გასაქალი კვეთის ჭართობის ცვალებადობა;
6. სარქველების გაღება და დახურვა, როგორც წესი, მკვდარი წერტილების მიმართ განსაზღვრული წინსწრებით ან დაგვიანებით.

დასახელებული თავისებურებანი ადასტურებენ, რომ ნამდვილი ციკლი არაშექცევადი ციკლია.

§ 2. წნევა გამოწვევა და უაწოვ მძლავრო

იმის გამო, რომ განდევნისა და შეწოვის დროს არსებობს ჰიდრავლიკური წინაღობა, საშუალო წნევა გამომშვებ მილში მუდამ გამოდის ატმოსფერულზე მეტი, ხოლო შემწოვ მილში — ატმოსფერულზე ნაკლები; მაგრამ, რად-



ნახ. 12. ერთცილინდრიანი ძრავას გამომშვებ მილში წნევის ცვალებადობის ხასიათი

განაც გამომშვებ და შემწოვ მილებში მოძრავ აირს აქვს განსაზღვრული მასა და მისი მოძრაობის სიჩქარე ცვალებადია, ამიტომ აირის ინერციის გავლენით გამომშვებ და შემწოვ მილებში წნევები მუდმივად იცვლება და ამ ცვალებადობას რხევითი ხასიათი აქვს. ექსპერიმენტი გვიჩვენებს, რომ ცალკეულ

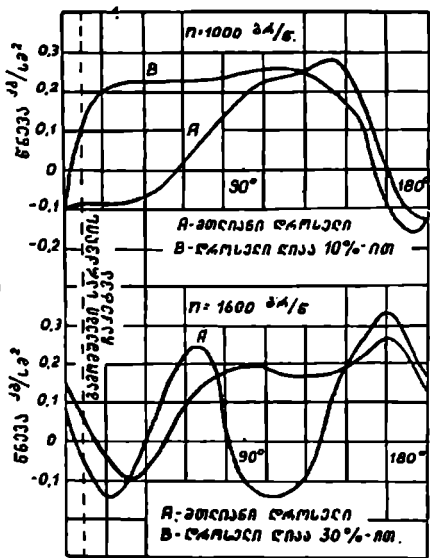
მომენტში წნევა გამოშვებ მიღში შეიძლება გამოვიდეს ატმოსფერულზე ნაკლები, შემწოვ მიღში კი — ატმოსფერულზე მეტი.

გამომშვებ და შემწოვ მიღებში წნევის ცვალებადობის კანონზომიერების შესწავლას დიდი თეორიული და პრაქტიკული მნიშვნელობა აქვს, რადგანაც ამაზე დამოკიდებული ცილინდრების შვევებისა და ვაჭმენდის ხარისხი.

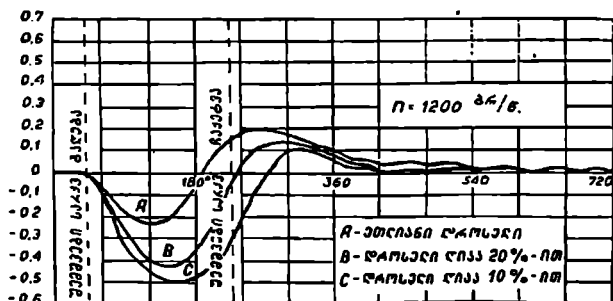
თუ გამომშვები სარქველის დახურვის მომენტს შევუფარდებთ იმ მდგომარეობას, როცა გამომშვებ მიღში გაუხშოება ვაჭმენს, მაშინ გამომშვები მილი განახორციელებს გამომწოვ მოქმედებას და ცილინდრი უკეთესად გასუფთავდება ნამუშევარი აირებისაგან. ასევე, თუ შემწვები სარქველის დია მდგომარეობაში წნევა შემწოვ მიღში შალალი იქნება, ცილინდრი უკეთესად შეიფხვება.

გამომშვებ და შემწოვ მიღებში წნევების ცვალებადობის ხასიათი დამოკიდებულია ცილინდრების რაოდენობასა და ძრავას მუშაობის რეჟიმზე. ის მკვეთრად იცვლება მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობით და დადროსელებით.

წნევების ცვალებადობის ხასიათი დამოკიდებულია აგრეთვე გამომშვები და შემწვები მიღების სიგრძეზე, დიამეტრზე და კონსტრუქციასზე (მუხლები, შიგა ზედაპირის დამუშავების ხარისხი და სხვ.).



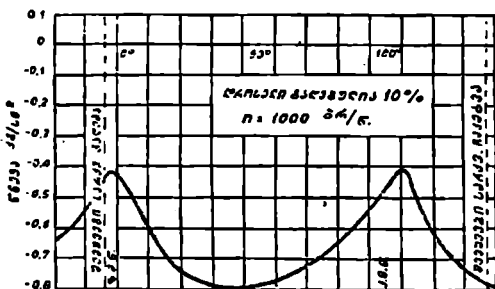
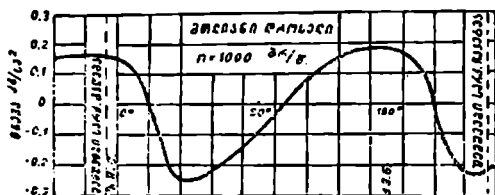
ნახ. 13. ოთხცილინდრიანი ძრავას გამომშვებ მიღში წნევების ცვალებადობის ხასიათი



ნახ. 14. ერთცილინდრიანი ძრავას შემწოვ მიღში წნევების ცვალებადობის ხასიათი მაგალითისათვის, მე-12 ნახაზზე ნაჩვენებია ერთცილინდრიანი ძრავას, ხოლო მე-13 ნახაზზე ოთხცილინდრიანი ძრავას გამომშვებ მიღში წნევების ცვალებადობის დიაგრამები.

ამ დიაგრამების აბსცისთა ღერძი გამოსახავს მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხეს გრადუსობით, ორდინატთა ღერძი კი—წნევას გამომშვებ მილში. დიაგრამები გვიჩვენებს, თუ სამუშაო ციკლის მიმდინარეობასთან ერთად როგორ მკვეთრად იცვლება წნევა გამომშვებ მილში.

გამომშვები მილის გამომწოვი ეფექტი შეიძლება გამოვიყენოთ იმ შემთხვევაში, როდესაც გამომშვები სარქველის დახურვის მომენტი თანხედება გაუხსნობას გამომშვებ მილში.



ნახ. 15. ოთხცილინდრიანი ძრავას შემწოვ მილში წნევების ცვლადობის ხასიათი

წნევა შემწოვ მილშიაც ილღირ იცვლება, რაც ნათლად ჩანს მე-14 და მე-15 ნახაზზე. პირველზე გამოსახულია ერთცილინდრიანი, ხოლო მეორეზე ოთხცილინდრიანი ძრავას შემწოვ მილში წნევების ცვლადობის ხასიათი. დიაგრამებიდან ჩანს, რომ მთლიანი დროსწლით ოთხცილინდრიანი ძრავას მუშაობის დროს, შემშვები სარქველის გაღების მომენტში, ჯარბი წნევა აღწევს 0,2 კგ/სმ², მაშინ როცა მიხურულ დროსებზე ეს წნევა უარყოფითი ხდება.

ერთცილინდრიან ძრავაში წნევა შემშვები სარქველის გაღების მომენტში ატმოსფერული წნევის ტოლია. ეს იმიტომ, რომ ასეთ ძრავაში შემშვები სარქველის გაღებებს შორის შუალედი დიდია და აირები ასწრებენ დაწვანარებას.

ზემოთ მოყვანილი დიაგრამები აღებულია ავტორის მიერ „МВТУ—ТП-2“ მარკის ელექტრობენემატიკური ინდიკატორით.

§ 3. აირბანაწილების ფაზები

თეორიული ციკლის განხილვის დროს მიღებული იყო პირობა, რომ სარქველების გაღებისა და დახურვის მომენტებში თანხედება მკვედარ წერტილებს.

ნამდვილ ძრავაში, ცილინდრების უკეთესი გასუფთავებისა და შევსების მიზნით, სარქველები იღება და იხურება მკვედარ წერტილებზე უფრო ადრე ან უფრო გვიან. ზოგ ძრავაში განდევნის დასასრულს და შემწოვის დასაწყისში ორივე სარქველი ერთდროულადაა გაღებული და, როგორც ამბობენ, ადგილი აქვს სარქველების „გადახურვის“.

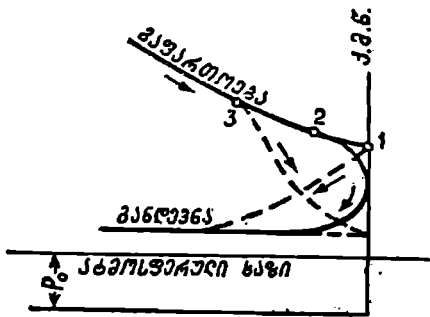
სარქველების გაღებისა და დახურვის მომენტების დაცდენას მკვდარი წერტილების მიმართ, გამოსახულს მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის სიდიდით, განაწილების ფაზებს უწოდებენ.

გამომშვები სარქველის გაღების მომენტი. შიგაწვის ძრავას გამომშვები სარქველი იწყებს გაღებას ქვედა მკვდარ წერტილში ღვეწის მისვლამდე, ე. ი. მაშინ, როდესაც ჯერ კიდევ არ არის დამთავრებული გაფართოების პროცესი. გამომშვები სარქველის გაღების ასეთი წინსწრების აუცილებლობის გასარკვევად განვიხილოთ მე-16 ნახაზზე ნაჩვენები ინდიკატორული დიაგრამა (ნახაზზე ნაჩვენებია დიაგრამის ნაწილი).

გამომშვებმა სარქველმა ქვედა მკვდარ წერტილში რომ დაიწყოს გაღება (მე-16 ნახაზი, წერტილი 1), მაშინ სარქველის მცირე გასავალი კვეთის გამო ნამუშევარი აირი ვერ მოასწრებს ცილინდრიდან დროულად გამოსვლას; ამის შედეგად განდევნის სელის დასაწყისში წინაღი წნევა მაღალი იქნება, რაც ინდიკატორული დიაგრამის ფართობის და, მაშასადამე, 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 ცნდიკატორული დიაგრამის ფართობის შემცირებას.

ყველაზე უფრო სრულ ინდიკატორულ დიაგრამას და, მაშასადამე, მის მაქსიმალურ ფართობს მივიღებთ მაშინ, თუ სარქველი გაიღება წერტილში 2 (ნახ. 16).



სურ. 16. გამომშვები სარქველის გაღების მომენტის გავლენა ინდიკატორულ დიაგრამაზე

მოკემული ძრავასათვის გამომშვები სარქველის გაღების ოპტიმალური მომენტის დადგენა ექსპერიმენტული გზით წარმოებს. გაღების მომენტი დიდადაა დამოკიდებული ძრავას მუშაობის რეჟიმზე. ცხადია, რომ რაც უფრო მეტად სწრაფსვლიანი იქნება ძრავა, მით უფრო ადრე უნდა გაიღოს გამომშვები სარქველი.

სატრაქტორო ძრავებისათვის, რომელთა ბრუნთა რიცხვი არ აღემატება 1600 ბრ/წ, გამომშვები სარქველის გაღების წინსწრების კუთხე შეადგენს 30—50°-ს, საავტომობილო ძრავებისათვის კი ეს კუთხე, ბრუნთა რიცხვზე დამოკიდებულებით, იცვლება 40—70° ზღვრებში.

გამომშვები სარქველის დახურვის მომენტი. გამომშვები სარქველის დახურვა ხდება მცირე დაგვიანებით, მაშინ როდესაც ღვეწი რამდენიმეჯერ გადასცდება ზედა მკვდარ წერტილს. ასეთი ღონისძიება ნამუშევარი აირისაგან ცილინდრის უკეთესად გასუფთავების შესაძლებლობას იძლევა.

მართლაც, ზედა მკვდარ წერტილთან ღვეწის მიახლოებისას სარქველის გასავალი კვეთი მცირდება და ნამუშევარი აირისათვის განდევნის დიდ წინალობას ქმნის. ზედა მკვდარ წერტილში სარქველი რომ დაიხუროს, ნარჩუნა

აირის წნევა და, მაშასადამე, რაოდენობა დიდი იქნება, რაც ხელს შეუშლის ცილინდრში ახალი მუხტის შეწოვას და გამოიწვევს ძრავას სიმძლავრის შემცირებას.

როდესაც სარქველი დაგვიანებით იხურება, მაშინ, მიუხედავად იმისა, რომ დგუში უკვე ქვემოთ მოდის და, მაშასადამე, ფაქტიურად უკვე დაწყებულია შეწოვის პროცესი, ნამუშევარი აირი ინერციით განაგრძობს გამოსვლას გამომშვებთ სარქველიდან. სარქველი მაშინ უნდა დაიხუროს, როცა ნამუშევარი აირის განდევნის სიჩქარე ნულს მიუახლოვდება.

ცილინდრის გასუფთავება უფრო უკეთესი იქნება, თუ გამომშვებთ სარქველის დახურვის მომენტი დაემთხვევა გაუხშობას გამომშვებთ მილში.

გამომშვებთ სისტემის კონსტრუქციისა და ძრავას ბრუნთა რიცხვზე დამოკიდებულებით გამომშვებთ სარქველის დახურვის დაგვიანება, მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის მიხედვით, შეადგენს 5—30°-ს.

ამ კუთხის შერჩევა ექსპერიმენტულად წარმოებს.

შემშვებთ სარქველის გაღების მომენტი. შემშვებთ სარქველი უნდა გაიღოს ზედა მკვდარ წერტილთან ახლოს, მაშინ, როდესაც ცილინდრში წნევა შემწოვ მილში არსებულ წნევაზე ნაკლები გახდება. ამ თვალსაზრისით შემშვებთ სარქველის გაღების მომენტი დამოკიდებული იქნება ნარჩენი აირის წნევაზე და იმ წნევაზე, რომელიც დამყარდება შემწოვ მილში. სწრაფსვლიან, მრავალცილინდრიან ძრავებში მოცრავე აირის დიდი ინერციის გამო წნევა შემწოვ მილში იზრდება და ცალკეულ შემთხვევებში, როგორც ეს ზემოთ იყო ნაჩვენები, ატმოსფერულზე მაღალია. ამ მოვლენის გამოყენებით ასეთ ძრავებში შესაძლებელია შემშვებთ სარქველის გაღება მაშინ, როცა დგუში არაა მისული ზედა მკვდარ წერტილში.

მეტრო ბრუნთა რიცხვის მქონე ძრავებში აირის ინერცია უმნიშვნელოა და ამიტომ შემშვებთ სარქველი უნდა გაიღოს დაგვიანებით, მაშინ, როცა დგუში გადასცდება ზედა მკვდარ წერტილს და ცილინდრში ნარჩენი აირების გაფართოების გამო გაუხშობა შეიქმნება.

შემშვებთ სარქველის გაღების მომენტი დამოკიდებულია აგრეთვე ცილინდრების რაოდენობაზე, შემშვებთ და გამომშვებთ კოლექტორის კონსტრუქციაზე და სხვ.

შემშვებთ სარქველის გაღების საუკეთესო მომენტს აწესებენ ექსპერიმენტულად. თანამედროვე ძრავებისათვის ის იცვლება +10°-დან 15°-მდე.

შემშვებთ სარქველის დახურვის მომენტი. თეორიულ ძრავაში შემშვებთ სარქველის დახურვა უნდა მოხდეს ქვედა მკვდარ წერტილში, ნამდვილი ძრავისათვის ასეთი პირობა სრულიად მიუღებელია, რადგანაც ქვედა მდგომარეობაში დგუშის ყოფნის დროს ცილინდრში შემავალ მუხტს (საწვავი ნარევი ან ჰაერი) ძალიან მაღალი სიჩქარე და, მაშასადამე, ცილინდრში შესვლის უნარი აქვს. ამის გამო შემშვებთ სარქველი მუდამ დაგვიანებით—ქვედა მკვდარი წერტილის შემდეგ—იხურება.

აღსანიშნავია, რომ ეს ღონისძიება დადებით გავლენას ახდენს ცილინდრების შევსებაზე და იწვევს ძრავას სიმძლავრის მკვეთრ ზრდას.

ცხადია, რომ შემშვებთ სარქველის დახურვის დაგვიანების სიდიდე ძრავას ბრუნთა რიცხვზედაცაა დამოკიდებული. რაც უფრო დიდია ბრუნთა რი-

ცხვი, მით უფრო სწრაფად მოძრაობს მუხტი და, მაშასადამე. მით უფრო გვიან უნდა დაიხუროს შემშვები სარკველი.

თანამედროვე სატრაქტორო ძრავებისათვის შემშვები სარკველის დახურვის დაგვიანების კუთხე შეადგენს $20 \div 50^\circ$. საავტომობილო ძრავებისათვის კი $30 \div 70^\circ$.

სარკველების გადახურვა. შემშვები სარკველის ნაადრევი გაღებისა და გამომშვები სარკველის დაგვიანებული დახურვის გამო ხშირ შემთხვევაში ადგილი აქვს სარკველების გადახურვას და განსაზღვრული დროის განმავლობაში ორივე სარკველი ერთდროულად არის ღია. ამ დროს, მიუხედავად დგუშის მოძრაობისა ზევიდან ქვევით, ნამუშევარი აირის ნაკადი არ იცვლის მიმართულებას და განაგრძობს განდევნას გამომშვებ მილში. ერთდროულად ცილინდრში შესვლას იწყებს ახალი მუხტი, რასაც ხელს უწყობს ნამუშევარი აირის მოძრაობის გამომწოვი მოქმედება.

თვითაღლებით მომუშავე ზოგიერთ ძრავაში, სარკველების გადახურვის ხარჯზე ხორციელდება ახლად შესული ჰაერით კუმშვის კამერიდან ნამუშევარი აირების გამოქრევა.

აღსანიშნავია, რომ მეტად დიდი გადახურვის დროს შეიძლება ადგილი ექნეს ნამუშევარი აირის მოხვედრას შემწოვ მილში ან სუფთა მუხტის გაყოფას გამომშვებ მილში.

მცირე ბრუნთა რიცხვის მქონე ძრავებში სარკველების გადახურვა არაა განაოყენებული.

დასასრულ უნდა შევნიშნოთ, რომ ძრავას მუშაობის ყოველ სხვადასხვა რეჟიმს თავისი შესაფერისი ოპტიმალური განაწილებების ფაზები შეესაბამება. ამიტომ სატრანსპორტო ძრავებისათვის, რომლებიც ცვალებადი რეჟიმით მუშაობენ, განაწილების ფაზებს არჩევენ ძირითადად იმ რეჟიმისათვის, რომელიც ექსპლოატაციაში ყველაზე უფრო ხშირად გვხვდება.

§ 4. შახხაზის პროცესი

შევსების პროცესის განმავლობაში წარმოებს ცილინდრების შევსება ახალი მუხტით. თვითაღებად ძრავებში ახალ მუხტს ატმოსფერული ჰაერი წარმოადგენს, კარბურატორიან და აირით მომუშავე ძრავებში კი—საწვავი ნარევი.

შევსების პროცესის ნორმალურ მიმდინარეობაზე დიდადაა დამოკიდებული ახალი მუხტით ცილინდრის შევსების ხარისხი და, მაშასადამე, ძრავას სინელოგრეც.

შევსების პროცესი იწყება ნამუშევარი აირის განდევნის შემდეგ, როდესაც კუმშვის კამერა გამოვსებულია ატმოსფერულზე მეტი წნევის მქონე ნარჩენი აირით.

ნარჩენი აირის არსებობა ხელს უშლის პროცესის მიმდინარეობას და ამცირებს ცილინდრების შევსებას.

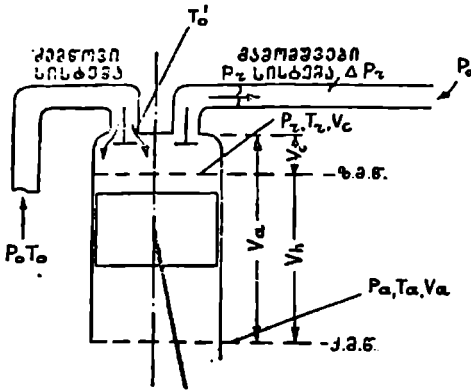
იმის გამო, რომ შემშვებ სისტემას აქვს წინაღობა, წნევა შევსების განმავლობაში ატმოსფერულზე ნაკლებია.

ამ მხრივ გამონაკლისს წარმოადგენს ისეთი ძრავა, სადაც საწვავი ნარევის ან ჰაერის მიწოდება ცილინდრში ჩაბერვით (იძულებით) ხდება.

წევნით განხილულია ისეთი ძრავები, სადაც შუბტის ჩაბერვა (იძულებითი მიწოდება) გამოყენებული არაა.

შევსების პროცესის პარამეტრები. მე-17 ნახაზზე ნაჩვენებია ძრავის უნარტივის სქემა, რომელიც შეესაბამება შევსების პროცესს.

ძრავა იკვებება ატმოსფერული ჰაერით, რომლის წნევაა P_0 , ტემპერატურა კი T_0 .



ნახ. 17. ძრავის სქემა

შევსების პროცესზე გავლენას ახდენს ტემპერატურა T_0' , რომელიც აირს აქვს შემწვებ სარკველში გავლის დროს. ტემპერატურა T_0' რამდენიმედ განსხვავდება ატმოსფერული ჰაერის T_0 , ტემპერატურისაგან.

მე-18 ნახაზზე ნაჩვენებია ინდიკატორული დიაგრამის ნაწილი, სადაც გარკვევითაა გამოსახული შევსების პროცესი.

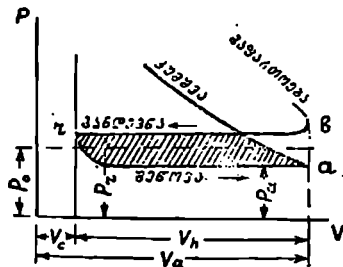
სიმარტივისათვის უშვებენ, რომ შევსების პროცესი იწყება წერტილში r (ნახ. 18), ე. ი. ზედა მკვდარ

წერტილში. ამ დროს ცილინდრში (კამერაში) იმყოფება ნარჩენი, ნამუშევარი აირი. ნარჩენი აირის წნევა უდრის p_r -ს, ტემპერატურა T_r -ს, ხოლო მოცულობა V_r -ს. ცხადია, რომ ნარჩენი აირის V_r მოცულობა კუმშვის კანტრის V_c მოცულობის ტოლი იქნება.

ცილინდრში შესული ახალი შუბტი წეერევა ცილინდრში მყოფ ცხელ ნარჩენ აირს და შევსების დასასრულს მყარდება რაღაც საშუალო ტემპერატურა.

სიმარტივისათვის იღებენ, თითქოს შევსების პროცესი ქვედა მკვდარ წერტილში მთავრდება (წერტილი a , ნახ. 18), თუმცა სინამდვილეში ცილინდრის შევსება ქვედა მკვდარი წერტილის შემდეგაც გრძელდება. აღსანიშნავია, რომ ასეთი დაშვება გაანგარიშების შედეგზე გავლენას არ ახდენს, რადგანაც პროცესი ქვედა მკვდარი წერტილის შემდეგ, გათვალისწინებულია შეკუმშვის პროცესთან ერთად.

შევსების პროცესის დამახასიათებელ პარამეტრებად ითვლება აირის წნევა (p_a), ტემპერატურა (T_a) და მოცულობა (V_a) შევსების დასასრულს (ნიღბული პირობის თანახმად—ქვედა მკვდარ წერტილში).

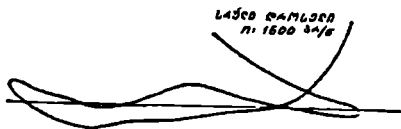


ნახ. 18. შევსების პროცესის გამომსახველი დიაგრამა

შევესების პროცესთან ერთად განიხილება ისეთი მნიშვნელოვანი პარამეტრები, როგორცაა: შევესების კოეფიციენტი (η) და ნარჩენი აირის კოეფიციენტი (γ).

მე-19 ნახაზზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია ЗИП-5 მარკის ძრავადან სუსტი ზამბარით აღებული ინდიკატორული დიაგრამა (სრული დროსელით ძრავას მუშაობის დროს).

დიაგრამა გვიჩვენებს, რომ რეალურ ძრავაში როგორც განდევნის, ისე შევესების ხაზებს ტალღისებრი სახე აქვს. მიუხედავად ამისა, თეორიული განხილვის დროს, საკითხის გამარტივების მიზნით, განდევნისა და შევესების ხაზებს მდოვრული სახით ვიხილავთ, ისე როგორც ეს ნაჩვენებია მე-18 ნახაზზე (ხაზები br და ra).



ნახ. 19. მოძრავზე ძრავადან სუსტი ზამბარით აღებული ინდიკატორული დიაგრამა

მუხტის ტემპერატურა შემშვებ სარკველთან

შემშვებ მილში გავლის დროს მუხტი სითბოს განსაზღვრულ რაოდენობას მილის გაცხელებული კედლებისაგან ეღებულობს და ამის გამო წარმოებს მუხტის შეთბობა. მუხტის ტემპერატურა T_0' , რომელიც დანყარდება შემშვებ სარკველთან, შეიძლება გამოვსახოთ ტოლობით:

$$T_0' = T_0 + \Delta T,$$

სადაც T_0 — ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურაა;

ΔT — ტემპერატურის ნამატი შეთბობის გამო.

კარბურატორიანი ძრავებისათვის ΔT -ს სიდიდის შეფასების დროს მნიშვნელობაში უნდა მივიღოთ ის გარემოება, რომ შემშვებ მილში მუხტის მონარობასთან ერთად წარმოებს საწვავის აოთქლება, რაზედაც სითბოს განსაზღვრული რაოდენობა იხარჯება და ამით შეთბობის ეფექტი მცირდება.

ცხადია, რომ თვითაალებად და აირით მოძრავზე ძრავებში ასეთ მოვლენას ადვილი არ ექნება.

ზოგიერთ კარბურატორიან ძრავაში საწვავის აოთქლების გასაუწყობესებლად მოწყობილია შემშვები მილის სპეციალური შეთბობა, რაც ΔT -ს ზრდას იწვევს.

ძლიერი შეთბობა არაა ხელსაყრელი, რადგანაც ის ამცირებს მუხტის სიმკვრივეს და, მაშასადამე, ცილინდრის წონით შევესებას, 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 ან დროს არ მოხდება საწვავის საკმარისი აოთქლება, გაჩნდება თხევადი საწვავის მნაწვენელოვანი ფენა შემშვები მილის კედლებზე და ადვილი 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 მოიჩაობს, მცირე

ღროს განმავლობაში ეხება მილის ცხელ კედლებს და ამიტომ ნაკლებ სითბოს ღებულობს.

სხვადასხვა ტიპის ძრავებისათვის შეიძლება მივიღოთ ΔT -ს შემდეგი საშუალო მნიშვნელობანი:

თვითაალებადი ძრავებისათვის (დიზელებისათვის) $10 \div 25^\circ$;

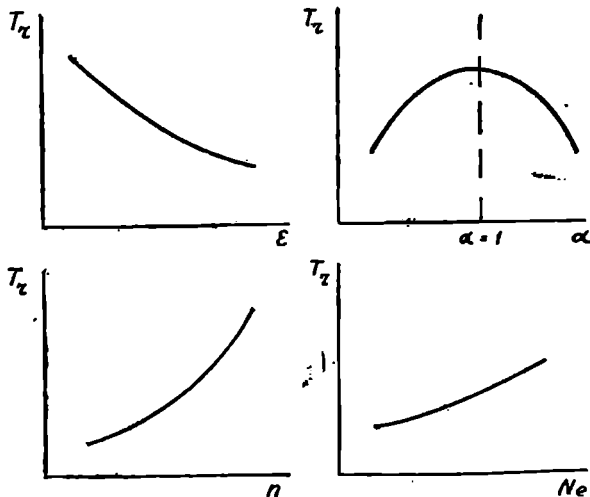
ბენზინთა და აირით მომუშავე ძრავებისათვის $10 \div 40^\circ$.

სპეციალური შეთბობის შქონე ძრავებისათვის $60 \div 110^\circ$.

ბენზინით მომუშავე ისეთი ძრავისათვის, რომელსაც შემწოვი და გამომწვენი მილები სხვადასხვა მხარეზე აქვს, შეიძლება მივიღოთ $\Delta T = 0$; აქ იგულისხმება, რომ შეთბობით მიღებული სითბო მთლიანად იხარჯება საწვავის აორთქლებაზე.

ნარჩენი აირის ტემპერატურა

ძრავას სითბური გაანგარიშების ჩასატარებლად უნდა ვიცოდეთ ნარჩენი აირის ტემპერატურა და წნევა. ამ პარამეტრების შერჩევა გართულებულია იმით, რომ მათი სიდიდე დიდადაა დამოკიდებული ისეთ პარამეტრებზე, რო-



ნახ. 20. T_z -ის დამოკიდებულება ϵ -სა, α -სა, n -სა და N_e -ზე

გორიცაა: ძრავას კუმშვის ხარისხი, მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი, დატვირთვა და პერის სიქარბის კოეფიციენტი. ამ მიზეზის გამო სითბური გაანგარიშების ჩატარების წინ ნარჩენი აირის ტემპერატურასა და წნევას ღებულობენ არსებული მსგავსი ძრავების გამოცდის შედეგების მიხედვით ან, ზოგ შემთხვევაში, ანგარიშობენ ემპირიული ტოლობებით.

ზოგადად შეიძლება მივიღოთ, რომ ნარჩენი აირის $T_z(t_r)$ ტემპერატურის შემცირებას იწვევს:

1. ბრუნთა რიცხვის შემცირება;
2. ლატვირთვის შემცირება;
3. კუმშვის ხარისხის გადიდება.

გარდა ამისა, საწვავის სრული წვის შემთხვევაში ნარჩენი აირის ტემპერატურა უდიდესი უნდა იყოს მაშინ, როცა ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი $\alpha = 1$.

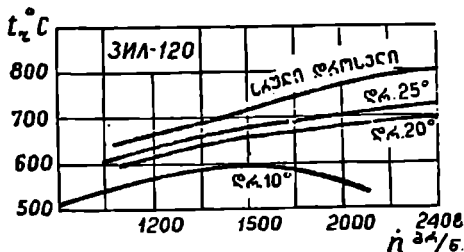
გრაფიკული სახით გამოსახული ხსენებული დამოკიდებულებანი ნე-20 ნახაზზეა ნაჩვენები.

არსებული შიგაწვის ძრავებისათვის, სრული ლატვირთვით მათი მუშაობის შესაბამისად, შეიძლება მივიღოთ:

1. კარბურატორიანი ძრავებისათვის $T_r = 900 \div 1100^\circ$;

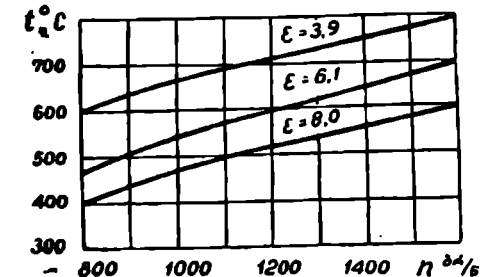
2. თვითაღებადი ძრავებისათვის $T_r = 600 \div 900^\circ$;

პროცესის სწრაფად ნახ. 21. ნარჩენი აირის ტემპერატურა 3M-120 ძრ.-სათვის



მიმდინარეობის გამო ნარჩენი აირის ტემპერატურის უშუალო გაზომვა მეტად რთულდება. დღემდე არ არსებობს ისეთი ხელსაწყო, რომელიც საკმარისი სიზუსტით. ჩაწერდა ცილინდრში მყოფი აირის ტემპერატურის ცვალებადობას ციკლიკ მიმდინარეობაჟთან ერთად და. მაშასადამე, მოგვეცემა ტემპერატურის სიდიდეს, რომელიც აირს ექნება განდევნის პროცესის დასასრულს.

ამიტომ ცილინდრიდან გამოდგენილი აირის საშუალო ტემპერატურას გამოშვებ სარკველთან ზომავენ და გამოთვლების დროს მას იღებენ, როგორც ნარჩენი აირის ტემპერატურას.



ნახ. 22. ნარჩენი აირის ტემპერატურა ერთცილინდრიანი კარბურატორიანი ძრავასათვის

ტემპერატურის ასეთი გაზომვა ადვილად ხერხდება ჩვეულებრივ თერმოსწვეთის დახმარებით.

მიღებული წესი, რა თქმა უნდა, არ არის ზუსტი და განსაზღვრულ ცდომილებას იძლევა.

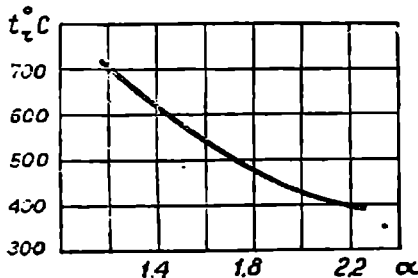
თუ როგორ გავლენას ახდენს ნარჩენი აირის ტემპერატურის არასწორი შერ-

ჩევა თბური გაანგარიშების შედეგებზე, გვიჩვენებს პროფ. ვ. ა. პეტროვის მიერ ჩატარებული გამოთვლები. პროფ. ვ. ა. პეტროვმა გაანგარიშება ჩაატარა ძრავასათვის, რომლის კუმშვის ხარისხი $\epsilon = 5$, და მიიღო, რომ ნარჩენი აირის ტემპერატურის შეცვლა 10% -ით (დამოუკიდებლად მისი აბსოლუტური

წინაწინააღმდეგობისაგან) ციკლის ტემპერატურებს ცვლის დაახლოებით 0,5%-ით, ციკლის წინეებს კი — 0,15%-ით. როგორც ჩანს, ცდომილებები უმნიშვნელოა.

21-ე ნახაზზე ნაჩვენებია გამომშვეებ სარქველთან გაზომილი ნამუშევარი აირის ტემპერატურის ცვალებადობა ბრუნთა რიცხვისა და დატვირთვისაგან დამოკიდებულებით 3ИП-120 ძრავასათვის.

22-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ამავე ტემპერატურის დამოკიდებულება ბრუნთა რიცხვზე სხვადასხვა კუმშვის ხარისხის დროს, ერთცილინდრიანი კარბურატორიანი ძრავასათვის.



ნახ. 23. ნარჩენი აირის ტემპერატურის ცვალებადობა დიზელის ძრავასათვის

ცვალებადობა კუმშვის ხარისხისაგან დამოკიდებულებით, სხვადასხვა ბრუნთა რიცხვების დროს.

ეს მონაცემები ეკუთვნის ანგ. თ. ნაზარიშვილს, რომელიც მან მიიღო КАЗ-120 ძრავას განოლდის დროს ქუთაისის საავტომობილო ქარხანაში.

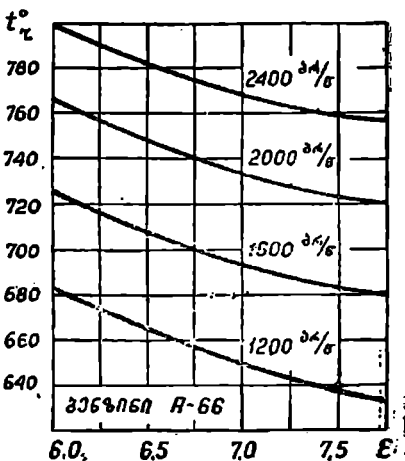
ზემოთ ნაჩვენები დიაგრამების განხილვა გვიჩვენებს, რომ ნარჩენი და საერთოდ ნამუშევარი აირების ტემპერატურა მატულობს, როდესაც იზრდება ძრავას ბრუნთა რიცხვი და დატვირთვა ან კლებულობს კუმშვის ხარისხი.

ძრავას ბრუნთა რიცხვის გადიდებით აირის ტემპერატურის ზრდა იმითაა გამოწვეული, რომ ამ დროს მცირდება ერთი ციკლის განმავლობაში ცილინდრის კედლებთან აირის შეხების დრო და, წაშასადასრულებული სითბოს რაოდენობა. ასეთ პირობებში აირს რჩება მეტი სითბო და მისი ტემპერატურა უფრო მაღალია.

23-ე ნახაზზე გამოსახულია ნარჩენი აირების ტემპერატურის ცვალებადობის ხასიათი გრივალური კამერის მქონე დიზელბენსათვის.

პირველი ორი გრაფიკი აგებულია ავტორის მიერ ჩატარებულ ცდების საფუძველზე, ხოლო მესამე — პროფ. ნ. ბრილინგის მონაცემების მიხედვით.

24-ე ნახაზზე ნაჩვენებია გამომშვეებ მილში გაზომილი ნამუშევარი აირების ტემპერატურის



ნახ. 24. ნამუშევარი აირის ტემპერატურის ცვალებადობა კუმშვის ხარისხის სიდიდის მიხედვით

დატვირთვის გადიდების დროს აირის ტემპერატურის მატება შედეგია ცილინდრებში დამწვარი 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 უდიდესი გამოდის მაშინ, როდესაც $\alpha = 1$. ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის როგორც შემცირება, ისევე გადიდება იწვევს აირის ტემპერატურის კლებას. ეს იწივთ აიხსნება, რომ პირველ შემთხვევაში ჟანგბადის ნაკლებობის გამო საწვავი მთლიანად არ იწვის, ხოლო მეორე შემთხვევაში სითბო იხარჯება ჰაერის გათბობაზე.

ზოგ შემთხვევაში ნარჩენი აირის ტემპერატურის გასაანგარიშებლად იყენებენ ემპირიულ ტოლობებს:

$$\text{როცა } \alpha \geq 1 \quad t_r = \frac{1450}{\varepsilon} + \frac{1092}{\alpha} - 767 + 0,14 n; \quad (7)$$

$$\text{როცა } \alpha \leq 1 \quad t_r = \frac{1450}{\varepsilon} - \frac{738}{\alpha} + 1063 + 0,14 n. \quad (8)$$

უნდა აღვნიშნოთ, რომ მოყვანილი ემპირიული ტოლობების გამოყენება მათი მცირე სიზუსტის გამო შეზღუდულია.

ნარჩენი აირის წნევა

იმისათვის, რომ ნამუშევარი აირი ცილინდრიდან ატმოსფეროში გამოიდელოს, მან უნდა დააწიოს ატმოსფერული p_0 წნევა და გამომშვები სისტემის ჰიდრაულიკური წინაღობა (ნახ. 17). მაშასადამე, ნარჩენი აირის წნევა შეიძლება გამოისახოს ტოლობით:

$$p_r = p_0 + \Delta p_r,$$

სადაც Δp_r არის გამომშვები სისტემის ჰიდრაულიკური წინაღობის შესაბამისი წნევა.

Δp_r -ის სიდიდე დამოკიდებულია გამომშვები სისტემის კონსტრუქციაზე. კერძოდ, გამომშვები სარქელის გასავალი კვეთის სიდიდებზე, გამომშვები მილის ზომებზე, მუსლების რაოდენობაზე, ზილის შიგა ზედაპირის დამუშავების სისუფთავესა და მყურის არსებობაზე.

გარდა ამისა, Δp_r მნიშვნელოვანად იზრდება ძრავას ბრუნთა რიცხვის ზრდით. ეს იმიტომ, რომ ბრუნთა რიცხვის მატება იწვევს ნამუშევარი აირის განუღვენის სიჩქარის ზრდას.

თანამედროვე ძრავებისათვის ნარჩენი აირის წნევა იცვლება ზღვრებში $p_r = (1,05 \div 1,25) p_0$.

ზოგ შემთხვევაში ნარჩენი აირის წნევას ანგარიშობენ ემპირიული ტოლობით:

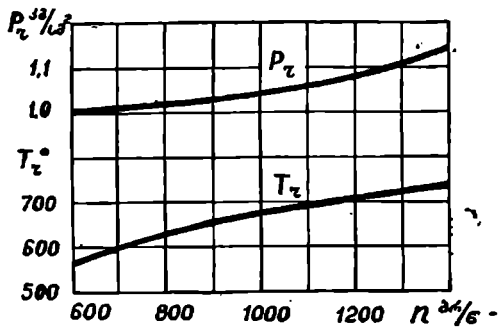
$$p_r = p_0 (1 + 0,55 \cdot 10^{-4} \cdot n) \text{ კგ/სმ}^2, \quad (10)$$

სადაც n არის მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში.

25-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ნარჩენი აირის ტემპერატურის (T_r , აბს) და წნევის (p_r , კგ/სმ²) დამოკიდებულება ბრუნთა რიცხვზე $M-35$ ძრავასათვის.

შევსების კოეფიციენტი

ჩვეულებრივად შეგაწვის ძრავებში, სადაც გამოყენებული არ არის მუხტის იოვლებითი მოწოდება (ჩაბერვა), ცილინდრში ნამდვილად მოხვედრილი მუხტის წონა მუდამ ნაკლებია იმ რაოდენობაზე, რომელიც შეიძლება მოთავსდეს ცილინდრის სამუშაო მოცულობაში გარემოს წნევისა და ტემპერატურის პირობებში. ეს იმის განხილვას იწვევს, რომ შემშვებ სისტემას აქვს პიდრაველიკური წინააღობა, შევსების დროს ხდება ახალი მუხტის შეთბობა და ნარჩენ აირს ატმოსფერულზე უფრო მაღალი წნევა აქვს.



ნახ. 25. T_r -ისა და p_r -ის დამოკიდებულება ბრუნთა რიცხვზე $M-35$ ძრავასათვის

მოადგენს ცილინდრში ერთი ციკლის განმავლობაში ნამდვილად მოხვედრილი ახალი მუხტის G_6 წონის შეფარდებას იმ მუხტის თეორიულ G_0 წონასთან, რომელიც შეიძლება მოთავსდეს ცილინდრის სამუშაო მოცულობაში გარემოს წნევისა და ტემპერატურის პირობებში.

ამრიგად

$$\eta_v = \frac{G_6}{G_0} \tag{11}$$

აღსანიშნავია, რომ მიღებული პირობის თანახმად შევსების კოეფიციენტი შეესაბამება არა ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებს, არამედ იმ გარემოს პირობებს, რომელშიც მუშაობს ძრავა განსახილველ შემთხვევაში.

თუ ახალი მუხტის კუთრ წონას გარემოს პირობებში აღვნიშნავთ γ_0 -ით, მაშინ გვექნება

$$G_6 = V' \gamma_0 \quad \text{და} \quad G_0 = V_h \gamma_0$$

რაც უფლებას გვაძლევს დავწეროთ:

$$\eta_v = \frac{G_6}{G_0} = \frac{V'}{V_h} \tag{12}$$

სადაც V' არის ცილინდრში ნამდვილად მოხვედრილი მუხტის გარემოს პირობებზე დაყვანილი მოცულობა;

V_h —ცილინდრის სამუშაო მოცულობა.

(12) ფორმულა გვაძლევს შევსების კოეფიციენტის ახალ განსაზღვრას, რომლის მიხედვით ის წარმოადგენს ერთი ციკლის განმავლობაში ცილინდრ-

ში ნამდვილად მოხვედრილი მუხტის გარემოს პირობებზე დაყვანილი მოცულობის შეფარდებას ცილინდრის სამუშაო მოცულობასთან.

ზოგი ავტორი იყენებს ეგრეთ წოდებული მოცულობითი შევსების კოეფიციენტის ცნებას, ე. ი. ცილინდრში ერთი ციკლის განმავლობაში მოხვედრილი მუხტის მოცულობის შეფარდებას ცილინდრის სამუშაო მოცულობასთან.

თვითააღებად ძრავას ცილინდრების შევსება ხდება სუფთა ჰაერით, ხოლო კარბურატორიანი ძრავას ცილინდრებისა—საწვავი ნარევით: მაგრამ შევსების კოეფიციენტის გამოთვლის გამარტივების მიზნით კარბურატორიანი ძრავებისათვის ხშირად ღებულობენ დაშვებას, თითქოს მის ცილინდრებში მხოლოდ სუფთა ჰაერი შედიოდეს. ასეთი დაშვება პრაქტიკულად უნაშვინელო ცდომილებას იძლევა.

შევსების კოეფიციენტის განსაზღვრისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ აირის რაოდენობრივი ბალანსი შევსების პროცესის განმავლობაში; რომელსაც შემდეგი სახე ექნება

$$M_a = M_r + M_0 .$$

ეს ბალანსი შეიძლება ასე წავიკითხოთ: აირის რაოდენობა შევსების დასასრულს (M_a) წარმოადგენს ნარჩენი აირისა (M_r) და ახლად შეწოვილი მუხტის (M_0) ჯამს; ამ შემთხვევაში აირების რაოდენობა გამოსახულია მოლვებში. ასეთსავე შედეგს მივიღებთ, თუ აირის რაოდენობას გამოვსახავთ წონითს ერთეულებში. თერმოდინამიკის ცნობილი $M = \frac{pV}{848 T}$ ტოლობის საფუძველ-

ზე შეიძლება დავწეროთ:

$$M_a = \frac{p_a V_a}{848 T_a} ; \quad M_r = \frac{p_r V_c}{848 T_r} \quad \text{და} \quad M_0 = \frac{p_0 V_h \eta_v}{848 T_0} .$$

რაც გვაძლევს:

$$\frac{p_a V_a}{848 T_a} = \frac{p_r V_c}{848 T_r} + \frac{p_0 V_h \eta_v}{848 T_0} .$$

თუ განტოლების ყველა წევრს გავყოფთ კუმშვის კამერის V_c მოცულობაზე და გავისხენებთ, რომ

$$\frac{V_a}{V_c} = \epsilon , \quad \frac{V_h}{V_c} = \frac{V_a - V_c}{V_c} = \epsilon - 1 ,$$

გვაქნება:

$$\frac{p_a \epsilon}{T_a} = \frac{p_r}{T_r} + \frac{p_0 (\epsilon - 1)}{T_0} \eta_v ,$$

საიდანაც:

$$\eta_v = \left(\frac{p_a \epsilon}{T_a} - \frac{p_r}{T_r} \right) \frac{T_0}{p_0 (\epsilon - 1)} . \quad (14)$$

შევსების კოეფიციენტის უფრო სრული გამოსახვა ეკუთვნის პროფ. მ. მასლენიკოვს. მან გაითვალისწინა ყველა ის ცვლილება, რომლებსაც აირი

3. გ. მახალაიანი

განიცდის შევსების პროცესის განმავლობაში, და შეადგინა ენერჯიის ბალანსი ამ პროცესისათვის.

შევსების პროცესისათვის ბალანსი შემდეგნაირად გამოისახება (ნახ. 26)

$$U_a + AL_2 = U_r + U_0 + \Delta Q + AL_1, \quad (15)$$

სადაც U_a აირის აირის შინაგანი ენერჯია შევსების დასასრულს;

L_2 —შევსების განმავლობაში აირის აბსოლუტური მუშაობა ცილინდრში.

U_r —ნარჩენი აირის შინაგანი ენერჯია;

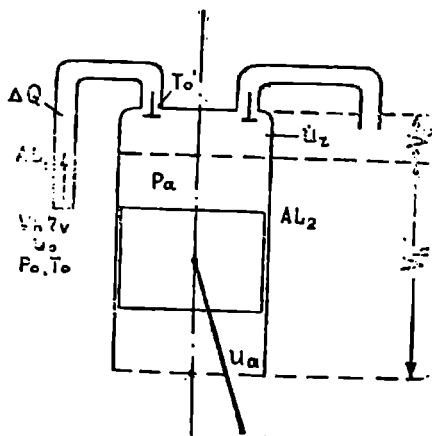
U_0 —ახალი მუხტის შინაგანი ენერჯია ცილინდრში მოხვედრამდე;

ΔQ —შეთბობის სითბო;

L_1 —შემწვავ მილში ახალი მუხტის მიწოდების მუშაობა;

A —მუშაობის სითბური ექვივალენტი.

მიღებული აღნიშვნების საფუძველზე შეიძლება დაწვეროთ:



ნახ. 26. სქემა ენერჯიის ბალანსის შესადგენად

$$U_a = mc_v M_a T_a = mc_v \frac{p_a V_a}{848 T_a} T_a = p_a V_a \frac{mc_v}{848};$$

$$L_2 = p_a V_h$$

$$U_r = mc_v M_r T_r = mc_v \frac{p_r V_r}{848 T_r} T_r = p_r V_r \frac{mc_v}{848}$$

$$U_0 = mc_v M_0 T_0 = mc_v \frac{p_0 V_h \eta_v}{848 T_0} T_0 = p_0 V_h \eta_v \frac{mc_v}{848};$$

$$\Delta Q = mc_p M_0 \Delta T = mc_p \frac{p_0 V_h \eta_v}{848 T_0} \Delta T = p_0 V_h \eta_v \frac{\Delta T}{T_0} \frac{mc_p}{848}$$

$$L_1 = p_0 V_h \eta_v.$$

თუ მიღებულ გამოსახულებებს ჩავსვამთ (15) ტოლობაში და ტოლობის ყველა წევრს გაყოფთ სიდიდებზე $A = \frac{1}{427}$, მივიღებთ:

$$p_a V_a \frac{mc_v}{1,985} + p_a V_h = p_r V_r \frac{mc_v}{1,985} + p_0 V_h \eta_v \frac{mc_v}{1,985} + p_0 V_h \eta_v \frac{\Delta T}{T_0} \frac{mc_p}{1,985} + p_0 V_h \eta_v$$

ტლობისათვის ხელსაყრელი სახის მისაცემად დავეუბნოთ მის ორივე მხარეს სიდიდე $p_r V_c$ და, გარდა ამისა, მარცხენა მხარეს დავეუბნოთ ნულის ტოლი სიდიდე $p_a V_a - p_a V_c - p_a V_h$. მაშინ მივიღებთ:

$$p_a V_a \left(\frac{mc_v}{1,985} + 1 \right) + V_c (p_r - p_a) = p_r V_c \left(\frac{mc_v}{1,985} + 1 \right) + p_0 V_h \eta_v \left(\frac{mc_v}{1,985} + 1 \right) + p_0 V_h \eta_v \frac{\Delta T}{T_0} \frac{mc_p}{1,985}.$$

ინის გამო, რომ

$$\frac{mc_v}{1,985} + 1 = \frac{mc_p}{1,985},$$

გვექნება:

$$p_a V_a \frac{mc_p}{1,985} + V_c (p_r - p_a) = p_r V_c \frac{mc_p}{1,985} + p_0 V_h \eta_v \frac{mc_p}{1,985} + p_0 V_h \eta_v \frac{\Delta T}{T_0} \frac{mc_p}{1,985}.$$

აუ მიღებული გამოსახულებების ყველა წევრს გავყოფთ სიდიდეს $\frac{mc_p}{1,985}$,

მაშინ:

$$p_a V_a + V_c (p_r - p_a) \frac{1,985}{mc_p} = p_r V_c + p_0 V_h \eta_v + p_0 V_h \eta_v \frac{\Delta T}{T_0} = p_r V_c + p_0 V_h \eta_v \left(1 + \frac{\Delta T}{T_0} \right).$$

განტოლების შემდგომი გამარტივების მიზნით გავიხსენოთ, რომ:

$$\frac{1,985}{mc_p} = \frac{mc_p - mc_v}{mc_p} = \frac{k-1}{k}$$

და

$$1 + \frac{\Delta T}{T_0} = \frac{T_0 + \Delta T}{T_0} = \frac{T'_0}{T_0},$$

რაც მოგვცემს:

$$p_a V_a + V_c (p_r - p_a) \frac{k-1}{k} = p_r V_c + p_0 V_h \eta_v \frac{T'_0}{T_0}.$$

ამ განტოლების V_c -ზე გაყოფით საბოლოოდ მივიღებთ:

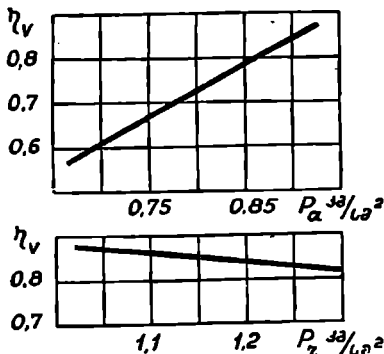
$$p_a \varepsilon + (p_r - p_a) \frac{k-1}{k} = p_r + p_0 (\varepsilon - 1) \eta_v \frac{T'_0}{T_0},$$

საიდანაც:

$$\eta_v = \frac{T_0}{T'_0} \frac{1}{k(\varepsilon - 1)} \left[\frac{p_a}{p_0} (k\varepsilon - k + 1) - \frac{p_r}{p_0} \right]. \quad (16)$$

შეესების კოეფიციენტის მიღებულ გამოსახულებაში შედის შეესების წნევა p_a ; ასევე, როგორც ამას ქვემოთ დაეინახავთ, p_a -ს გამოსახულებებში შეესება η_0 . ეს ნიშნავს, რომ პრაქტიკული გამოთვლების დროს ან უნდა შევარჩიოთ η_0 და ვიანგარიშოთ p_a ან, პირიქით, შევარჩიოთ p_a და ვიანგარიშოთ η_0 .

განხორციელებულ ძრავებში შეესების კოეფიციენტს საზღვრავენ ძრავას გამოცდის დროს პერის ხარჯის ზომვით, თბური გაანგარიშების დროს კი, ჩვეულებრივად, მსგავსი ძრავების გამოცდის შედეგების მიხედვით შეარჩევენ შეესების კოეფიციენტს და შემდეგ ანგარიშობენ შეესების წნევას.



ნახ. 27. შეესების კოეფიციენტის დამოკიდებულება p_a -სა და p_z -ზე

სანიშნავია შემშვები სისტემის პიდრავლიკური წინალობა და ძრავას ბრუნთა რიცხვი.

შეესების კოეფიციენტზე გავლენას ახდენს აგრეთვე ნარჩენი აირის წნევა p_r , რომლის გადიდება იწვევს η_0 -ს შემცირებას

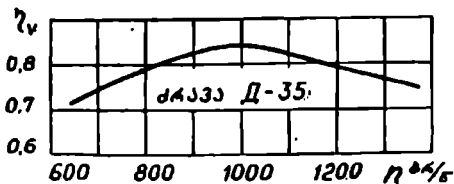
27-ე ნახაზზე ნაჩვენებია η_0 -ს დამოკიდებულება p_a -სა და p_r -ზე, ხოლო 28-ე ნახაზზე η_0 -ს დამოკიდებულება მუხლა ლიღვის ბრუნთა რიცხვზე.

ბრუნთა რიცხვის გადამეტებულად შემცირების შემთხვევაში η_0 -ს შემცირება იმით აიხსნება, რომ ამ დროს მოძრავი აირის ინერცია უმნიშვნელოა, განაწილების ფაზებში აღარ არის დამაკმაყოფილებელი და შეწოვის დასასრულს ხდება ცილინდრიდან აირის უკან გამოდევნა შემშვებ მილში.

შეთიბობის T' , ტემპერატურის ზრდა მნიშვნელოვნად ამცირებს ცილინდრების შეესებას, რადგანაც ამ დროს მცირდება აირის სიმკვრივე.

ამ თვალსაზრისით შეესების კოეფიციენტისათვის მიღებულ გამოსახულებებს პრაქტიკული გამოყენება არა აქვთ და მათი დიდი ღირსება ისაა, რომ ისინი საშუალებას იძლევიან მოვახდინოთ η_0 -ს ცვალებადობის ანალიზი და გამოვარკვიოთ სხვადასხვა პარამეტრის გავლენი ცილინდრის შეესებაზე.

შეესების კოეფიციენტის სიდიდე ძირითადად დამოკიდებულია შეწოვის p_a წნევაზე და, მასადამე, ყველა იმ ფაქტორზე, რომლებიც გავლენას ახდენენ p_a -ზე. მათ შორის ძირითადად აღ-



ნახ. 28. შეესების კოეფიციენტის დამოკიდებულება ძრავას ბრუნთა რიცხვზე

შევსების კოეფიციენტზე კუმშვის ხარისხის გავლენის შესახებ არსებობს სხვადასხვა საწინააღმდეგო აზრი. ზოგნი თვლიან, რომ კუმშვის ხარისხის შემცირება იწვევს შევსების კოეფიციენტის გადიდებას, სხვები კი პირობით, ამტკიცებენ, რომ კუმშვის ხარისხის შემცირებას თან სდევს შევსების შემცირება.

ზირველნი თავიანთ მოსაზრებას იმით ადასტურებენ, რომ კუმშვის ხარისხის შემცირებისას მატულობს კუმშვის კამერის მოცულობა და, მაშასადამე, კელღებთან აირის შეხების ფართობი. შეხების ფართობის ზრდა იწვევს ნარჩენი აირისაგან სითბოს გაძლიერებულ გადაცემას, რაც ხელსაყრელ გავლენას ახდენს შევსებაზე. მეორენი თვლიან, რომ კუმშვის ხარისხის გაზრდით მცირდება ნარჩენი აირის რაოდენობა და, მაშასადამე, მცირდება მათი მანვნი გავლენა, რაც იწვევს შევსების გადიდებას.

უნდა აღინიშნოს, რომ კუმშვის ხარისხის გავლენა შევსების კოეფიციენტზე უმნიშვნელოა და პრაქტიკულად შეიძლება მივიღოთ, რომ შევსების კოეფიციენტი კუმშვის ხარისხზე არაა დამოკიდებული.

კარბურატორიან ძრავებში გამოყენებულია სიმძლავრის რაოდენობრივი რეგულირება და იქ შევსების კოეფიციენტი იცვლება სადროსელო მისაფარის ზღვარებზე დამოკიდებულებით. მთლიანი დროსელოთ მუშაობის დროს კარბურატორიან ძრავებისათვის შევსების კოეფიციენტი იცვლება ზღვრებში $\gamma_r = 0,6 \div 0,85$. თვითაღებად ძრავების კარბურატორის აჩარსეზობა ამცირებს ამ ძრავების შეწოვის წინალობას და ქმნის ცლინდრების შევსების უკეთეს პირობებს. ამ ძრავებისათვის შეიძლება მივიღოთ $\gamma_0 = 0,75 \div 0,9$.

ნარჩენი აირის კოეფიციენტი

ნარჩენი აირის კოეფიციენტი γ წარმოადგენს ნარჩენი აირების რაოდენობის შეფარდებას ახალ მუხტთან.

ზიღებული განმარტების თანახმად

$$\gamma = \frac{M_r}{M_0}, \quad (17)$$

სადა: M_r არის ნარჩენი აირის რაოდენობა, გამოსახული მოლბში;

M_0 — ახალი მუხტის სიდიდე, გამოსახული მოლბში.

იმავე შედეგს მივიღებთ, თუ ნარჩენი აირის რაოდენობას და ახალი მუხტის სიდიდეს წონითს ერთეულებში გამოვსახავთ.

თერმოდინამიკის ცნობილი განტოლებების საფუძველზე შეიძლება დავწეროთ:

$$M_r = \frac{p_r V_c}{848 T_r} \quad \text{და} \quad M_0 = \frac{p_0 V_h \gamma_0}{848 T_0}$$

(17) ტოლობაში ამ გამოსახულებების შეტანით ვღებულობთ:

$$\gamma = \frac{p_r V_c \cdot 848 T_0}{p_0 V_h \gamma_0 \cdot 848 T_r}$$

$$\gamma = \frac{p_r}{p_0} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{T_0}{T_r} \quad (18)$$

მიღებული გამოსახულებიდან ჩანს, რომ ნარჩენი აირის კოეფიციენტი მცირდება კუმშვის ხარისხის, შევსების კოეფიციენტისა და ნარჩენი აირის ტემპერატურის გადიდებით და ნარჩენი აირის წნევის შემცირებით.

კარბურატორიან ძრავებში დადროსელების (სადროსელო მისაღარის მიხურვის) დროს ძლიერ მცირდება შევსების კოეფიციენტი, რასაც თან სდევს ნარჩენი აირის კოეფიციენტის მკვეთრი ზრდა. მთლიანი დროსელით ასეთი ძრავას მუშაობისათვის შეიძლება მივიღოთ $\gamma = 0,05 \div 0,15$.

მაღალი კუმშვის ხარისხის გამო თვითაალებადი ძრავისათვის ნარჩენი აირის კოეფიციენტი გამოდის უფრო მცირე და იცვლება ზღვრებში: $\gamma = 0,03 \div 0,06$.

აირის წნევა შევსების დასასრულს

თუ შემშვები სისტემის წინალობის დაძლევისათვის საჭირო წნევა შეადგენს Δp_a კგ/სმ²-ს, მაშინ შევსების წნევა იქნება

$$p_a = p_0 - \Delta p_a \quad (19)$$

კარბურატორიან და აირით მომუშავე ძრავებში, სადაც გამოყენებულია სიმძლავრის რეგულირების რაოდენობრივი მეთოდი, დატვირთვის ცვლასთან ერთად იცვლება სადროსელო მისაღარის მდგომარეობა, რაც მკვეთრად ცვლის შემშვები სისტემის წინალობას და, მაშასადამე, შევსების წნევას. მთლიანი დატვირთვით ასეთი ძრავას მუშაობას შეესაბამება სადროსელო მისაღარის სრული გაღება და ამიტომ შევსების უდიდესი წნევა.

შევსების წნევა დამოკიდებულია აგრეთვე მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე, რომლის მატება იწვევს შემშვებთ სისტემის წინალობის კოეფიციენტის ზრდას და ამის გამო p_a -ს შემცირებას.

თვითაალებად ძრავებში სიმძლავრის ხარისხობრივი რეგულირების გამო სადროსელო მისაღარი საჭირო არაა, ამიტომ ამ შემთხვევაში p_a დამოკიდებულია მხოლოდ შევსების სიჩქარესა და, მაშასადამე, მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე.

p_a -ს სიდიდებზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ჰაერმწმენდი. რომლის არსებობა ამცირებს შევსების წნევას სიდიდით $0,04 \div 0,06$ კგ/სმ². აღსანიშნავია, რომ ჰაერმწმენდის მოუვლელობამ და არადროულმა გაწმენდამ შეიძლება შეწოვის წინალობა იმდენად გაზარდოს, რომ ძრავას ამუშაება შეუძლებელიც კი გახადოს.

მთლიანი დროსელით მუშაობის დროს არსებული კარბურატორიანი ძრავებისათვის შევსების წნევა ცვალებადობს ზღვრებში $p_a = 0,7 \div 0,9$ კგ/სმ². სადროსელო მისაღარის მიხურვის შევსების წნევა მცირდება და ძრავას უკმის სვლით მუშაობის დროს (როცა დროსელი მინიმალურადაა გაღებული) შეიძლება მიაღწიოს სიდიდეს $0,3 \div 0,5$ კგ/სმ².

კარბურატორიან ძრავებთან შედარებით, თვითაალებად ძრავას შემშვებ სისტემას ნაკლები წინალობა აქვს, რადგანაც მას არ სჭირდება კარბურატო-

რი. ამ მიზეზის გამო თვითააღებადი ძრავების შეწოვის წნევა გამოდის უფრო მაღალი და იცვლება ზღვრებში $p_a = 0,75 \div 0,95$ კგ/სმ².

შეფხვების წნევის სიდიდე შეიძლება ვიანგარიშოთ (16) ტოლობის მიხედვით, საიდანაც:

$$p_a = \frac{1}{1,4z - 0,4} \left[p_r + 1,4 p_0 (z - 1) \eta \cdot \frac{T'_0}{T_0} \right] \text{კგ/სმ}^2. \quad (20)$$

ფორმულაში მიღებულია $k = 1,4$.

შეწოვის წნევის გამოთვლის მეორე ხერხი ეკუთვნის პროფ. ი. მ. ლენინს, რომელიც p_a -ს გამოთვლისათვის იყენებს შენდევ მსჯელობას.

ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე შეფხვების დროს შეიძლება გამოითვალოს ფორმულით:

$$W = \varphi \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (21)$$

სადაც g არის სიმძიმის ძალის აჩქარება;

k — ადიაბატის მაჩვენებელი;

p_0 — გარემოს წნევა;

p_a — შეფხვების წნევა;

v_0 — ჰაერის კუთრი მოცულობა;

φ — გამოდინების კოეფიციენტი. რომელიც ახასიათებს შენშეები სისტემის წინაღობას.

გარდა ამისა, ჰაერის ნაკადის უწყვეტობის პირობიდან შეიძლება მივიღოთ:

$$W \cdot f = W_{20} F$$

ან

$$W = W_{20} \frac{F}{f} = \frac{Sn}{30} \frac{F}{f} \quad (22)$$

სადაც $W_{20} = \frac{Sn}{30}$ არის დგუშის საშუალო სიჩქარე;

S — დგუშის სვლა;

n — მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში;

F — დგუშის ფართობი;

f — შემშვები სარქველის გასავალი კვეთის ფართობი.

თუ (21) და (22) გამოსახულებათა მარჯვენა მხარეებს ერთმანეთს გავუტოლოთ, გვექნება.

$$\frac{Sn}{30} \frac{F}{f} = \varphi \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]},$$

რაც სათანადო გარდაქმნების შემდეგ გვაძლევს:

$$\left(\frac{SF}{30f} \right)^2 n^2 = \varphi^2 2g \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right],$$

საიდანაც:

$$1 - \left(\frac{p_a}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{SF}{30f} \right)^3 \frac{1}{\varphi^2 2g \frac{k}{k-1} p_0 v_0} n^2$$

ან საბოლოოდ:

$$\frac{p_a}{p_0} = \left[1 - \left(\frac{SF}{30f} \right)^2 \frac{n^2}{\varphi^2 2g \frac{k}{k-1} p_0 v_0} \right]^{\frac{k}{k-1}}$$

თუ მივიღებთ, რომ $p_0 = 1$ და აგრეთვე

$$2g \frac{k}{k-1} p_0 v_0 = 2 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,4}{1,4-1} 10 \cdot 000 \cdot 0 \cdot 83 = 570000,$$

მაშინ გვექნება

$$p_0 = \left[1 - \frac{1}{57 \cdot 10^4} \left(\frac{SF}{30f} \right)^2 \frac{1}{\varphi^2} n^2 \right]^{\frac{k}{k-1}}$$

ან, რადგანაც $SF = V_h$,

$$p_a = \left[1 - \frac{n^2}{513 \cdot 10^6} \left(\frac{V_h}{f} \right)^2 \frac{1}{\varphi^2} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (23)$$

მიღებული ტოლობიდან ჩანს, რომ შეწოვის წნევა დამოკიდებულია ფარლობაზე $\frac{V_h}{f}$, შემშვები სისტემის წინალობასა და ბრუნთა რიცხვზე.

აირის ტემპერატურა შევხებობს დახასრულს

აირის ტემპერატურა შევსების დასასრულს შეიძლება ვიანგარიშოთ (14) ტოლობის მიხედვით, საიდანაც:

$$T_a = \frac{\varepsilon p_a T_0}{\gamma_{10} p_0 (\varepsilon - 1) + p_r \frac{T_0}{T_r}} \quad (24)$$

T_a -ს გამოთვლისათვის მივიღებთ სხვა ფორმულას, თუ (13) ტოლობაში შევიტანთ $M_r = \gamma M_0$. გვექნება:

$$M_a = \gamma M_0 + M_0 = M_0 (1 + \gamma).$$

გარდა ამისა, ცნობილია, რომ:

$$M_a = \frac{\rho_a V_a}{848 T_a} \quad \text{და} \quad M_0 = \frac{\rho_0 V_h \eta v}{848 T_0},$$

რაც გვაძლევს

$$\frac{\rho_a V_a}{848 T_a} = \frac{\rho_0 V_h \eta v}{848 T_0} (1 + \gamma),$$

საიღანაც:

$$T_a = \frac{T_0 \rho_a V_a}{\rho_0 V_h \eta_r (1 + \gamma)}$$

ან საბოლოოდ:

$$T_a = \frac{T_0}{\eta_r (1 + \gamma)} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{\rho_a}{\rho_0} \quad (25)$$

მიახლოებით გამოთვლების დროს T_a შეიძლება ვიანგარიშოთ შემდეგი მსჯელობის საფუძველზე.

ახალ მუხტს ცილინდრში შესვლის წინ აქვს ტემპერატურა T_0' , რომელიც შეესებინა დასასრულს იზრდება ტემპერატურამდე T_a . ასევე, ნარჩენ აირს შეესებინა დასაწყისში აქვს ტემპერატურა T_r , რომელიც შეესებინა დასასრულს მცირდება ტემპერატურამდე T_a . გარდა ამისა, შეიძლება დავუშვათ, რომ სითბო, რომელიც შეესებინა განმავლობაში დააკლდა ნარჩენ აირს, დამატება ახალ მუხტს, რაც უფლებას გვაძლევს დავწეროთ:

$$m c_{vr} (T_r - T_a) \Delta M_r = m c_{v0} (T_a - T_0') M_0,$$

სადაც: $m c_{vr}$ არის ნარჩენი აირის მოლური სითბოტევადობა;

$m c_{v0}$ —ახალი მუხტის მოლური სითბოტევადობა.

თუ დავუწებთ, რომ $m c_{vr} = m c_{v0}$, მაშინ გვექნება:

$$(T_r - T_a) \frac{M_r}{M_0} = T_a - T_0',$$

ან

$$(T_r - T_0) \gamma = T_a - T_0',$$

საიღანაც საბოლოოდ ვლებულვით:

$$T_a = \frac{T_r \gamma + T_0'}{1 + \gamma} \quad (26)$$

კარბურატორიანი ძრავებისათვის შეიძლება მივიღოთ $T_a = 340 \div 400^\circ$ თვითაალებადი ძრავებისათვის კი— $T_a = 310 \div 360^\circ$.

T_a -ს შემცირებული სიდიდე თვითაალებად ძრავებში იმით აიხსნება,, რომ ასეთ ძრავებში მალაღი კუმშვის ხარისხის გამო T_r -ისა და γ -ს სიდიდეები, კარბურატორიან ძრავასთან შედარებით, ნაკლები გამოდის.

შეცვების პროცესის პარამეტრების ხანგარიშო დაზუსტებული ფორმულები

შეცვების პროცესის პარამეტრების ხანგარიშებისათვის ზემოთ გამოყვანილი ფორმულები იძლევა დამაკმაყოფილებელ შედეგებს ძრავასათვის, რომელიც მუშაობს სრული დატვირთვით ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში. სხვა შემთხვევებში (მუშაობა არასრული დატვირთვით, მუშაობა მაღალმთიან პირობებში და სხვ.) ეს ფორმულები იძლევა ცდომილებებს.

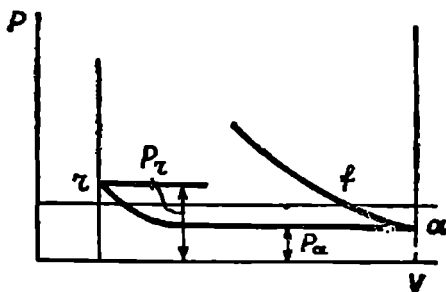
ანათან დაკავშირებით, ავტორის მიერ გამოყვანილია შეესების წნევისა (P_a) და ტემპერატურის (T_a) საანგარიშო სხვა ფორმულები, რომლებიც იძლევიან უფრო ზუსტ შედეგს და გამოსადეგია ძრავას მუშაობას ყოველგვარი რეჟიმისათვის.

ამ ფორმულებს შემდეგი სახე აქვთ:

$$P_a = P_0 \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{T_0'}{T_0} + \frac{\psi}{\varepsilon} \frac{P_f}{P_0} \right)^{1/\gamma} \quad (27)$$

$$T_a = T_f \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \eta_v \frac{T_0'}{T_0} + \frac{\psi}{\varepsilon} \frac{P_f}{P_0} \right)^{\gamma - 1} \quad (28)$$

ამ ფორმულებში, გარდა ცნობილი სიდიდეებისა, ზედის აირის ტემპერატურა f წერტილში (ნახ. 29), ნარჩენი აირებისა და ახალი მუხტის თბობევა-დობის ფარდობა



$$\psi = \frac{mC_p r}{mC_v r} \text{ და კუმშვის}$$

პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი n_a .

f წერტილში აირის ტემპერატურის საანგარიშოდ შეიძლება გამოვიყენოთ ფორმულა:

$$T_f = \frac{T_0' + \gamma \psi T_a}{1 + \gamma} \quad (29)$$

ნახ. 29 ცილინდრების შეესების პროცესის დიაგრამა

§ 5. კუმშვის პროცესი

კუმშვის პროცესის განმავლობაში წარმოებს წვისათვის ხელსაყრელი პირობების შექმნა. მუხტის წინასწარი კუმშვა ეფექტურს ხდის საწვავის წვას და მნიშვნელოვნად ადიდებს როგორც ძრავას სიმძლავრეს, ისე მის მარჯვენა მხარეს კოეფიციენტს.

რეალურ ძრავაში შეკუმშვის პროცესი მიმდინარეობს რთული კანონის მიხედვით, რადგანაც:

1. შეკუმშვის დასაწყისში გრძელდება ახალი მუხტის მიწოდება;
2. შეკუმშვის სვლის განმავლობაში სითბოს გაცვლა-გამოცვლა აირსა და ცილინდრის კედლებს შორის სხვადასხვა ინტენსივობით ხასიათდება;
3. იცვლება ცილინდრის კედლებთან აირის შეხების ფართობი;
4. მუდამ არსებობს აირის რაოდენობრივი დანაკარგი დგუმის რგოლების არასაკმარისი სიმჭიდროვის გამო;
5. წვა იწყება კუმშვის პროცესის დასასრულს.

შემოსხენებულიდან გამომდინარეობს, რომ რეალურ ძრავაში, სანდნაო ტანის კუმშვა ცვლადი მაჩვენებლის მქონე პოლიტროპულ პროცესს წარმოადგენს, მაგრამ, ვინაიდან ჩამოთვლილი მოვლენების ზუსტი მათემატიკური აღრიცხვა შეუძლებელია, საკითხის გამარტივების მიზნით სამუშაო ტანის

კუმშვას ხილავენ, როგორც საშუალო, მუდმივი სიდიდის მქონე მაჩვენებელი-
ან პოლიტროპულ პროცესს.

მიღებული პირობის მიხედვით წნევა და ტემპერატურა კუმშვის დასას-
რულს დამოკიდებული იქნება პროცესის საწყის პარამეტრებზე, კუმშვის ხა-
რისხზე და პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდებზე.

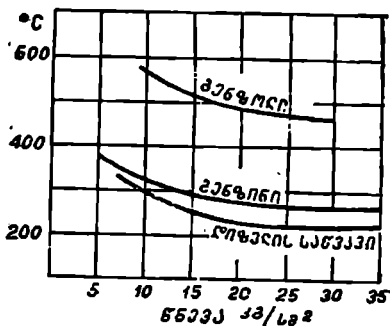
კუმშვის ხარისხი

იდეალური ციკლების განხილვის დროს დადგენილი იყო, რომ კუმშვის
ხარისხის ზრდით ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი ნატუ-
რალბს. მაგრამ კუმშვის ხარისხის გადიდებით მატულობს აირების წნევა ცი-
ლინდრში, რაც იწვევს ძრავას მოხახუნე ნაწილებზე დატვირთვის გაზრდას
და, მაშასადამე, ძრავას მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტის წე-
მცირებას. კუმშვის ხარისხის ყველაზე უფრო ხელსაყრელ სიდიდეს მივიღებთ
მაშინ, როდესაც თერმული და მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტების
ნამრავლი უდიდესი იქნება.

თანამედროვე ძრავებისათვის ასეთი პირობა შეესაბამება კუმშვის ხარის-
ხის სიდიდეს $\epsilon = 12 : - 14$, თუმცა ძრავას კონსტრუქციის გაუმჯობესებით,
ნაწილების უქეთესი დამზადებით და სათანადო შემზღეთი მასალის გამოყენე-
ბით ეს რიცხვი შეიძლება რამდენიმედ გაიზარდოს.

ამრიგად გამოდის, რომ თა-
ნამედროვე შიგაწვის ძრავასათვის
(დამოუკიდებლად მისი ტიპი-
საგან) ხელსაყრელია მუშაობა კუმ-
შვის ხარისხით $\epsilon = 12 \div 14$.

სინამდვილეში ამ პირობის
დაცვა ჯერჯერობით შეუძლებე-
ლია და არსებული ძრავების კუმ-
შვის ხარისხის სიდიდე, თითქმის
მუდამ, განსხვავდება აღნიშნული
სიდიდისაგან, რადგანაც ძრავას
კუმშვის ხარისხის დასაშვები მნიშ-
ვნელობა განისაზღვრება ცილინ-
დრში მიმდინარე პროცესებზე და-
მოკიდებული სხვა პირობების მი-
ხედვით.



ნახ. 30. სხვადასხვა საწვავის თვისებების ტემ-
პერატურა

კუმშვის ხარისხის ზრდას თან სდევს შეკუმშული საშუალო ტანის ტემპე-
რატურის ზრდა, რაც კარბურატორიან, აირგენერატორულ და აიროვანი საწ-
ვავით მომუშავე ძრავებში მუხტის თვისებებისა და დეტონაციის წარმო-
შობის საშიშროებას ქმნის.

ისეთ ძრავებში, სადაც წინასწარ გამზადებული საწვავი ნარევის კუმშვა
წარმოებს (კარბურატორიანი, აირგენერატორული და აიროვანი საწვავით მო-
მუშავე ძრავები), კუმშვის ხარისხი ისეთი უნდა იყოს, რომ ძრავა მუშაობდეს
თვისებებისა და დეტონაციის გარეშე. ამ ზღვარზე გეტად კუმშვის ხარის-
ხის ზრდით ძრავას მუშაობა ჯერ უარესდება, შემდეგ კი სრულიად შეუძლებე-
ბელი ხდება.

თვითაალებადი ძრავას მუშაობის პრინციპი მოითხოვს, რომ კუმშვის დაპასრულს ჰაერის ტემპერატურა ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის თვითაალების ტემპერატურაზე მეტი იყოს. წინააღმდეგ შემთხვევაში ძრავას მუშაობა შეუძლებელი იქნება. ამ პირობის მიხედვით აწესებენ ძრავას მინიმალური კუმშვის ხარისხის სიდიდეს იმ ვარაუდით, რომ ჰაერის ტემპერატურა კუმშვის დასასრულს აღემატებოდეს საწვავის თვითაალების ტემპერატურას $200 \div 300^{\circ}\text{C}$.

ძრავას კუმშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდე დამოკიდებულია საწვავის თვისებებზე და ძრავას კონსტრუქციაზე. არსებული ძრავებისათვის შეიძლება მივიღოთ კუმშვის ხარისხის შემდეგი საშუალო სიდიდეები:

ბენზინით მომუშავე საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავებისათვის $\epsilon = 6 \div 9$.

უკომპრესორო თვითაალებადი ძრავებისათვის $\epsilon = 14 \div 20$.

30-ე ნახაზზე ნაჩვენებია სხვადასხვა საწვავის თვითაალების ტემპერატურა სიდიდეები წნევაზე დამოკიდებულებით.

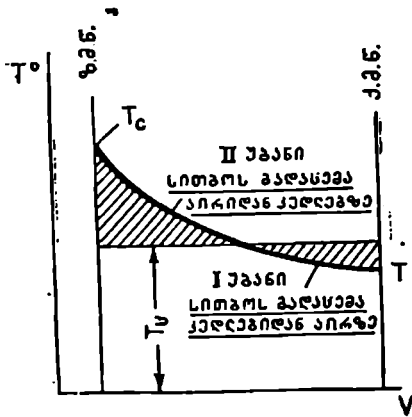
ცხადია, რომ თვითაალებადი ძრავებისათვის ხელსაყრელია ისეთი საწვავის გამოყენება, რომლის თვითაალების ტემპერატურა დაბალია; სხვა ძრავებისათვის კი, სადაც საწვავი ნარევი ცილინდრის გარეშე მზადდება, პირიქით, უმჯობესია საწვავი თვითაალების მაღალი ტემპერატურით.

კუმშვის პოლიტრომის საშუალო მაჩვენებელი

კუმშვის პოლიტრომის საშუალო მაჩვენებელს ჩვეულებრივად არკვევენ მონაკვეთი ძრავასაგან ართმეული ინდიკატორული დიაგრამის მიხედვით. ამ მიზნით იღებენ კუმშვის ხაზის იმ უბანს, რომელიც მოქცეულია შემშვები სარქველს დახურვისა და წვის დაწყების მომენტების შესაბამის წერტილებს შორის. ისეთ ძრავებში, სადაც გამოყენებულია ელექტროანთება, წვის დაწყების მომენტად შეიძლება მივიღოთ ნაპერწყლის მიწოდების მომენტი.

პოლიტრომის საშუალო მაჩვენებლის გამოთვლა წარმოებს იმ მოსაზრების საფუძველზე, რომ კუმშვის მუშაობა შერჩეული საშუალო მაჩვენებლის დროს უდრიდეს კუმშვის მუშაობას ნამდვილ ინდიკატორულ დიაგრამაზე დგუშის სვლის იმავე უბნისათვის.

დასაპროექტებელი ძრავასათვის კუმშვის პოლიტრომის საშუალო მაჩვენებელს ირჩევენ მსგავსი ძრავების გამოცდით დაგროვილი მასალის მიხედვით. იმ შემთხვევაში, თუ დასაპროექტებელი ძრავა დიდად განსხვავდება იმ ძრავებისაგან, რომლებსთვისაც ცნობილია საშუალო მაჩვენებლის სიდიდეები, საჭირო



ნახ. 31. ათის ტემპერატურის ცვლილება კუმშვის სვლის განმავლობაში

აქვეყანაში, თუ დასაპროექტებელი ძრავა დიდად განსხვავდება იმ ძრავებისაგან, რომლებსთვისაც ცნობილია საშუალო მაჩვენებლის სიდიდეები, საჭირო

ხდება მაჩვენებლის მიხედვითი შერჩევა ისეთი პარამეტრების გათვალისწინებით, რომლებიც კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდებზე გავლენას ახდენენ.

პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდე დიდადაა დამოკიდებული სამუშაო ტანსა და ცილინდრის კედლებს შორის სითბოს გაცვლა-გამოცვლის პირობებზე. რთო უფრო მეტ სითბოს გადასცემს სამუშაო ტანი ცილინდრის კედლებს, რის უფრო ნაკლებია კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელი.

სხვადასხვა ძრავასთვის აირის ტემპერატურა კუმშვის დასაწყისში შეადგენს $T_a = 300-400^\circ$, რომელიც კუმშვის დასასრულისათვის იზრდება $T_c = 600-900^\circ$ -მდე. ამავე დროს ცილინდრის კედლებს საშუალო ტემპერატურა $T_u = 400-450^\circ$. აქედან ცხადია, რომ კუმშვის პროცესის დასაწყისში აირები სითბოს ლებულობენ ცილინდრის კედლებისაგან, შემდეგ კი, პირიქით სითბოს გადასცემენ კედლებს.

ამრიგად, კუმშვის პროცესის განმავლობაში დგუშის სვლის სხვადასხვა უბანზე სითბოს გაცვლა-გამოცვლა აირსა და ცილინდრის კედლებს შორის იცვლება არა მარტო რაოდენობრივად, არამედ ნიშნის მიხედვითაც.

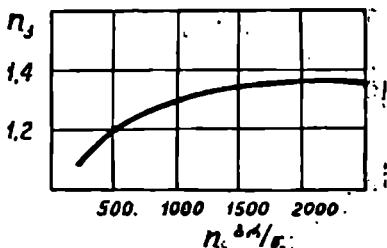
ეს გარემოება კარგადაა გამოსახული 31-ე ნახაზზე, სადაც ნაჩვენებია კუმშვის პროცესის ორი უბანი, რომელთაგან პირველზე ხდება სითბოს გადაცემა კედლებიდან აირზე, მეორე უბანზე კი, პირიქით, — აირიდან კედლებზე.

სითბოს გადაცემა რაოდენობრივად ორივე უბანზე ერთნაირი რომ ყოფილიყო, მაშინ კუმშვის მაჩვენებელი (μ_c) ადაბაბთის მაჩვენებლის ტოლი იქნებოდა. მაგრამ სინამდვილეში აირები უფრო მეტ სითბოს კარგავენ მეორე უბანზე, ვიდრე ლებულობენ პირველ უბანზე, რის შედეგადაც კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელი ადაბაბთის მაჩვენებელზე ნაკლები გამოდის ($\mu_c < 1,41$) და მერყეობს ზღვრებში $1,32 + 1,39$.

კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელი დამოკიდებულია ისეთ ფაქტორებზე, როგორცაა: მუხლა ლილვის ბრუნთარიცხვი, გაგრილების ინტენსივობა, კუმშვის ხარისხი, დგუშის რგოლების სიმკიდროვე, ცილინდრის გეომეტრიული ზომები და ძრავის დარტყვითა.

მუხლა ლილვის ბრუნთარიცხვი მნაშენელოვან გავლენას ახდენს პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდებზე. ბრუნთარიცხვის ზრდით მცირდება პროცესის ხანგრძლივობა და, მაშასადამე, აირიდან ცილინდრის კედლებზე გადაცემული სითბოს რაოდენობა, რასაც თან სდევს კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის ზრდა.

32-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ЗИЛ—5 ძრავასათვის ექსპერიმენტულად მიღებული, კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელსა და მუხლა ლილვის ბრუნთარიცხვის შორის არსებული დამოკიდებულება.



ნახ. 32 დამოკიდებულება კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელსა და ბრუნთარიცხვის შორის

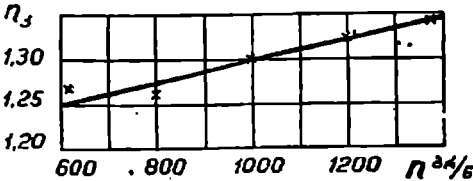
32-ე ნახაზზე ნაჩვენებ მრუდს შეესაბამება ტოლობა

$$n_3 = 1,41 - \frac{100}{n} \quad (30)$$

სადაც n აჩის მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში.

ანალოგიური დამოკიდებულება თვითაალებადი უკომპრესორო ძრავასათვის ნაჩვენებია 33-ე ნახაზზე.

საკვიროა აღინიშნოს, რომ ზემოთმოყვანილი დამოკიდებულებები შესაბამება: პირველ შემთხვევაში დროსელის მთლიან გაღებას, მეორე შემთხვევაში კი საწვავის სრულ მიწოდებას.



ნახ. 33. დამოკიდებულება კუმშვის პოლიტროპის საშუალო ნაჩვენებელსა და ბოლითა რიცხვს შორის (D-35 ძრავასათვის)

სითბოს დანაკარგს და ამით გამოიწვევს კუმშვის პოლიტროპის საშუალო ნაჩვენებლის შემცირებას, მაჩვენებელი მცირდება აგრეთვე ძრავას კუმშვის ხარისხის გადიდებით, რადგანაც ამ დროს იზრდება ცილინდრში მყოფი აირის ტემპერატურა და აირის დანაკარგი შემამჭიდროებელი რგოლებიდან.

კაბურთატიორიან ძრავებში, თვითაალებად ძრავებთან შედარებით, დაბალი კუმშვის ხარისხის მიუხედავად, კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელი უფრო ნაკლებია, რადგანაც აქ სითბოს ნაწილი ხსარჯება საწვავის აორთქლებაზე.

სხვა ფაქტორების გარდა, კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდებზე გავლენას ახდენს ცილინდრის გეომეტრიული ზომები. რაც უფრო დიდია ცილინდრის დიამეტრი, მით უფრო მეტია მაჩვენებლის სიდიდე. ეს იმის გამო, რომ შეწოვილი აირის ერთეულ მოცულობაზე მოსული გაგრილების ფარდობითი ზედაპირი ცილინდრის დიამეტრის უკუპროპორციულად იცვლება.

დასასრულ, აღსანიშნავია ძრავას ტექნიკური მდგომარეობის გავლენა კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელზე. რაც უფრო მეტადაა გაცვეთილი ღვუშის რგოლები, მით უფრო მეტია აირის დანაკარგი და, შესაბამისად, მით უფრო ნაკლებია პოლიტროპის მაჩვენებლის სიდიდე.

აირის წნევა და ტემპერატურა კუმშვის დასასრულს

34-ე ნახაზზე ნაჩვენებია კუმშვის პროცესის შესაბამისი დიაგრამა. ამ დიაგრამაზე a წერტილი წარმოადგენს კუმშვის პროცესის საწყისს (რომელიც

ანაჲ დროს შევსების პროცესის ბოლო წერტილია), *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 მიჩვენებლის მიხედვით, რისთვისაც საკმარისია გამოვიყენოთ პოლიტროპის ცნობილი განტოლებები:

$$pV^n = c \text{ const} \quad TV^{n-1} = c \text{ const}.$$

თუ *a* და *c* წერტილებისათვის დავწერთ პოლიტროპის განტოლებებს, გვექნება:

$$p_a V_a^{n_3} = p_c V_c^{n_3}$$

$$\text{და } T_a V_a^{n_3-1} = T_c V_c^{n_3-1},$$

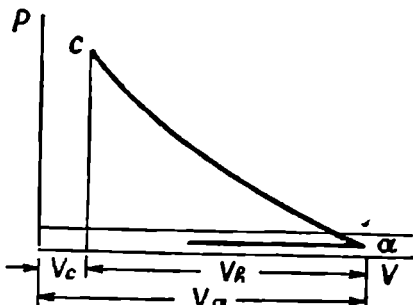
საიდანაც შევიღებთ:

კუმშვის დასასრულს წნევისათვის:

$$p_c = p_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_3} = p_a \varepsilon^{n_3}, \quad (31)$$

სოლო კუმშვის დასასრულს ტემპერატურისათვის:

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_3-1} = T_a \varepsilon^{n_3-1} \quad (32)$$



ნახ. 34. კუმშვის პროცესის შესაბამისი დიაგრამა.

არსებული ცრანეებისათვის კუმშვის დასასრულს წნევისა და ტემპერატურის საშუალო სიდიდეები ნეიძლება შევიღოთ შემდეგ ზღვრებში (ცხრილი 1):

ცხრილი 1

ა რ	p_c კგ/სმ ²	T_c აბს.
კარბურატორიანი .	7: 12	630÷730
აირით მიღწემაჲ	12: 18	700÷800
თერო აღზადა (ფიხელი)	30: 45	750÷900

§ 6. წინა პროცესი

შიგაწვის ძრავას სამუშაო ციკლის შესწავლის დროს წვის პროცესის განხილვის მიზანია წვის დასასრულს ტემპერატურისა და წნევის განსაზღვრა.

ამ პარამეტრების გაანგარიშებისათვის საჭიროა წინასწარ გაირკვეს ცილინდრში მყოფი აირის რაოდენობა, შედგენილობა და სიბოტევალობა წვამდე და წვის შემდეგ.

ქვემოთ მოცემულია გაანგარიშებისათვის საჭირო ცნობები და წვის განტოლებები სხვადასხვა ციკლისათვის.

წვის პროცესის სხვა საკითხები განხილული იქნება ცალკე.

საწვავი და მისი თბოუნარიანობა

შიგაწვის ძრავებისათვის გამოიყენება თხევადი საწვავი, მაგარი საწვავისაგან მიღებული გენერატორული აირი და აიროვანი საწვავი.

თხევადი საწვავი ძირითადად შეიცავს ნახშირბადს (C), წყალბადს (H₂) და ზოგიერთ შემთხვევაში მცირე რაოდენობით ენგბადს (O₂), რომლებიც იცლებიან ქიმიურ შენაერთებს C_mH_n და C_mH_nO_r. აღსანიშნავია, რომ საწვავი წარმოადგენს აღნიშნული სახის რამდენიმე ნახშირწყალბადოვანი შენაერთის ნარეგს.

საწვავის ქიმიური ანალიზის საფუძველზე აღგენენ ნახშირბადის, წყალბადისა და ენგბადის წონითს რაოდენობას 1 კგ საწვავში, ამის მიხედვით გვექნება:

$$g_C + g_{H_2} + g_{O_2} = 1 \text{ კგ,}$$

სადაც g_C , g_{H_2} და g_{O_2} , არის ნახშირბადის, წყალბადისა და ენგბადის რაოდენობა 1 კგ საწვავში.

აღსანიშნავია, რომ, თუ მოცემულია თხევადი საწვავი C_mH_nO_r, შენაერთის სახით, მაშინ მისი ელემენტური შედგენილობა შემდეგი ტოლობებით გამოითვლება:

$$g_C = \frac{12m}{12m + n + 16r} = \frac{12m}{m_b},$$

$$g_{H_2} = \frac{n}{12m + n + 16r} = \frac{n}{m_b},$$

$$g_{O_2} = \frac{16r}{12m + n + 16r} = \frac{16r}{m_b},$$

სადაც $m_b = 12m + n + 16r$ საწვავის მოლეკულური წონაა.

აიროვანი საწვავები ძირითადად წარმოადგენს ისეთი საწვავი აირების ნარეგს, როგორცაა: ნახშირბადი (CO), წყალბადი (H₂) და C_mH_n სახის ნახშირწყალბადოვანი შენაერთები. მაგარი საწვავისაგან მიღებული გენერატორული აირი, გარდა აღნიშნულისა, შეიცავს წვისათვის გამოუსადეგარ მინარეგებს; ნახშირორბანგსა (CO₂) და აზოტს (N₂). აიროვანი საწვავის შედგენილობა ჩვეულებრივად მოცემულია მოცულობითს ერთეულებში.

საწვავის წვას თან სდევს სითბოს გამოყოფა.

სითბოს ამ რაოდენობას, რომელიც გამოიყოფა ერთეული წონის ან ერთეული მოცულობის საწვავის წვის დროს, ეწოდება საწვავის თბოუნარიანობა. იმის მიხედვით, თუ რა ერთეულებშია აღებულია საწვავი (კგ, მ³ ან მოლი), არჩევენ 1 კგ, 1 მ³ ან ერთი მოლი საწვავის თბოუნარიანობას.

ჩვეულებრივად თხევადი საწვავის თბოუნარიანობას უფარდებენ 1 კგ-ს, ხოლო აიროვანი საწვავის თბოუნარიანობას—1 მ³-ს 0° C და 760 მმ ვერცხლისწყლის სვეტის პირობებში.

ერთმეორისაგან ასხვავებენ საწვავის უმაღლეს H_h და უდაბლეს H_l თბოუნარიანობას.

საწვავის უმაღლესი თბოუნარიანობა ეწოდება დიდ კალორიებში გამოსახულ სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც გამოიყოფა კალორიმეტრში ერთ-

თეული რაოდენობის საწვავის სრული წვის დროს, იმ პირობით, თუ საწვავის წვის პროდუქტები გაცივდება კალორიმეტრში საწყის 15°C -მდე.

უდაბლესი, ანუ სამუშაო თბოუნარიანობა ეწოდება უმაღლესი თბოუნარიანობისა და იმ სითბოს სხვაობას, რომელიც წყლის აორთქლებაზე იხარჯება. აორთქლებული წყლის რაოდენობაში იგულისხმება: საწვავის წყალბადის დატენგვით მიღებული წყალი, საწვავში უშეიღოდ შერეული წყალი და აერის ტენი.

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

შიგაწვის ძრავების გაანგარიშების დროს საჭიროა გავითვალისწინოთ საწვავის მხოლოდ უდაბლესი თბოუნარიანობა, რადგანაც ცილინდრიდან გამოსული ნამუშევარი აერის ტემპერატურა წყლის ორთქლის კონდენსაციის ტემპერატურაზე ბევრად მეტია და ამიტომ წარმოუდგენელია წყლის აორთქლებაზე დახარჯული სითბოს უკან დაბრუნება ძრავის ცილინდრის შიგნით.

საწვავის თბოუნარიანობას ჩვეულებრივად ექსპერიმენტულად არკვევენ. თუ ცნობილია საწვავის ელემენტური შედგენილობა, მაშინ უდაბლესი თბოუნარიანობა მიახლოებით შეიძლება ვიანგარიშოთ მენდელეევის ცნობილი ფორმულით:

$$H_u = 8100 \text{ გე } \cdot 30000 \text{ გ } \cdot \text{გ}_2 - 2600 (\text{გ}_2 - \text{გ}_3) - 600 (\text{გ}_{\text{H}_2} + 9 \text{გ}_{\text{H}_2}).$$

სადაც: გ_2 , გ_{H_2} , გ_{O_2} , გ_3 , $\text{გ}_{\text{H}_2\text{O}}$ — 1 კგ საწვავში ნახშირბადის, წყალბადის, ჟანგბადის, გოგირდისა და წყლის წონითი რაოდენობაა.

საწვავის თბოუნარიანობის მიახლოებითი გამოთვლისათვის შეიძლება აგრეთვე გამოვიყენოთ დ. პ. კონოვალოვის ფორმულები:

როცა $\alpha = 1$, მაშინ

$$H_u = 20500 L_0 \text{ კალ/კგ};$$

როცა $\alpha < 1$, მაშინ

$$H_u = (28600 \alpha - 8100) L_0 \text{ კალ/კგ},$$

სადაც: α — აერის აერის სიჭარბის კოეფიციენტი;

L_0 — მოლი/კგ — 1 კგ საწვავის სრული წვისათვის საჭირო აერის თეორიული რაოდენობა.

ძრავის სამუშაო პროცესის შესწავლისათვის არსებითი მნიშვნელობა აქვს გამოყენებული საწვავისაგან შემზადებული საწვავი ნარევის თბოუნარიანობას.

საწვავი ნარევი საწვავისა და აერისაგან შედგება.

ნარევის თბოუნარიანობა განისაზღვრება ტოლობებით.

1. კარბურატორიანი ძრავისათვის, როცა $\alpha = 1$, მაშინ

$$H_{\text{ნარ}} = \frac{H_u}{\alpha L_0 \cdot \frac{1}{m_b}} \text{ კალ/მოლი};$$

2. კარბურატორიანი ძრავასათვის, როცა $\alpha > 1$, მაშინ

$$H_{ნარ} = \frac{H_{II} - \Delta H_{II}}{\alpha L_0} \text{ კალ/მოლი};$$

3. თვითაალებადი ძრავასათვის

$$H_{ნარ} = \frac{H_{II}}{\alpha L_0} \text{ კალ/მოლი.}$$

კარბურატორიანი ძრავასათვის, როცა $\alpha < 1$, საწვავის თბოუნარიანობა განოსახულია $H_{II} - \Delta H_{II}$ სიდიდით. აქ ΔH_{II} წარმოადგენს 1 კგ საწვავის თბოუნარიანობის დანაკარგს არასრული წვის გამო (რადგანაც $\alpha = 1$). თვითაალებადი ძრავასათვის ასეთი შემთხვევა არაა განხილული, რადგანაც თვითაალებად ძრავებში მუდამ $\alpha < 1$.

ქვემოთმოყვანილ 2 და 3 ცხრილებში მოცემულია ზოგიერთი ცნობა საწვავების შესახებ.

ცხრილი 2

ხვადახვა საწვავის შედგენილობა, თბოუნარიანობა და მოლეკულური წონა

საწვავის დასახელება	საწვავის შედგენილობა პროცენტობით						თბოუნარიანობა კალ/კგ-ში		შემაჯობ. წონა ლიტრულ წონა
	ნახშირბადი C	წყალბადი H ₂	ტანგბადი O ₂	ახოტი N ₂	ნაცარი	ტანი	უმაღლესი	უდაბლესი	
ნავთობი	87,4	12,5	0,1	—	—	—	10800	10100	132
სოლაროი ზეთი	85,7	13,3	1,0	—	—	—	10600	9950	126
ნავთი	84,9	14,4	0,7	—	—	—	11180	10400	152
ლიგროინი	85,1	14,3	0,6	—	—	—	11180	10400	—
ბენზინი	85,4	14,2	0,3	—	—	0,1	11170	10400	114
სპირტი	51,85	12,72	35,43	—	—	—	7100	6410	74
შენა	50,52	6,0	42,0	0,6	0,4-0,2	20	—	4850	—
ხია ნახშირი	85,0	3,0	7,0	16,0	—	15 ± 20	—	6800—7900	—
ანტრაციტი	86,45	2,0	2,2	—	5,9	3,75	—	7484	—

ცხრილი 3

ხვადახვა ხარისხის მაკარი საწვავისაგან მიღებული გენერატორული აირის შედგენილობა

საწვავის დასახელება	აირის შედგენილობა პროცენტობით						უმაღლესი თბოუნარიანობა კალ/კგ-ში
	ნახშირბადი CO	წყალბადი H ₂	მეთანი CH ₄	ტანგბადი O ₂	ნახშირორბადი CO ₂	ახოტი N ₂	
შენა	19,5	16,3	2,5	1,7	9,8	50,2	1224
იის ნახშირის ბრიკეტები	19,3	6,8	2,0	0,1	7,7	64,1	930
ხის ნახშირი	28,7	4,6	1,8	—	2,6	62,3	1142
ანტრაციტი	27,8	4,5	1,3	—	2,5	63,9	1070

ბრავის ცილინდრში მიმდინარეობს სხვადასხვა სახის რეაქციები, რომლებსაც თან სდევს შესაბამისი სითბური ეფექტი. ეგზოთერმული რეაქციების დროს წარმოებს სითბოს გამოყოფა, ხოლო ენდოთერმული რეაქციის დროს — სითბოს შთანთქმა.

ქვემოთაა მოცემული მე-4 ცხრილში ნაჩვენებია ზოგიერთი რეაქციის სითბური ეფექტის სიდიდე 17°C ტემპერატურისა და მუდმივი წნევის პირობებისათვის.

ცხრილი 4

ზოგიერთი რეაქციის სითბური ეფექტის ხიჯიჯები

რეაქციის დასახელება	ქიმიური ფორმულა	სითბური ეფექტი Q_p კალ/ბოლი
ნაპირბაღის წვა .	$\text{C} + \text{O}_2 = \text{CO}_2$	+97 640
ნაპირბაღის შექმნა .	$\text{C} - \frac{1}{2} \text{O}_2 = \text{CO}$	-29 640
ნაპირბაღის წვა	$\text{CO} + \frac{1}{2} \text{O}_2 = \text{CO}_2$	-68 000
წყალბადის წვა .	$\text{H}_2 + \frac{1}{2} \text{O}_2 = \text{H}_2\text{O}$	-57 550
მეთანის შექმნა .	$\text{C} + 2\text{H}_2 = \text{CH}_4$	+20 540
მეთანის წვა	$\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 = \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$	+21 274
წყლის აირის შექმნა .	$\text{CO} + \text{H}_2\text{O} = \text{CO}_2 + \text{H}_2$	-10 450
ნაპირბაღის დაშლა .	$\text{C} + \text{CO}_2 = 2\text{CO}$	-38 360
ახოტის განგის შექმნა	$\text{N}_2 + \text{O}_2 = 2\text{NO}$	-43 200
წყლის ორთქლის დაშლა .	$\text{C} + \text{H}_2\text{O} = \text{CO} + \text{H}_2$	-27 190

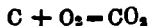
წყის რეაქციები და წვისაღვის ხაჭირო ზაერის რაოდენობა

შევეების ბროცესის განმავლობაში ცილინდრში შედის განსაზღვრული რაოდენობის საწვავი და ამ საწვავის წვისათვის საჭირო ეანგბადი (ატმოსფერულ ჰაერთან ერთად).

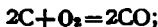
ცილინდრში მოხვედრილი ეანგბადის რაოდენობაზე დამოკიდებულებით წვა შეიძლება იყოს სრული ან არასრული. სრული წვის შემთხვევაში წვის შედეგად მიიღება ნაპირბაღის ეანგბადი CO_2 და წყლის ორთქლი H_2O ; არასრული წვის დროს, ეანგბადის დინაკლისის გამო, ნაპირბაღის ნაწილი დაიწვება CO_2 -ად, ნაწილი კი CO -დ.

საწვავის წვა შეიძლება წარმოვიდგინოთ შემდეგი რეაქციების სახით:

ნახშირბადისათვის



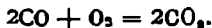
და



წყალბადისათვის



ნახშირორჟანგისათვის



თუ მხედველობაში მივიღებთ საწყვავის შემადგენელი ელემენტების ატომურ წონებს, ზემომოყვანილი რეაქციების საფუძველზე ადვილად განვსაზღვრავთ წვისათვის საჭირო ენგბადის რაოდენობას. მაგალითად, თუ გავიხსენებთ, რომ ნახშირბადის ატომური წონაა 12, ენგბადისა კი—16, პირველი რეაქციის საფუძველზე გვექნება:

$$12 \text{ კგ } C + 32 \text{ კგ } O_2 = 44 \text{ კგ } CO_2.$$

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

შედეგად მივიღებთ $\frac{44}{12} = \frac{11}{3}$ კგ ნახშირორჟანგს.

ასეთი წესით დამუშავებული რეაქციები მოყვანილია მე-5 ცხრილში.

წვის რეაქციები

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

ცხრილი 5

ნახშირბადის რაოდენობა კგ-ით	ენგბადის საჭირო რაოდ.		წვის შედეგად მიღებული CO_2 -ის რაოდენობა	
	კგ-ით	მოლებში	კგ-ით	მოლებში
12	32	1	44	1
1	$\frac{32}{12} = \frac{8}{3}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{44}{12} = \frac{11}{3}$	$\frac{1}{12}$
	$\frac{8}{3}$ გრ	$\frac{1}{12}$ გრ	$\frac{11}{3}$ გრ	$\frac{1}{12}$ გრ

2. წყალბადის წვა ($2H_2 + O_2 = 2H_2O$)

წყალბადის რაოდენობა კგ-ით	ენგბადის საჭირო რაოდენობა		წვის შედეგად მიღებული H_2O -ის რაოდენობა	
	კგ-ით	მოლებში	კგ-ით	მოლებში
4	32	1	36	2
1	$\frac{32}{4} = 8$	$\frac{1}{4}$	$\frac{36}{4} = 9$	$\frac{1}{2}$
$8\text{გ } H_2$	$8\text{გ } H_2$	$\frac{1}{4}\text{გ } H_2$	$9\text{გ } H_2O$	$\frac{1}{2}\text{გ } H_2O$

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

ნახშირბადის რაოდენობა კგ-ით	ქანგბადის საჭირო რაოდენობა		წვის შედეგად მიღებული CO-ს რაოდენობა	
	კგ-ით	მოლებში	კგ-ით	მოლებში
24	32	1	56	2
1	$\frac{32}{24} = \frac{4}{3}$	$\frac{1}{24}$	$\frac{56}{24} = \frac{7}{3}$	$\frac{2}{12}$
y	$\frac{4}{3} y$	$\frac{y}{24}$	$\frac{7}{3} y$	$\frac{y}{12}$

საინტერესოა ის გარემოება, რომ ნახშირბადის არასრული წვით, განახევრებული რაოდენობის ქანგბადის ხარჯვის დროს, მიიღება წვის პროდუქტების ისეთივე რაოდენობა, რამდენსაც მივიღებთ იმავე ნახშირბადის სრული წვის შედეგად. ასე, მაგალითად, 1 კგ ნახშირბადის სრული წვისათვის საჭიროა $\frac{1}{12}$ მოლი ქანგბადი და წვის შედეგად მიიღება $\frac{1}{12}$ მოლი წვის პროდუქტები; იმავე რაოდენობის ნახშირბადის არასრული წვისათვის საჭიროა $\frac{1}{24}$ მოლი ქანგბადი და წვის შედეგად მიიღება იმავე რაოდენობის

($\frac{1}{12}$ მოლი) წვის პროდუქტები. ეს გარემოება ხელს უწყობს იმას, რომ შიგაწვის ძრავას მაქსიმალური სიმძლავრის განვითარება შეუძლია ჰაერის ნაწილობრივი დანაკლისის დროს. უხადია, რომ ასეთი გზით სიმძლავრის ზრდასთან სდევს საწვავის ხარჯის გადიდება.

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

აუ გვეცოდინება, რომ 1 კგ საწვავი შეიცავს g_c კგ ნახშირბადს, g_{H_2} კგ წყალბადს და g_{O_2} კგ ქანგბადს, მაშინ მოყვანილი ცხრილის მონაცემების საფუძველზე ადვილად შეიძლება ვიანგარიშოთ 1 კგ საწვავის სრული წვისათვის საჭირო ქანგბადის რაოდენობა. ქანგბადის აღნიშნული რაოდენობა გამოისახება.

წონის ერთეულებში

$$O' = \frac{8}{3} g_c + 8g_{H_2} - g_{O_2} \cdot \frac{\text{კგ ქანგბადი}}{\text{კგ საწვავი}} \quad (33)$$

მოცულობითის ერთეულებში

$$O'_1 = \frac{g_c}{12} + \frac{g_{H_2}}{4} - \frac{g_{O_2}}{32} \cdot \frac{\text{მოლი ქანგბადი}}{\text{კგ საწვავზე}} \quad (34)$$

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

წონითს ერთეულებში

$$l_0 = \frac{O'}{0,23} = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} g_c + 8g_{H_2} - g_{O_2} \right) \frac{\text{კგ ჰაერი}}{\text{კგ საწვავზე}} \quad (35)$$

მოცულობითს ერთეულებში

$$L_0 = \frac{O'_1}{0,21} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{g_c}{12} + \frac{g_{H_2}}{4} - \frac{g_{O_2}}{32} \right) \frac{\text{მოლი ჰაერი}}{\text{კგ საწვავზე}} \quad (36)$$

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

$$L_0 = \frac{l_0}{28,96} \approx \frac{l_0}{29} \frac{\text{მოლი ჰაერი}}{\text{კგ საწვავზე}} \quad (37)$$

თუ ძრავა მუშაობს აიროვანი საწვავით, მაშინ ანგარიშობენ ეანგბადის და ჰაერის იმ რაოდენობას, რომელიც საჭიროა 1 მოლი აიროვანი საწვავის სრული წვისათვის. ასეთი განგარიშების დროს მხედველობაში უნდა გვქონდეს, რომ ერთი მოლი H_2 -ს ან CO -ს დასაწვავად საჭიროა 0,5 მოლი ეანგბადი, ხოლო 1 მოლი C_mH_n სახის ნახშირწყალბადის დასაწვავად $m + \frac{n}{4}$

მოლი ეანგბადი. ასე, მაგალითად, თუ გვექნება აიროვანი საწვავი შედგენილობით: CO , H_2 , C_mH_n , CO_2 , O_2 და N_2 , მაშინ მის დასაწვავად საჭირო ეანგბადის რაოდენობა იქნება:

$$O' = 0,5(CO + H_2) + \left(m + \frac{n}{4} \right) C_mH_n - O_2 \frac{\text{მოლი ეანგბადი}}{\text{მოლ საწვავზე}} \quad (38)$$

ხოლო ჰაერის რაოდენობა:

$$L_1 = \frac{1}{0,21} 0,5(CO + H_2) + \left(m + \frac{n}{4} \right) C_mH_n - O_2 \frac{\text{მოლი ჰაერი}}{\text{მოლ საწვავზე}} \quad (39)$$

ძრავის დანაშნულებისა და ტიპის მიხედვით წვა შეიძლება მიმდინარეობდეს ჰაერის დანაკლისით ან სიჭარბით. ამის მიხედვით თხევადი საწვავით მომუშავე ძრავასათვის ჰაერის ნამდვილი რაოდენობა იქნება (გამოსახული მოლეგებში)

$$\alpha L_0,$$

სადაც α არის ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი და წარმოადგენს ჰაერის ნამდვილი რაოდენობის შეფარდებას წვისათვის საჭირო ჰაერის თეორიულად აუცილებელ რაოდენობასთან.

ძრავას მუშაობის დროს ცილინდრში შედის ჰაერი და საწვავი, რის გამო 1 კგ თხევადი საწვავის შესაბამისი ახალი მუხტი იქნება:

$$M_0 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_b} r$$

სადაც m_6 არის საწვავის მოლკულური წონა.

ხშირად, გამოთვლების გამარტივების მიზნით, სიდიდეს $\frac{1}{m_6}$. მისი სიმ-
ცირის გამო, მხედველობაში არ იღებენ და უშვებენ, რომ

$$M_0 = z L_0.$$

ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტის სიდიდე შეტად დიდ გავლენას ახდენს წყის პროცესის მიმდინარეობაზე და ამის შედეგად ძრავას სიმძლავრესა და ეკონომიურობაზე.

მე-6 ცხრილში მოცემულია ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტის საშუალო სიდიდეები, რომლებიც მიღებულია თანამედროვე ძრავებისათვის.

ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტის შერჩევის დროს უნდა გავითვალისწინოთ ძრავას დანიშნულება.

ცხრილი 6

«-ს სიდიდეები სხვადასხვა ძრავებისათვის»

№	ძრავას დანიშნულება	z
1	ბენზინით მომუშავე ძრავები	0,85 : 1,05
2	ნავთით მომუშავე ძრავები	0,85 : 1,15
3	თვითაალებადი ძრავები	1,2 : 1,7
4	აირგენერატორული ძრავები	1,0 : 1,2
5	აიროვნი ააწვ-ვიჰი (ომუშავე ძრავები)	0,92 : 1,3
6	ძრავები ასანთი ბირთვით	2,0 : 2,5

კარბურატორიან ძრავებში z -ს დაბალი მნიშვნელობის დროს მიიღწევა ძრავას მაქსიმალური სიმძლავრე, მაღალი მნიშვნელობის დროს კი—მაქსიმალური ეკონომიურობა.

ჩვეულებრივად საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავისთვის ღებულობენ ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტის სიდიდეს დაბალ ზღვართან ახლოს. სატრაქტორო ძრავებში მეტი მნიშვნელობა ეალევა ეკონომიურობის გადიდებას, რის გამოც ასეთი ძრავების ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტი მაღალ ზღვარს უახლოვდება.

თვითაალებად ძრავებში z -ს სიდიდე განისაზღვრება საწვავი ნარევის შექმნის პროცესის ხარისხით. რაც უფრო უკეთესად წარმოებს საწვავი ნარევის შექმნის პროცესი, მით უფრო ნაკლები შეიძლება იყოს ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტი.

საქიროა აღვნიშნოთ, რომ z -ს მაღალი მნიშვნელობის დროს ცილინდრში შედის ჰაერის ჰარბი რაოდენობა, რომელიც გაცხელების შემდეგ ისევე გამოიღვენება ატმოსფეროში. ეს გარემოება, რასაკვირველია, ზრდის დანაკარგებს. გარდა ამისა, z -ს ზრდა ადიდებს ძრავის ცილინდრის ზომებსა და ძრავას წონას.

ცილინდრში შესული ახალი მუხტი შეერევა წინა ციკლის შემდეგ ცი-

ლინდრში დარჩენილ ნამუშევარ აირს. აირის რაოდენობა წვის დასაწყისში (ზედა მკვდარ წერტილში) იქნება

$$M_c = M_o + M_r, \quad (40)$$

სადაც M_r არის ნარჩენი აირის რაოდენობა.

თუ გავიხსენებთ, რომ $M_r = \gamma M_o$, მივიღებთ

$$M_c = M_o (1 + \gamma), \quad (41)$$

სადაც γ არის ნარჩენი აირის კოეფიციენტი

წვის პროდუქტების შედგენილობა

წვის პროდუქტების შედგენილობა დამოკიდებულია ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის სიდიდებზე.

როდესაც ენგბადის რაოდენობა საკმარისია საწვავის სრული წვისათვის, ე. ი. როდესაც $\alpha \geq 1$, წვის პროდუქტებში მიიღება ნახშირორჟანგი CO_2 , წყლის ორთქლი H_2O , აზოტი N_2 და ქარბი ენგბადი O_2 .

1 კგ საწვავის წვის პროდუქტების რაოდენობის გამოსათვლელად შეიძლება დავწეროთ ტოლობები:

წონით ერთეულებში

$$G_{air} = G_{CO_2} + G_{H_2O} + G_{N_2} + G_{O_2} \text{ კგ}; \quad (42)$$

მოცულობით ერთეულებში (მოლებში)

$$M_{air} = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2} \text{ მოლი}, \quad (43)$$

სადაც G_{CO_2} , G_{H_2O} , G_{N_2} და G_{O_2} არის ნახშირორჟანგის, წყლის ორთქლის, აზოტისა და ენგბადის რაოდენობა კგ-ში;

M_{CO_2} , M_{H_2O} , M_{N_2} და M_{O_2} — ნახშირორჟანგის, წყლის ორთქლის, აზოტისა და ენგბადის რაოდენობა მოლებში.

ზემოგანხილული რეაქციების საფუძველზე (ცხრილი 5) გვექნება:

$$G_{CO_2} = \frac{11}{3} g_c \text{ კგ/კგ}; \quad M_{CO_2} = \frac{g_c}{12} \text{ მოლი/კგ};$$

$$G_{H_2O} = 9 g_{H_2} \text{ კგ/კგ}; \quad M_{H_2O} = \frac{g_{H_2}}{2} \text{ მოლი/კგ};$$

$$G_{N_2} = 0,77 \alpha l_0 \text{ კგ/კგ}; \quad M_{N_2} = 0,79 \alpha L_0 \text{ მოლი/კგ};$$

$$G_{O_2} = 0,23 l_0 (\alpha - 1) \text{ კგ/კგ}; \quad M_{O_2} = 0,21 L_0 (\alpha - 1) \text{ მოლი/კგ}.$$

მიღებულ გამოსახულებათა შეტანა (42) და (43) ტოლობებში გვაძლევს:

$$G_{air} = \frac{11}{3} g_c + 9 g_{H_2} + 0,77 \alpha l_0 + 0,23 l_0 (\alpha - 1) \text{ კგ/კგ} \quad (44)$$

$$M_{air} = \frac{g_c}{12} + \frac{g_{H_2}}{2} + 0,79 \alpha L_0 + 0,21 L_0 (\alpha - 1) \text{ მოლი/კგ} \quad (45)$$

უქანასკნელი ტოლობა ასე შეიძლება გამოვსახოთ:

$$M_{არ} = \frac{g_c}{12} + \frac{g_{H_2}}{2} + 0,79 \alpha L_0 + 0,21 \alpha L_0 - 0,21 L_0 =$$

$$= \frac{g_c}{12} + \frac{g_{H_2}}{2} + \alpha L_0 - 0,21 L_0 \text{ მოლი/კგ.}$$

აუ მიღებული ტოლობის უქანასკნელ წვერში L_0 -ის მაგიერ შევიტანთ მის გამოსახულებას (36) ტოლობის მიხედვით, საბოლოოდ მივიღებთ:

$$M_{არ} = \alpha L_0 + \frac{g_{H_2}}{4} + \frac{g_{O_2}}{32} \text{ მოლი/კგ.} \quad (46)$$

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

ასეთ შემთხვევაში წვის პროდუქტების შედგენილობის საანგარიშოდ წინასწარ უნდა გამოვარკვეოთ, თუ 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 ასოთი x , ხოლო ის ნაწილი, რომელიც იწვის CO -დ, y ასოთი. მაშინ გვექნება:

$$x + y = g_c. \quad (47)$$

ამ შემთხვევაში 1 კგ საწვავის დასაწვავად საჭირო ეანგბადის რაოდენობა გამოისახება:

$$O' = \frac{8}{3} x + \frac{4}{3} y + 8 g_{H_2} - g_{O_2} \frac{\text{კგ ეანგბადი}}{\text{კგ საწვავზე}}. \quad (48)$$

ზეორე მხრივ, ეანგბადის იგივე რაოდენობა წარმოადგენს

$$O' = 0,23 \alpha l_0. \quad (49)$$

ამ განტოლებების მარჯვენა მხარეების განტოლებით მივიღებთ

$$\frac{8}{3} x + \frac{4}{3} y + 8 g_{H_2} - g_{O_2} = 0,23 \alpha l_0.$$

რონელშიც $x = g_c - y$ სიდიდის ჩასმა მოგვცემს

$$\frac{8}{3} g_c - \frac{8}{3} y + \frac{4}{3} y + 8 g_{H_2} - g_{O_2} = 0,23 \alpha l_0;$$

მაგრამ

$$\frac{8}{3} g_c + 8 g_{H_2} - g_{O_2} = 0,23 l_0,$$

რის გამო

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

საიდანაც:

$$y = \frac{3}{4} 0,23 l_0 (1 - \alpha) \approx 0,173 l_0 (1 - \alpha) \text{ კგ ნახშირბადი} \quad (50)$$

და

$$x = g_c - y = g_c - 0,173 l_0 (1 - \alpha) \text{ კგ ნახშირბადი} \quad (51)$$

მიღებულ განტოლებებში ჰაერის ხარჯი გამოსახულია კგ-ში; თუ ჰაერის ხარჯს გამოვსახავთ მოლებში და გავიხსენებთ, რომ $l_0 \approx 29 l_0$, ვექვანება:

$$y = 5,04 L_0 (1 - \alpha) \text{ კგ ნახშირბადი} \quad (52)$$

და

$$x = g_c - 5,04 L_0 (1 - \alpha) \text{ კგ ნახშირბადი} \quad (53)$$

წვის რეაქციების საფუძველზე, წვის პროდუქტების რაოდენობის გამო-სათვლელად, შეიძლება დაიწეროს გამოსახულებები:

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

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

$$M_{H_2O} = \frac{g_{H_2}}{2} \text{ მოლი/კგ;}$$

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

წვის პროდუქტების მთლიანი რაოდენობა იქნება (იმ შემთხვევისათვის, როცა $\alpha < 1$).

$$\begin{aligned} M_{\Sigma} &= M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{N_2} = \\ &= \frac{g_c}{12} - 0,42 L_0 (1 - \alpha) + 0,42 L_0 (1 - \alpha) + \frac{g_{H_2}}{2} + 0,79 \alpha L_0 = \\ &= \frac{g_c}{12} + \frac{g_{H_2}}{2} + 0,79 \alpha L_0 \text{ მოლი/კგ.} \end{aligned}$$

ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის კრიტიკული მნიშვნელობის მისაღებად (53) ტოლობაში შევიტანოთ $x=0$, რაც მოგვცემს:

$$g_c = 5,04 L_0 (1 - \alpha_{კრ})$$

საიდანაც:

$$\alpha_{კრ} = 1 - \frac{g_c}{5,04 L_0}. \quad (54)$$

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

თუ მომუშავე კარბურატორიან ძრავაში α -ს სიდიდეს კრიტიკულზე ქვე-

მთ შვეამცირებთ, მაშინ ნახშირბადის ნაწილი სრულიად დაუწვავი დარჩება და საბოლოო მილიდან გამოვა კვარტლის სახით. ამ დროს ძრავა იწყებს არამდგრად მუშაობას და მნიშვნელოვნად მცირდება ძრავას სიმძლავრე და ეკონომიურობა.

აღსანიშნავია, რომ თვითაალებად ძრავაში ასეთი მოვლენები აკრ-ზე უფრო ადრე იწყება.

თუ $\alpha \geq 1$, მაშინ წვის პროდუქტები 1 მოლი აიროვანი საწვავისათვის გამოისახება ტოლობებით:

$$M'_{CO_2} = CO + CO_2 + C_m H_n \text{ მოლი/მოლი.}$$

$$M'_{H_2O} = H_2 + C_m H_n \frac{n}{2} \text{ მოლი/მოლი:}$$

$$M'_{N_2} = 0,79 \alpha L_0 + N_2 \text{ მოლი/მოლი:}$$

$$M'_{O_2} = 0,21 (\alpha - 1) L_0 \text{ მოლი/მოლი.}$$

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

$$M'_{არ} = M'_{CO_2} + M'_{H_2O} + M'_{N_2} + M'_{O_2} \text{ მოლი/მოლი.} \quad (55)$$

წვის დასასრულს ცილინდრში იმყოფება წვის ახალი პროდუქტები ($M'_{არ}$) და დანარჩენი აირი (M_r). ამრიგად, აირის რაოდენობა წვის დასასრულს იქნება

$$M_2 = M_{არ} + M_r. \quad (56)$$

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

მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი

წვის განმავლობაში აირის შედგენილობის ცვალებადობის გამო იცვლება აირის 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 კოეფიციენტით.

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

$$\mu_0 = \frac{M_{არ}}{M_0}. \quad (57)$$

მაგრამ წვის დასაწყისში ცილინდრში ახალ მუხტთან ერთად, იმყოფება ნარჩენი აირი, რომელიც წვის განმავლობაში უცვლელი რჩება. აირის მოლთა რიცხვის ცვალებადობაზე სრული წარმოდგენისათვის საჭიროა მხედველობაში მივიღოთ ნარჩენი აირები (მთუხედავად იმისა, რომ მათი მოლეკულური ცვალებადობა არ ხდება) და ავიღოთ წვის დასასრულს აირის მთლიანი რაოდენ-

ნობის (M_z) შეფარდება წვის დასაწყისში აირის რაოდენობასთან (M_r). ასეთ შეფარდებას ნამდვილი მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი (μ) ეწოდება.

მაშასადამე, შეიძლება დავწეროთ:

$$\mu = \frac{M_z}{M_r} \quad (58)$$

ვინაიდან

$$M_z = M_{A_0} + M_r \quad \text{და} \quad M_c = M_0 + M_r,$$

გვეცნება:

$$\mu = \frac{M_{A_0} + M_r}{M_0 + M_r} \quad (59)$$

აუ მიღებული ტოლობის მრიცხველსა და მნიშვნელს გაეყოფთ M_0 -ზე და გავიხსენებთ, რომ ნარჩენი აირის კოეფიციენტი $\gamma = \frac{M_r}{M_0}$, მივიღებთ მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტის ახალ გამოსახულებას:

$$\mu = \frac{\frac{M_{A_0}}{M_0} + \frac{M_r}{M_0}}{\frac{M_0}{M_0} + \frac{M_r}{M_0}} = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma} \quad (60)$$

μ_0 -ის გამოსათვლელად საკმარისია ვიანგარიშოთ M_0 და M_{A_0} ზემომოყვანილი ტოლობების მიხედვით. მაგალითად, თხევადი საწვავისათვის ნარჩენებში იყო, რომ $M_0 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_0} \approx \alpha L_0$; თუ ამასთანავე M_{A_0} სიდიდეებს ავიღებთ (46) ფორმულის მიხედვით, მაშინ გვექნება:

თხევადი საწვავისათვის, როცა $\alpha \geq 1$

$$\mu_0 = \frac{\alpha L_0 + \frac{g_{H_2}}{4} + \frac{g_{O_2}}{32}}{\alpha L_0 + \frac{1}{m_0}} \approx \frac{\alpha L_0 + \frac{g_{H_2}}{4} + \frac{g_{O_2}}{32}}{\alpha L_0} \quad (61)$$

თხევადი საწვავისათვის, როცა $\alpha < 1$

$$\begin{aligned} \mu_0 &= \frac{\alpha L_0 + \frac{g_{H_2}}{4} + \frac{g_{O_2}}{32} + 0,21 L_0(1-\alpha)}{\alpha L_0 + \frac{1}{m_0}} \approx \\ &\approx \frac{\alpha L_0 + \frac{g_{H_2}}{4} + \frac{g_{O_2}}{32} + 0,21 L_0(1-\alpha)}{\alpha L_0} \end{aligned} \quad (62)$$

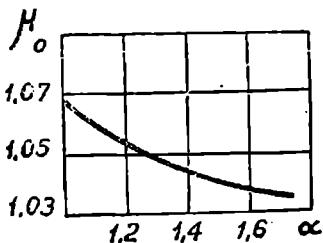
საკდელი გაანგარიშებები ადასტურებენ, რომ თხევადი საწვავისათვის, α -ს უკველგვარი მნიშვნელობის დროს, $\mu_0 > 1$.

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

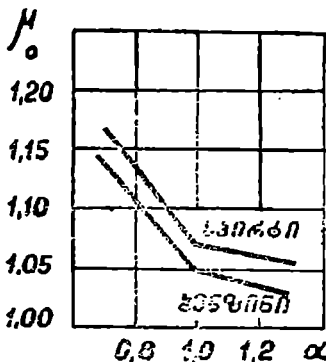
35-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ქიმიური მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტის დამოკიდებულება ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტზე, ხოლო 36-ე ნახაზზე—ასეთივე დამოკიდებულება დიზელის საწვავისათვის.

დიაგრამებიდან ჩანს, რომ ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტის ზრდა ქიმიური მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტის შემცირებას იწვევს.

ცხადია, რომ რაც უფრო მეტია μ_0 , მით უფრო მეტი იქნება ძრავას სიმძლავრე, რაც იმით აიხსნება, რომ μ_0 -ის ზრდა იწვევს აირის კუთრი მოცულობის და, მაშასადამე, წნევის ზრდას წვის დასასრულს.



ნახ. 36. μ_0 -ის ცვალებადობა α -ზე დამოკიდებულებით დიზელის საწვავისათვის



ნახ. 35. μ_0 -ის ცვალებადობა α -ზე დამოკიდებულებით

აირის საშუალო მოლური თბოტევადობა

სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც საჭიროა ერთეული რაოდენობის ნივთიერების გასაცხელებლად ერთი გრადუსით, ნივთიერების თბოტევადობა ეწოდება.

ერთმანეთისაგან არჩევენ ქვეშაირიტ და საშუალო თბოტევადობებს; ჩვენ განვიხილავთ მხოლოდ საშუალო თბოტევადობას.

თბოტევადობა შეიძლება შეუფარდოთ ნივთიერების სხვადასხვა რაოდენობას, მაგალითად, ერთ კილოგრამს,

ერთ მოლს ან ერთ კუბურ მეტრს.

ძრავას სითბური გაანგარიშებისათვის ხელსაყრელია გამოვიყენოთ ერთ მოლ აირთან შეფარდებული ე. წ. მოლური თბოტევადობა.

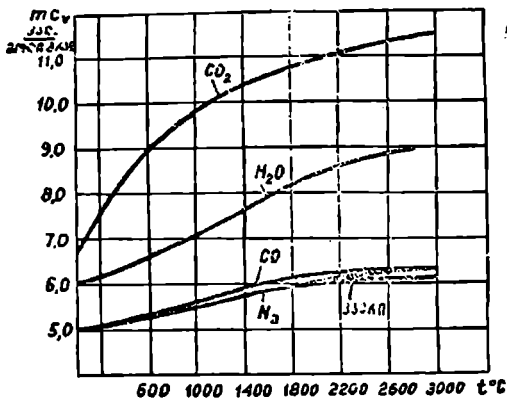
სითბური გაანგარიშების დროს საჭიროა ვიცოდეთ როგორც მუდმივი მოცულობის (mc_v), ისე მუდმივი წნევის (mc_p) პირობებში თბოტევადობათა მნიშვნელობები.

ჩვეულებრივად საცნობარო მონაცემებში მოყავთ ამა თუ იმ აირის თბოტევადობის სიდიდე მუდმივი მოცულობის დროს, ხოლო საჭიროების შემთხვევაში ანგარიშობენ მუდმივი წნევის დროს თბოტევადობის სიდიდეს ცნობილი დამოკიდებულებიდან:

$$mc_p = mc_v + 1,985 \frac{\text{ქალ}}{\text{კგ მოლი გრ}} \quad (63)$$

აბორტევალობის სიდიდეს არკვევენ ექსპერიმენტული წესით. ყველაზე ზუსტად უნდა ჩაითვალოს სპექტროსკოპული მონაცემებით გამოთვლილი თბორტევალობები.

37-ე ნახაზზე ნაჩვენებია გრაფიკი გამოსახავს მუდმივი მოცულობის დროს ზოგიერთი აირის საშუალო მოლური თბორტევალობის ცვალებადობას ტემპერატურაზე დამოკიდებულებით. გრაფიკი აგებულია გაზომვით მიღებული მონაცემების საფუძველზე.



ნაზ. 37. ზოგიერთი აირის საშუალო მოლური თბორტევალობის დამოკიდებულება ტემპერატურაზე

შესაძლებელი გახდეს საკმარისი სიზუსტით სწორხაზობრივი დამოკიდებულების მიღება. ეს გარემოება ძალიან ამარტივებს ძრავას თბურ გაანგარიშებას.

ძრავას გაანგარიშებისათვის საცხებით საკმარისია ტემპერატურის ცვალებადობის ინტერვალი 0°-დან 3000°C-მდე. ჩვეულებრივად ამ ინტერვალს ორად ყოფენ: 0°-დან 1500°C-მდე და 1500°-დან 3000°C-მდე და ამ დანაყოფებზე ლებულობენ სწორხაზობრივი დამოკიდებულების პირობას (გამონაკლისს წარმოადგენს CO₂-ს თბორტევალობა 0°-დან 1500°C-მდე).

მიღებული პირობის საფუძველზე ზოგადად შეიძლება დავწეროთ:

$$mc_v = a + bt. \quad (64)$$

a და b კოეფიციენტების მნიშვნელობები მოცემულია ამა თუ იმ აირისათვის შედგენილ ემპირიულ ფორმულაში.

ქვემოთ მოგვყავს ზოგიერთი აირის თბორტევალობის გამოსათვლელი ფორმულები.

ტემპერატურისათვის 0°-დან 1500°C-მდე

ჰერისათვის	$\begin{cases} mc_v = 4,934 + 0,000613 t; \\ mc_p = 6,919 + 0,000613 t; \end{cases}$
აზოტისათვის (N ₂)	
	$\begin{cases} mc_v = 4,934 + 0,000613 t; \\ mc_p = 6,919 + 0,000613 t; \end{cases}$

პრაქტიკული გამოთვლების დროს გრაფიკით ან ცხრილით სარგებლობა საკმაოდ რთულია. ამიტომ ხელსაყრელია მონაცემების შესაბამისად ემპირიული ფორმულების შედგენა.

საკითხის გამარტივების მიზნით ხელსაყრელია ტემპერატურისაგან თბორტევალობის ცვალებადობის მრუდი დავყოთ ცალკეულ უბნებად ისე, რომ მოცემულ უბანზე

$$\begin{aligned} \text{ჯანგბადისათვის (O}_2\text{)} & \begin{cases} mc_v = 5,074 \div 0,000813 \text{ t;} \\ mc_p = 7,059 \div 0,000813 \text{ t;} \end{cases} \\ \text{ნახშირორქანგისათვის (CO}_2\text{)} & \begin{cases} mc_v = 6,624 + 4,848 \cdot 10^{-3} \text{ t} - 1,533 \cdot 10^{-6} \text{ t;} \\ mc_p = 8,609 + 4,848 \cdot 10^{-3} \text{ t} - 1,533 \cdot 10^{-6} \text{ t;} \end{cases} \\ \text{ნახშირქანგისათვის (CO)} & \begin{cases} mc_v = 4,954 + 0,000673 \text{ t;} \\ mc_p = 6,939 + 0,000673 \text{ t;} \end{cases} \\ \text{წყლის ორთქლისათვის (H}_2\text{O)} & \begin{cases} mc_v = 5,869 - 0,0013 \text{ t;} \\ mc_p = 7,854 + 0,0013 \text{ t;} \end{cases} \end{aligned}$$

ტემპერატურისათვის 1501°-დან 3000°C-მდე

$$\begin{aligned} \text{ჰაერისათვის} & \begin{cases} mc_v = 5,36 \div 0,00034 \text{ t;} \\ mc_p = 7,345 \div 0,00034 \text{ t;} \end{cases} \\ \text{აზოტისათვის (N}_2\text{)} & \begin{cases} mc_v = 5,36 \div 0,00033 \text{ t;} \\ mc_p = 7,345 \div 0,00033 \text{ t;} \end{cases} \\ \text{ჯანგბადისათვის (O}_2\text{)} & \begin{cases} mc_v = 5,646 - 0,000372 \text{ t;} \\ mc_p = 7,631 + 0,000372 \text{ t;} \end{cases} \\ \text{ნახშირორქანგისათვის (CO}_2\text{)} & \begin{cases} mc_v = 9,52 \div 0,00076 \text{ t;} \\ mc_p = 11,505 \div 0,00076 \text{ t;} \end{cases} \\ \text{ნახშირქანგისათვის (CO)} & \begin{cases} mc_v = 5,547 - 0,000275 \text{ t;} \\ mc_p = 7,532 + 0,000275 \text{ t;} \end{cases} \\ \text{წყლის ორთქლისათვის (H}_2\text{O)} & \begin{cases} mc_v = 6,5 \div 0,000933 \text{ t;} \\ mc_p = 6,485 \div 0,000933 \text{ t.} \end{cases} \end{aligned}$$

ნოყვანილი ფორმულების სიზუსტე იძლევა ზღვრებში $\pm 2\%$.

ტემპერატურის აღებული ინტერვალისათვის მიღებულ იყო სწორხაზობრიობის პირობა $mc_v = a + bT$, ან აბსოლუტური სკალის მიხედვით $mc_v = a' - bT$. ამასთანავე $a' = a - \Delta a$, სადაც $\Delta a = 2 \cdot 273 \cdot b = 546 b$. ამ დამოკიდებულებებიდან ვღებულობთ $t^\circ C$ სკალისათვის გამოსახული თბოტევადობის საანგარიშო ფორმულის აბსოლუტური სკალისათვის გარდაქმნის წესს. ამისათვის საჭიროა პირველი a კოეფიციენტი შევამციროთ $546 \cdot b$ სიდიდით. ამის შესაბამისად, ნაგალითად ვღებულობთ:

$$\begin{aligned} \text{ჰაერისათვის} & \begin{cases} mc_v = 4,934 + 0,000613 \text{ t;} \\ mc_p = 4,599 + 0,000613 \text{ T} \end{cases} \\ & [4,934 - (0,000613 \cdot 546) = 4,599]. \\ \text{წყლის ორთქლისათვის} & \begin{cases} mc_v = 5,869 - 0,0013 \text{ t} \\ mc_p = 5,159 + 0,0013 \text{ T} \end{cases} \\ & [5,869 - (0,0013 \cdot 546) = 5,159] \text{ და ა. შ.} \end{aligned}$$

იმ შემთხვევაში, როდესაც მოცემული გვაქვს სხვადასხვა აირისაგან შემდგარი ნარევი, მაშინ საანგარიშო თბოტრევალობა გამოისახება ტოლობით $mc_v = A + BT$; სადაც A და B ნარევი შემავალი ცალ-ცალკე აირების თბოტრევალობის ნუღმივი კოეფიციენტის შეკრებით მიიღება.

მაგალითად, თუ გვაქვს ნარევი

$$M = M' + M'' + M''' ,$$

მაშინ ნარევის თბოტრევალობა იქნება:

$$mc_v = \frac{mc'_v M' + mc''_v M'' + mc'''_v M'''}{M} = A - BT, \quad (65)$$

სადაც: $mc'_v = a' + b'T$, M' აირის თბოტრევალობაა;

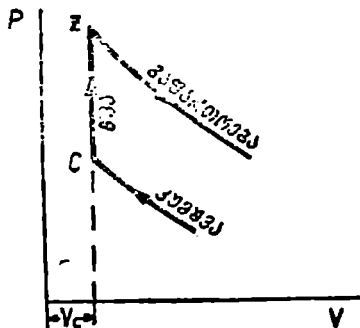
$mc''_v = a'' + b''T$, M'' აირის თბოტრევალობაა;

$mc'''_v = a''' + b'''T$, M''' აირის თბოტრევალობაა.

წვის განტოლება ხწრაფი წვის ციკლისათვის

წვის პროცესის განხილვის დროს საჭირო ხდება წვის დასასრულს აირის ტემპერატურისა და წნევის გამოთვლა, აირის ტემპერატურის საანგარიშოდ წინასწარ უნდა შევადგინოთ წვის განტოლება.

სწრაფი წვის ციკლით მომუშავე ძრავებში წვა იწყება ზედა მკვდარ წერტილზე ადრე და მთავრდება ზედა მკვდარი წერტილის შემდეგ; ამიტომ წვის პროცესის განხორციელება მუდმივი მოცულობის დროს შეუძლებელია და ნამდვილ ინდიკატორულ დიაგრამაზე წვის პროცესის შესაბამის ხაზს განსაზღვრული დახრა აქვს.



სახ. 38. სტემა წვის განტოლების შედგენისათვის.

გაანგარიშების გამარტივების მიზნით ამ გარემოებას მხედველობაში არ იღებენ და უშვებენ, რომ თითქოს ასეთ ძრავებში წვა იწყება და მთავრდება ზედა მკვდარ წერტილში. ინდიკატორული დიაგრამის ის ნაწილი, რომელიც გამოსახავს წვის პროცესს (CZ ხაზი), ნაჩვენებია 38-ე ნახაზზე. პირობით მიღებულია, რომ წვა იწყება C წერტილში და მთავრდება Z წერტილში ($V = c + \nu st$).

ვინაიდან წვის პროცესის განხილვაში აირები მუშაობას არ ასრულებენ, 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_H), რომელიც გამოიყოფა საწვავის წვით CZ პროცესის განხილვაში.

მაშასადამე, შეიძლება დავწეროთ

$$U_c + U_n = U_z \quad (65)$$

თუ გაანგარიშებას ჩავატარებთ 1 კგ თხევადი საწვავისათვის და გავიხსენებთ, რომ აირის რაოდენობა, ტემპერატურა და ზუღმივი მოცულობის დროს თბოტევადობა, ნამრავლის სახით, გვანდევს სითბოს რაოდენობას, გვექნება:

$$U_c = M_c T_c \cdot mc_{vc} = (M_0 + M_r) T_c mc_{vc}$$

და

$$U_z = M_z T_z mc_{vz} = (M_{\text{არ}} + M_r) T_z mc_{vz}$$

cz პროცესის განმავლობაში საწვავის წვა რომ ყოველგვარი დანაკარგების გარეშე ხდებოდეს, მაშინ წვის დროს გამოყოფილი სითბო (U_n) საწვავის თბოუნარიანობის (H_u) ტოლი იქნებოდა. მაგრამ პრაქტიკულად წვის განმავლობაში მუდამ ადგილი აქვს დანაკარგებს, რის გამო ყოველთვის $U_n < H_u$. როცა $\alpha < 1$ შეიძლება მივიღოთ

$$U_n = \xi H_u$$

სადაც ξ არის სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი.

მიღებული გამოსახულებების შეტანა (66) ტოლობაში მოგვცემს:

$$(M_0 + M_r) T_c mc_{vc} + \xi H_u = (M_{\text{არ}} + M_r) T_z mc_{vz} \quad (67)$$

ან

$$M_c T_c mc_{vc} + \xi H_u = M_z T_z mc_{vz} \quad (68)$$

თუ მიღებულ გამოსახულებას გავყოფთ M_c -ზე, მივიღებთ წვის განტოლების ახალ სახეს:

$$T_c mc_{vc} + \frac{\xi H_u}{M_c} = \frac{M_z}{M_c} T_z mc_{vz}; \quad (69)$$

მაგრამ, რადგანაც

$$M_c = M_0 + M_r = M_0 (1 + \gamma) \quad \text{და} \quad \frac{M_z}{M_c} = \mu,$$

ამიტომ

$$T_c mc_{vc} + \frac{\xi H_u}{M_0 (1 + \gamma)} = \mu T_z mc_{vz} \quad (70)$$

მიღებული წვის განტოლება შეიძლება გამოვიყენოთ თხევადი საწვავისათვის იმ შემთხვევაში, როცა $\alpha > 1$, თუ $\alpha < 1$, მაშინ საწვავის თბოუნარიანობას უნდა გამოვავლოთ სიდიდე ΔH_u , რომლის გამოყენება ეანგბადის დანაკლისის გამო შეუძლებელი იქნება. ამრიგად, როცა $\alpha < 1$, წვის განტოლება მიიღებს სახეს:

$$T_c mc_{vc} + \frac{\xi (H_u - \Delta H_u)}{M_0 (1 + \gamma)} = \mu T_z mc_{vz} \quad (71)$$

ΔH_u დამოკიდებულია იმაზე, თუ α რამდენად ნაკლებია ერთზე.

ΔH_u -ს სიდიდე შეიძლება ვიანგარიშოთ შემდეგი მოსაზრების საფუძველზე-

ზე. ჯანგბადის დანაკლისის გამო ნახშირბადის ნაწილი (y) იწვის CO-დ. საწვავის თბოუნარიანობის დანაკარგი იმ სითბოს ტოლი იქნება, რომელსაც C(1) გამოყოფდა CO₂-მდე დაწვის შემთხვევაში. მაგრამ ცნობილია, რომ ერთი მოლი CO წვის დროს CO₂-მდე გამოყოფს 67610 კალორიას ($2CO + O_2 = 2CO_2 + 135220$ კალ.), რის გამოც

$$\Delta H_u = 67610 M_{co},$$

მაგრამ ზემოთ ნაჩვენები იყო, რომ

$$M_{co} = 0,42 L_0 (1-\alpha)$$

და საბოლოოდ გვექნება

$$\Delta H_u = 67610 \cdot 0,42 L_0 (1-\alpha)$$

აბ

$$\Delta H_u = 28396 L_0 (1-\alpha). \quad (72)$$

აიროვანი საწვავის გამოყენების შემთხვევაში უფრო ხელსაყრელია წვის განტოლება დავწეროთ 1 მოლი აირისათვის. აიროვანი საწვავისათვის ხშირად მოკუმულთა 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 იძლევა გამოვარკვიოთ აირის ტემპერატურა წვის დასასრულს.

წვის განტოლების ამოხსნისათვის საჭიროა წინასწარ შევარჩიოთ სითბოს გამოყოფის (ξ) კოეფიციენტის სიდიდე.

ξ კოეფიციენტი ითვალისწინებს სითბოს ყველა დანაკარგს c წერტილიდან z წერტილამდე (გარდა სითბოს დანაკარგისა ჯანგბადის თეორიული დანაკლისის განო. აღსანიშნავია, რომ იმ დროსაც კი, როცა ჯანგბადის დანაკლისს ადგილი არა აქვს, 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 შევრებული საწვავი 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 რიცხვს ზრდით ξ კოეფიციენტი რამდენიმედ მცირდება.

ლატჯირთვის შემცირება აუარესებს წვის პროცესს და იწვევს ξ კოეფიციენტის შემცირებას.

აღნიშნულ პირობებზე დამოკიდებულებით ξ კოეფიციენტის სიდიდე თანამედროვე კარბურატორიანი ძრავებისათვის აიღება ზღვრებში $0,85 \div 0,95$ (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

$$T_c mc_{vc} + \frac{\xi H_u}{M_0(1+\gamma)} = S,$$

მაშინ წვის განტოლება მიიღებს სახეს:

$$\mu T_z mc_{vz} = S. \quad (73)$$

აირის შედგენილობის მიხედვით თბოტევადობის მუდმივი კოეფიციენტების შეკრება იძლევა:

$$mc_{vz} = A + BT_z,$$

რის შეტანით (73) ტოლობაში მივიღებთ:

$$\mu T_z (A + BT_z) = S$$

ან

$$\mu BT_z^2 + \mu AT_z - S = 0. \quad (74)$$

ამ კვადრატული განტოლების ამოხსნით განისაზღვრება ტემპერატურა წვის დასასრულს.

წნევა წვის დასასრულს. წვის დასასრულს აირის წნევის განსაზღვრისათვის დაეწეროთ c და z წერტილებისათვის (ნახ. 38) განტოლებები;

$$p_z V_z = 848 M_z T_z$$

და

$$p_c V_c = 848 M_c T_c.$$

პირველი განტოლების მეორე განტოლებაზე გაყოფით მივიღებთ

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{M_z T_z}{M_c T_c};$$

მაგრამ $V_z = V_c$ და $\frac{M_z}{M_c} = \mu$, ამიტომ

$$p_z = p_c \mu \frac{T_z}{T_c}. \quad (75)$$

მიღებული ტოლობა გვიჩვენებს, რომ რაც უფრო დიდია მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი μ , მით უფრო მეტია აირის წნევა წვის დასასრულს.

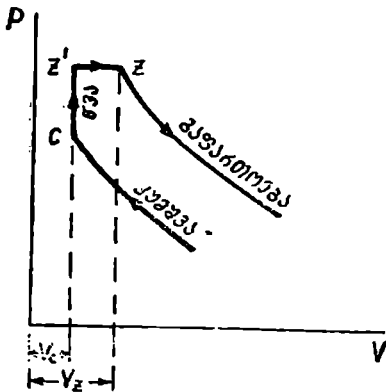
თანამედროვე კარბურატორიანი ძრავებისათვის საშუალოდ გამოდის:

$$T_z = 2300 \div 2800^\circ, \quad p_z = 25 \div 50 \text{ კგ/სმ}^2$$

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} = 2 \div 4 .$$

წვის განტოლება შერეული ციკლისათვის

შერეული ციკლი, რომლის მიხედვითაც მუშაობენ საავტოტრაქტორო თვითააღებადი ძრავები, ითვალისწინებს წვის ჯერ მუდმივი მოცულობის, ხოლო შემდეგ მუდმივი წნევის დროს. სინამდვილეში ადგილი აქვს ამ პირობიდან მნიშვნელოვან გადახრებს, რომლებსაც გაანგარიშებათა გამარტივების მიზნით ნხედველობაში არ იღებენ.



ნახ. 39. სქემა წვის განტოლების შედგენისათვის

ლდება ის სითბო (AL), რომელიც დაიხარჯება მუშაობის შესრულებაზე $z'z$ პროცესის განმავლობაში.

ნათქვამის საფუძველზე შეიძლება დაწეროთ

$$U_c + U_n - AL = U_z \tag{76}$$

თუ გაანგარიშებას ჩაეატარებთ 1 კგ საწვავისათვის, გვექნება:

$$U_c = M_c T_c m c_{vc} = (M_0 + M_r) T_c m c_{vc} , \tag{77}$$

$$U_z = M_z T_z m c_{vz} = (M_{0z} + M_r) T_z m c_{vz} \tag{78}$$

და

$$U_n = \xi H_n . \tag{79}$$

AL წარმოადგენს $z'z$ პროცესის განმავლობაში შესრულებული მუშაობის ეკვივალენტურ სითბოს; $z'z$ პროცესი სრულდება მუდმივი წნევის პირობებში, რის გამოთ

$$L = p_z V_z - p_z' V_z'$$

თუ გავიხსენებთ, რომ

$$P_z' = \lambda p_c \text{ და } V_z' = V_c,$$

გარდა ამისა, გვაქვს

$$p_z V_z = 848 M_z T_z$$

და

$$p_c V_c = 848 M_c T_c.$$

რის გამო:

$$I = 848 M_z T_z - 848 \lambda M_c T_c = 848 [M_z T_z - \lambda M_c T_c].$$

მიღებული მუშაობის ეკვივალენტური სიძობო იქნება:

$$AL = \frac{L}{427} = \frac{848}{427} [M_z T_z - \lambda M_c T_c] = 1,985 [M_z T_z - \lambda M_c T_c]. \quad (80)$$

წედგენილი გამოსახულებების შეტანა (76) ტოლობაში ვეძღვრებით:

$$M_c T_c m c_{vc} + \xi H_u - 1,985 [M_z T_z - \lambda M_c T_c] = M_z T_z m c_{vz},$$

ან

$$M_c T_c m c_{vc} + \xi H_u - 1,985 M_z T_z + 1,985 \lambda M_c T_c = M_z T_z m c_{vz},$$

ანდა

$$M_c T_c (m c_{vc} + \lambda 1,985) + \xi H_u = M_z T_z (m c_{vz} + 1,985).$$

თუ გავყოფთ განტოლებას M_c -ზე და გავიხსენებთ, რომ $m c_{vz} + 1,985 = m c_{pz}$, მივიღებთ

$$T_c (m c_{vc} + \lambda 1,985) + \frac{\xi H_u}{M_c} = \frac{M_z}{M_c} T_z m c_{pz}.$$

თუ შევცვლით $M_c = M_0 (1 + \gamma)$ და $\frac{M_z}{M_c} = \mu$. მივიღებთ წვის განტოლების საბოლოო გამოსახულებას

$$T_c (m c_{vc} + \lambda 1,985) + \frac{\xi H_u}{M_0 (1 + \gamma)} = \mu T_z m c_{pz}. \quad (81)$$

აი რის ტემპერატურა წვის დასასრულს. წვის განტოლების გადააწყვეტად საჭიროა წინასწარ შევარჩიოთ სიძობოს გამოყოფის კოეფიციენტი ξ . ისევე როგორც კარბურატორიანი ძრავებისათვის, ξ კოეფიციენტი შეირჩევა არსებული ძრავების გამოცდების შედეგების მიხედვით. მომუშავე ძრავას გამოცდის დროს ξ კოეფიციენტს არაკეფიენ ინდუკატორული დიაგრამებიდან, შებრუნებული გაანგარიშების ხერხით.

ფიზიკალური ძრავებისათვის შეიძლება მივიღოთ: $\xi = 0,7 \div 0,8$.

კარბურატორიანი ძრავასთან შედარებით ამ ძრავებისათვის ξ კოეფიციენტის ნაკლები სიდიდე აიხსნება პაერთან საწვავის უარესი შერევიით და წვის მეტი ხანგრძლივობით.

აი რის შედეგინლობაზე დამოკიდებულებით თბოტევადობის კოეფიციენტების შეკრება მოგვეცეს

$$m c_{pz} = A' + B' T_z.$$

კონკრეტული მაგალითისათვის, თუ აღვნიშნავთ:

$$T_c (mc_{pc} + \lambda 1,985) + \frac{\xi H_u}{M_c} = S',$$

გვექნება

$$S' = \mu T_z (A' + B' T_z)$$

ან

$$\mu B' T_z^2 + \mu A' T_z - S' = 0 \quad (82)$$

მიღებული კვადრატული განტოლების ამოხსნით განისაზღვრება ტემპერატურა წვის დასასრულს.

წნევა წვის დასასრულს. წვის დასასრულს აირის წნევის განსაზღვრის მიზნით დავწეროთ c და z წერტილებისათვის (ნახ. 39) განტოლებები:

$$p_z V_z = 848 M_z T_z$$

$$p_c V_c = 848 M_c T_c.$$

პირველი განტოლების მეორეზე გაყოფით ვღებულობთ

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{M_z T_z}{M_c T_c}.$$

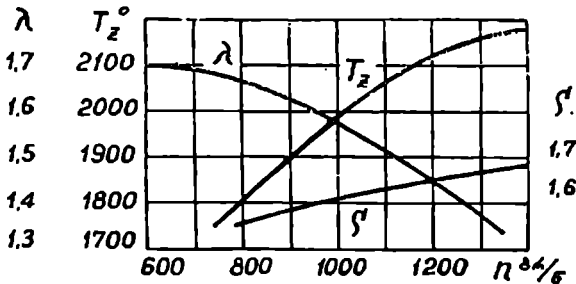
მაგრამ $\frac{V_z}{V_c} = \rho$ წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტია, ხოლო $\frac{M_z}{M_c} = \mu$ —

მოლეკულური ცვალებალობის კოეფიციენტი, ამიტომ

$$p_z = p_c \frac{\mu}{\rho} \frac{T_z}{T_c}. \quad (83)$$

თუ ცნობილია წნევის ზრდის კოეფიციენტი λ , მაშინ p_z შეიძლება განვანგარიშოთ ტოლობით

$$p_z = p_z' = \lambda p_c. \quad (84)$$



ნახ. 40. წვის პროცესის პარამეტრები (II-35)

თანამედროვე თვითააღებადი ძრავებისათვის დაახლოებით გამოდის:

$$T_z = 1800 \div 2300^\circ, \quad p_z = 45 \div 80 \text{ კგ/სმ}^2 \text{ და } \lambda = 1,2 \div 2,4$$

აირის მოცულობა წვის დასასრულს. თუ (83) ტოლობაში p_c -ს შევცვლით (84) ტოლობის მიხედვით მისი გამოსახულებით, მივიღებთ:

$$\lambda = \frac{\mu}{\rho} \frac{T_z}{T_c}$$

ან

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \frac{T_z}{T_c} \quad (85)$$

ვინაიდან წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტი $\mu = \frac{V_z}{V_c}$, ამიტომ აირის მოცულობა წვის დასასრულს იქნება

$$V_z = \frac{\mu}{\lambda} \frac{T_z}{T_c} V_c \quad (86)$$

მე-40 ნახაზზე ნაჩვენებია წვის დასასრულს ტემპერატურის (T_z), წნევის ზრდის კოეფიციენტის (λ) და წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტის ცვალებადობა ბრუნთა რიცხვზე დამოკიდებულებით $\Pi-35$ ძრავასათვის.

მონაცემები აღებულია მ. ნ. ემელიანოვის დისერტაციიდან.

დისოციაცია წვის პროცესის განმავლობაში

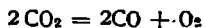
დისოციაცია წვის პროცესის უმეტესწილი მოვლენაა. თუ წვის პროცესის განმავლობაში წარმოებს ცალკე ელემენტების შეერთება რთულ მოლეკულებად, დისოციაციის დროს, პირიქით, რთული მოლეკულები იშლება ელემენტებად. აღსანიშნავია, რომ წვის რეაქცია ეგზოთერმულია და ხასიათდება სითბოს გამოყოფით, დისოციაცია კი ენდოთერმულია, ე. ი. ახდენს სითბოს შთანქმას.

ცხადია, რომ დისოციაცია შავაწვის ძრავასათვის არასასურველ მოვლენას წარმოადგენს.

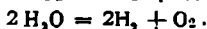
ექსპერიმენტულად დადასტურებულია, რომ წვის პროდუქტების (CO_2 და H_2O) გაცხელება დაახლოებით 2000° -მდე ნაწილობრივ დისოციაციას იწვევს.

CO_2 -ის დისოციაციის დროს წარმოიშვება CO და თავისუფალი ენერჯიანი O_2 . ასევე, წყლის ორთქლის დისოციაცია იძლევა თავისუფალ წყალბადს და თავისუფალ ენერჯიანს.

ამრიგად, დისოციაციისათვის გვექნება:



და



წვის დროს დისოციაციის შედეგად მიღებული CO და H_2 შემდეგში ისევ იჟანგებიან და გამოყოფენ სითბოს. ასეთი რეაქციები განსაკუთრებით ენერჯიულად მიმდინარეობს გაფართოების პროცესის განმავლობაში. 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 გაზოთვლა დისოციაციის გა-

უთვალისწინებლად, ფორსირებულ ძრავებში იგულისხმება მაღალი კუმშვის ხარისხის მქონე კარბურატორიანი ძრავები, სადაც წარმოებს ნარევის იძულებითი მიწოდება (ჩაბერვა), და ძრავები, სადაც გამოყენებულია განვხილული გაპლიფიკებული ჰაერი. ფორსირებულ ძრავებში წვის ტემპერატურის მნიშვნელოვანი სიდიდეები დისოციაციის ინტენსიურ მიმდინარეობას იწვევს.

ჩვეულებრივად საავტოტრანსპორტო ძრავებში დისოციაციას არა აქვს ადგილი ან დისოციაციის მონაწილე აირის რაოდენობა მცირეა, რის გამოც ასეთი ძრავის თბური გაანგარიშება შეიძლება ჩატარდეს დისოციაციის გაუთვალისწინებლად.

კარბურატორიანი ძრავთან შედარებით დიზელში დისოციაცია ნაკლებად მოსალოდნელია წვის ნაკლები ტემპერატურის გამო.

ზემოთ განხილული იყო წვის პროცესი დისოციაციის გაუთვალისწინებლად.

§ 7. გაფართოებისა და განდევნის პროცესები

გაფართოების პროცესი წარმოადგენს დგუშის საშუალო სვლას, რომლის დროს სითბური ენერჯია 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 დგუშის გადაადგილებასთან ერთად მცირდება აირის ტემპერატურა და მატულობს ცილინდრის კედლების ის ფართობი, რომელიც აირთან შეხებაში იმყოფება.

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 ადგილი აქვს დისოციაციის პროდუქტების აღდგენას.

დასახელებულ მოვლენებს თუ იმასაც დაუმატებთ, რომ მაღალი წნევის განა მუდამ აქვს ადგილი აირის გაპარვას (კარგვას) დგუშის რგოლებიდან და სარკველებიდან, დავრწმუნდებით, რომ გაფართოების პროცესი წარმოადგენს ცვლადი მაჩვენებლის მქონე პოლიტროპულ პროცესს.

გაანგარიშების დროს გაფართოების პროცესს პირობით იხილავენ როგორც საშუალო, მუდმივი სიდიდის მქონე მაჩვენებლიან პოლიტროპულ პროცესს (ისევე, როგორც ეს იყო მიღებული კუმშვის პროცესისათვის). პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელს ინდიკატორული დიაგრამის დახმარებით არკვევენ; ამისათვის იცავენ შემდეგ პირობას: პოლიტროპული მუშაობა საშუალო მაჩვენებლის მიხედვით უნდა უდრიდეს გაფართოების ნამდვილ მუშაობას ინდიკატორული დიაგრამის მიხედვით.

აღსანიშნავია, რომ, კუმშვის პროცესის საწინააღმდეგოდ, გაფართოების პროცესის განმავლობაში აირისათვის სითბოს მიწოდება იწვევს საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას, ხოლო სითბოს მოცილება—მაჩვენებლის ზრდას. მაქსიმალური სიმძლავრით მომუშავე შიგაწვის ძრავისათვის გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი იცვლება ზღვრებში $n_g = 1.22 \text{ :- } 1.30$.

ქვემოთ განხილულია სხვადასხვა ფაქტორის გავლენა პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელზე.

გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი

გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდეზე დიდ გავლენას ახდენს სხვადასხვა ფაქტორი. განვიხილოთ ზოგი მათგანი.

წვის სიჩქარის გავლენა. რაც უფრო დიდია წვის სიჩქარე, მით უფრო მაღალია პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი. ეს იმით ეხსნება, რომ წვის სიჩქარის გაზრდით მცირდება საწვავის ის რაოდენობა, რომელიც განაგრობს წვას გაფართოების განმავლობაში. ამის გამო ამ პროცესის დროს ნაკლებია სითბოს მიწოდება აირისათვის და, როგორც შედეგი, მაჩვენებელი მატულობს.

საწვავის რაოდენობა. რომელიც განაგრობს წვას გაფართოების პროცესს 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. ცრავას მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდის დროს მცირდება წვისა და გაფართოების პროცესების ხანგრძლივობა. გაფართოების პროცესის სწრაფი მიმდინარეობა ამცირებს სითბოს გადაცენას ცილინდრის კედლებზე, წვის პროცესის ხანგრძლივობის შემცირება კი ზრდის იმ საწვავის რაოდენობას, რომელიც განაგრობს 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.

ნათქვამიდან ცხადია, რომ ცრავას ბრუნთა რიცხვის ზრდა მუდამ გამოიწვევს გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას.

გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის მიახლოებითი სიდიდის გამოსათვლელად შეიძლება გამოვიყენოთ ემპირიული ფორმულა:

$$n_a = 1,22 + \frac{130}{n}$$

სადაც n არის მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში.

დაწერილი ფორმულა ვარგისია ЗИЛ-120 ტიპის ძრავებისათვის.

სწრაფსვლიანი დიზელებისათვის გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი იცვლება ზღვრებში 1,22 - 1,27.

ცილინდრის ზომების გავლენა. დგუშის სელისა და ცილინდრის დიამეტრის ფარდობის მუდმივობის დროს ცილინდრის მოცულობის ზრდა იწვევს გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას. ეს იწვევს გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას. ეს იწვევს გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას. ეს იწვევს გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას. ეს იწვევს გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას.

ფართობისა და, მანქანადავად, აირიდან კედლებზე გადაცემული სითბოს რაოდენობის შემცირება.

შებრუნებულ სურათს მივიღებთ, თუ ცილინდრის მუდმივი მოცულობის დროს გავადიდებთ დგუშის სვლისა და დიამეტრის ფართობას.

დატვირთვის გავლენა. ცრავებში, სადაც გამოყენებულია სინძლავრის რეგულირების რაოდენობრივი მეთოდი, დატვირთვის შემცირების დროს მცირდება აირის წნევა წვის დასასრულს, რაც მნიშვნელოვნად ამცირებს წვის სიჩქარეს, ზრდის საწვავის იმ რაოდენობას, რომელიც განაგრძობს წვას გაფართოების განმავლობაში. ყოველფეხე ეს ამცირებს პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდეს. ავტორის მიერ საავტომობილო კარბურატორიანი ცრავის ინდიცირების დროს მიღებული იყო მთლიანი დროსელით წვ-
შაობისას $n_s = 1,36$. ხოლო მიხურული დროსელით ცრავას მუშაობისას $n_s = 1,09$.

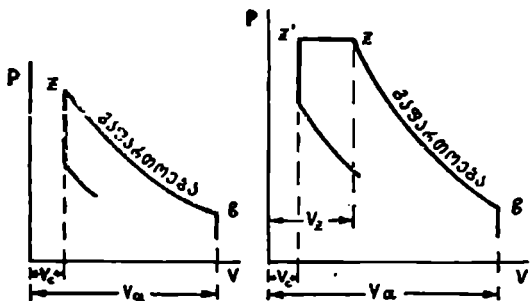
თვითაალებად ძრავაშიაც დატვირთვა გავლენას ახდენს პოლიტროპის მაჩვენებელზე. დატვირთვის შემცირებით მცირდება ცრავას ტემპერატურა, რაც თავის მხრე სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტის შემცირებებს იწვევს. აღსანიშნავია აგრეთვე, რომ თვითაალებად ძრავაში დატვირთვა შემცირება იწვევს ქაერის სიქარბის კოეფიციენტის ზრდას.

აირის წნევა და ტემპერატურა გაფართოების დასასრულს

41-ე ნახაზზე ნაჩვენებია გაფართოების მრუდები სწრაფი წვისა და წერტილური ციკლებისათვის. პირველ ციკლში გაფართოება იწყება z წერტილში და

მთავრდება h წერტილში; მეორე ციკლში z' -დან z -მდე წარმოებს წინასწარი გაფართოება, ხოლო z -დან h -მდე — გაფართოება.

გაფართოების დასასრულს წნევისა და ტემპერატურის საანგარიშოდ საკმარისია გამოვიყენოთ b და z წერტილებისათვის პოლიტროპის ცნობილი განტოლებები: გვექნება:



ნახ. 41. გაფართოების მრუდები

$$p_b V_b^{n_s} = p_z V_z^{n_s}$$

და

$$T_b V_b^{n_s-1} = T_z V_z^{n_s-1}.$$

საიდანაც მივიღებთ:

კარბურატორიანი ცრავისათვის

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_s} = \frac{p_z}{z^{n_s}}; \quad (87)$$

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{\gamma-1} = \frac{T_z}{\varepsilon^{\gamma-1}} \quad (88)$$

თვითაალებადი ძრავისათვის

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{\gamma} = p_z \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{\gamma} = \frac{p_z}{\varepsilon^{\gamma}}; \quad (89)$$

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{\gamma-1} = T_z \left(\frac{p}{\varepsilon} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_z}{\varepsilon^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (90)$$

წინა გარდაქმნების დროს მიღებული 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, აღვიღავე მიიღება, რომ

$$\frac{V_z}{V_b} = \frac{V_z}{V_c} \cdot \frac{V_c}{V_b} = \frac{p}{\varepsilon}$$

გამოყვანილი ფორმულების მიხედვით გაფართოების დასასრულს p_c წნევისა და T_b ტემპერატურის გაანგარიშება იძლევა სიდიდეებს: კარბურატორიანი ძრავებისათვის:

$$p_c = 3 \div 5 \text{ კგ/სმ}^2 \text{ და}$$

$$T_b = 1400 \div 1800^\circ;$$

თვითაალებადი ძრავებისათვის:

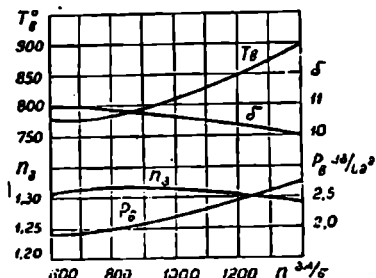
$$p_c = 2 \div 4 \text{ კგ/სმ}^2 \text{ და}$$

$$T_b = 800 \div 1300^\circ.$$

მოყვანილი მონაცემებიდან ჩანს, რომ კარბურატორიანი ძრავისთან 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.

42-ე ნახაზზე ნაჩვენებია გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის (n_g), გაფართოების დასასრულს ტემპერატურის (T_b), გაფართოების ხარისხის (δ) და გაფართოების დასასრულს წნევის (p_b) დამოკიდებულება ბრუნთა რიცხვზე $n=35$ ძრავისათვის.

მონაცემები აღებულია შ. ნ. ემელიანოვის საკანდიდატო დისერტაციიდან.



სურ. 42. გაფართოების პროცესის პარამეტრები (1)–(35).

განდევნის პროცესი

განდევნის პროცესი იწყება გაფართოების პროცესის დასასრულს გამომწვევი სარქველის გაღების მომენტიდან და გრძელდება დგუშის მთელი სვლის განმავლობაში. განდევნა მთავრდება გამომწვევი სარქველის დახურვის მომენტში, რაც ჩვეულებრივად ზედა მკვდარი წერტილის შემდეგ წარმოებს.

ქვედა მკვდარ წერტილში დგუშის მისვლამდე, გამომწვევი სარქველის გაღების მომენტისათვის, აირის წნევა და ტემპერატურა ცილინდრში რამდენიმედ აღემატება p_h და T_h -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 ქარბი წნევის გამო; აირის განდევნის სიჩქარე კრიტიკულზე მეტია და აღწევს 400 - 600 მ/წმ. 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 მოქმედების.

განდევნის მესამე პერიოდს წარმოადგენს ცილინდრიდან აირის გამოსვლა ინერციით და გამომწვევი მილის გამომწოვი მოქმედების გავლენით. ამ მიზეზების გამო განდევნა შეიძლება მიმდინარეობდეს მკვდარი წერტილის შემდეგაც. ამიტომ, როგორც ცნობილია, გამომწვევი სარქველი იკეტება განსაზღვრული დაგვიანებით.

§ 8. საშუალო ინდიკატორული წნევა

ზოგადი განმარტება

ცილინდრში მიღებული სიმძლავრე დამოკიდებულია ციკლის განმავლობაში აირის მიერ განვითარებული წნევის სიდიდეზე, რომელიც მუდმივ ცვლილებას განიცდის. სიმძლავრის გამომავალი წნევის გამარტივებისათვის ხელსაყრელია შემოვიღოთ ცნება საშუალო ინდიკატორული წნევის შესახებ, რომელიც წარმოადგენს ისეთ პირობითი, მუდმივი სიდიდის მქონე წნევას, რომელიც თითქოს მოქმედებს დგუშის მხოლოდ ერთი სვლის განმავლობაში და ასრულებს იმდენ მუშაობას, რამდენსაც სინამდვილეში აირები ასრულებენ ერთი ციკლის განმავლობაში.

ნომურზე არავასათვის ინდიკატორულ წნევას არკვევენ მისგან გადაღებული ინდიკატორული დიაგრამის დახმარებით; თავალისწინებენ იმ მოსაზრებას, რომ ინდიკატორული დიაგრამის ფართობი განსაზღვრულ მასშტაბში განმარტებული ერთი ციკლის განმავლობაში შესრულებულ მუშაობას და, მაშასადამე, თუ ამ ფართობს გავყოფთ დიაგრამის სიგრძეზე, მივიღებთ საშუალო ინდიკატორულ წნევას.

ეს დასკვნა შემდეგი მოსაზრებითაც დასტურდება: თუ საშუალო ინდიკატორულ p_i წნევას გაფარავლებით ღვეუშის ფართობზე $\frac{\pi D^3}{4}$, მივიღებთ ღვეუშე მოკმედ მთლიან ძალას P , რომლის ნამრავლი ღვეუშის S სელასთან ნოვცემს, პირობის თანახმად, ერთი ციკლის განმავლობაში შესრულებულ A ნუ. შაობას. ამრიგად:

$$p_i \frac{\pi D^3}{4} \cdot S = A$$

ან

$$p_i V_h = A,$$

საიდანაც

$$p_i = \frac{A}{V_h}. \quad (91)$$

მომუშავე ცრავასათვის A იანგარაშება მისი ინდიკატორული დიაგრამის ფართობის პლანიმეტრიკობით, ხოლო V_h წარმოადგენს ამავე დიაგრამის სიგრძეს მოცულობისათვის შერჩეულ მასშტაბში.

დასაპროექტებელი ცრავასათვის ჩვეულებრივად ჯერ კიდევ არკვევენ საშუალო ინდიკატორულ p_i წნევას თეორიული, დაუმრგვალებელი ინდიკატორული დიაგრამისათვის, ხოლო შემდეგ გამოიანგარიშებენ ნამდვილ საშუალო ინდიკატორულ p_i წნევას, რომელიც დაწვავლებულ დიაგრამას შეესაბამება.

საშუალო ინდიკატორული წნევა დაუმრგვალებელი დიაგრამისათვის

43-ე ნახაზზე ნაჩვენებ შერეული ციკლის ინდიკატორულ დიაგრამაზე წახაზულია მომრგვალების გამო დაკარგული ფართობი და აგრეთვე ის ფართობი, რომელიც მოყოლილია განდევნისა და ნეწოვის ხაზებს შორის და განსახავეს მუშაობის ხარჯს შეწოვისა და განდევნაზე (ტუმბოსებრი დანაკარგები).

$z'z$ და zb პროცესის განმავლობაში (ნახ. 43) წარმოებს აირების გაფართოება და სრულდება მუშაობა. ac პროცესის დროს აირების კუმშვაზე იხარჯება განსაზღვრული მუშაობა. ამის მიხედვით ციკლის განმავლობაში შესრულებული სასარგებლო მუშაობა შეიძლება გამოვსახოთ ტოლობით

$$A = A'_{z-z} + A_b - A_c, \quad (92)$$

სადაც A'_{z-z} არის აირების მიერ შესრულებული მუშაობა წინასწარი გაფართოების დროს (პროცესი $z'-z$);

A_b — აირების მიერ შესრულებული მუშაობა გაფართოების დროს (პროცესი $z-b$);

A_c — კუმშვაზე დახარჯული მუშაობა (პროცესი $a-c$).

$z'-z$ პროცესი განისახავეს მულმივი წნევით აირების მუშაობას წინასწარი გაფართოების დროს, რის გამო

$$A'_{z-z} = p_z V_z - p_z V_c = p_z (V'_{z-z} - V_c). \quad (93)$$

მუშაობა $z-b$ უბანზე განისაზღვრება, როგორც n , საშუალო მაჩვენებლის მქონე, გაფართოების პოლიტროპის შესაბამისი მუშაობა:

$$A_3 = \frac{p_c V_c - p_b V_b}{n_3 - 1}, \quad (94)$$

ასევე $a-c$ უბანზე დახარჯული მუშაობა იქნება n_3 საშუალო მაჩვენებლის მქონე უმშვიდეს პოლიტროპის მუშაობის ტოლი

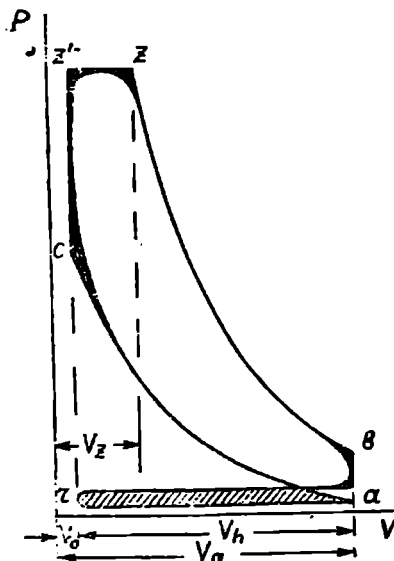
$$A_3 = \frac{p_c V_c - p_a V_a}{n_3 - 1}. \quad (95)$$

ზილებული ტოლობების შეტანა (92) გამოსახულებაში მოგვცემს

$$A = p_z (V_z - V_c) + \frac{p_z V_z - p_b V_b}{n_3 - 1} - \frac{p_c V_c - p_a V_a}{n_3 - 1}. \quad (96)$$

აუ განვიხილოთ, რომ:

- λ — არის წნევის ზრდის ხარისხი;
- ρ — წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტი,
- z — გაფართოების კოეფიციენტი,



მაშინ შეიძლება დაწეროთ:

$$p_z = \lambda p_c; \quad V_z = \rho V_c;$$

$$p_b = \frac{p_z}{\rho^{\mu_3}} = \frac{\lambda p_c}{\rho^{\mu_3}}$$

$$V_b = V_a = z V_c;$$

$$p_a = \frac{p_c}{z^{\mu_3}}.$$

ამ თანადართობების შეტანა (96)

ტოლობაში გვაძლევს:

$$A = \lambda p_c (\rho V_c - V_c) + \frac{\lambda p_c \rho V_c - \frac{\lambda p_c}{\rho^{\mu_3}} z V_c}{n_3 - 1} - \frac{p_c V_c - \frac{p_c}{z^{\mu_3}} z V_c}{n_3 - 1} \quad (96)$$

$$A = \lambda p_c V_c (\rho - 1) + \frac{\lambda p_c \rho V_c}{n_3 - 1}$$

ნახ. 43. შერეული ციკლის ინდიკატორული დიაგრამა

$$\left(1 - \frac{z}{\rho^{\mu_3}} \right) - \frac{p_c V_c}{n_3 - 1} \left(1 - \frac{1}{z^{\mu_3 - 1}} \right);$$

თუ ზღვრის მნიშვნელობებს გარეთ გამოვიტანთ სიდიდეს $p_c V_c$, გვიქნება

$$A = p_c V_c \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_3 - 1} \left(1 - \frac{z}{\rho^{\mu_3}} \right) - \frac{1}{n_3 - 1} \left(1 - \frac{1}{z^{\mu_3 - 1}} \right) \right] \quad (97)$$

თეორიული დაავარაშის საშუალო ინდიკატორული წნევის მისაღებად, როგორც ეს ზემოთ იყო ნაჩვენები, საჭიროა A მუშაობა გავყოთ V_h -ზე. თუ აქვე გავიხსენებთ, რომ

$$\frac{V_c}{V_h} = \frac{1}{z - 1} \quad \text{და} \quad \frac{z}{\rho} = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_z}{V_c} = \delta,$$

მაშინ ადვილად მივიღებთ შერეული ციკლის თეორიულ დიაგრამის საშუალო ინდიკატორული წნევის გამოსათვლელ ფორმულას:

$$p_i' = \frac{p_c}{z-1} \left[\lambda (\rho - 1) \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{z^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_3 - 1} \left(1 - \frac{1}{z^{n_3 - 1}} \right) \right]. \quad (98)$$

წილებული ფორმულა შეიძლება განვიხილოთ, როგორც დაუმრგვალებელი დიაგრამის საშუალო ინდიკატორული წნევის საერთო გამოსახულება, რადგანაც სხვა ციკლები წარმოადგენენ შერეული ციკლის კერძო შემთხვევებს.

ციკლისათვის მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდებით (სწრაფი წივის ციკლი), როცა $\rho=1$ და $z=2$, (98) ფორმულა მიიღებს სახეს:

$$p_i' = \frac{p_c}{z-1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{z^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_3 - 1} \left(1 - \frac{1}{z^{n_3 - 1}} \right) \right] \quad (99)$$

ციკლისათვის მუდმივი წნევის დროს სითბოს მიწოდებით (თანდათანობათა წივის ციკლი), როცა $\lambda=1$, გვექნება:

$$p_i' = \frac{p_c}{z-1} \left[(\rho - 1) + \frac{\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{z^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_3 - 1} \left(1 - \frac{1}{z^{n_3 - 1}} \right) \right] \quad (100)$$

ნამდვილი საშუალო ინდიკატორული წნევა

დამოკვლავებული 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 მივუხედავით უნდა მივიღოთ აირის შეწოვასა და განდევნაზე დახარჯული მუშაობა (ტუმბოსებრი დანაკარგები).

ამის ნიხეღვით ნამდვილი საშუალო ინდიკატორული წნევის გამოსათვლელად შეიძლება დავწყოთ ტოლობა

$$p_j = p_i' z - \Delta p, \quad (101)$$

სადა Δp არის დიაგრამის დამრგვალების კოეფიციენტი, რომელიც ცვალებადობს ზღვრებში 0,92 - 0,97:

$\Delta p = p_c - p_u$ — ტუმბოსებრი დანაკარგები.

სრული დატვირთვით მომუშავე სხედასხვა ძრავისათვის შეიძლება მივიღოთ:

1. კარბურატორიანი ძრავებისათვის $p_i = 8 - 11$ კგ/სმ²;
2. ოთხ ჰაქტიანი თვითაალებადი ძრავებისათვის $p_i = 6 - 10$ კგ/სმ²;

აღსანიშნავია, რომ კარბურატორიანი ძრავებთან შედარებით თვითაალებადი ძრავების საშუალო ინდიკატორული წნევა ნაკლებია. ეს იმიტომ აიხსნება, რომ თანამედროვე თვითაალებადი ძრავა მუშაობს ჰაერის დიდი სიჭარბით, რაც იწვევს ცილინდრის მოცულობის არასრულ გამოყენებას და სითბოს დამატებით ხარჯს ჰაერის გასაცხელებლად.

საშუალო ინდიკატორული წნევის დაბალი მნიშვნელობები აირგენერატორულ ძრავებში გამოწვეულია ცილინდრში მოხვედრილი საწვავი ნაწილის მცირე თბონარიაობით.

§ 9. საშუალო ეფექტური წნევა

საშუალო ინდიკატორული წნევა განსაზღვრავს იმ სიმძლავრეს, რომელსაც აირები ავითარებენ ცილინდრში. ძრავას მოძრავ ნაწილებში შექმნილი ხახუნისა და ძრავას დამხმარე მექანიზმების აძვრისათვის უნდა დაიხარჯოს განსაზღვრული მუშაობა (ეგრეთ წოდებული ხახუნის მუშაობა); ამიტომ ცილინდრში განვითარებულ სიმძლავრე მუდამ მეტი იქნება იმ ეფექტურ სიმძლავრეზე, რომელიც მიიღება მუხლა ლილვზე და რომელიც ფაქტიურად წყაიღება 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, რომ საშუალო ეფექტური წნევა მუდამ ნაკლები იქნება საშუალო ინდიკატორულ წნევაზე და მისი სიდიდე შეიძლება წარმოვიდგინოთ ტოლობით

$$p_e = p_i - p_h, \quad (102)$$

სადაც p_h არის პირობითი წნევა, რომელიც შეესაბამება ძრავას მექანიკურ დანაკარგებს.

p_h — ხშირად ხახუნის წნევას უწოდებენ; მისი სიდიდე დამოკიდებულია ძრავას ირუთა რიცხვზე. ბრუნთა რიცხვის ზრდით ხახუნის წნევა მატულობს, რაც მოძრავი ნაწილების ინერციის ძალების ზრდით და, მათთანავე, მოხახუნე ზედაპირებზე დაწოლის გადიდებით აიხსნება.

ხახუნის წნევის გამოსათვლელად შეიძლება გამოვიყენოთ შემდეგი ემპირიული ტოლობები:

კარბურატორიანი ძრავებისათვის:

$$p_h = (0,35 + 0,0005 n) \text{ კგ/სმ}^2 \approx (0,035 + 0,00005 n) \text{ მმ/მ}^2$$

დიზელებისათვის:

$$p_h = (0,4 + 0,0013 n) \text{ კგ/სმ}^2 \approx (0,04 + 0,00013 n) \text{ მმ/მ}^2$$

ეფექტური წნევის ნაქსიმალური სიდიდე კარბურატორიანი ძრავებისათვის შეადგენს $n+10$ კგ/სმ², თვითაალებადი ძრავებისათვის კი— $5+8$ კგ/სმ².

§ 10. ძრავას ხიმძლავრა

საექსპლოატაციო გამოთვლებისათვის საკმარისია ძრავას მუხლა ლილვზე განვითარებული ეფექტური სიმძლავრის განსაზღვრა, მაგრამ ამასთანავე საჭირო ხდება ძრავას ინდიკატორული, ლიტრული, სავადსახადო და სხვა სიმძლავრეთა ცოდნა, ამიტომ ქვემოთ ისინი განხილულია ცალ-ცალკე.

ეს სიმძლავრე წარმოადგენს აირების მიერ ცილინდრში განვითარებულ სიმძლავრეს და იანგარიშება საშუალო ინდიკატორული წნევის მიხედვით.

საშუალო ინდიკატორული წნევის განმარტების საფუძველზე აირების მიერ შესრულებული მუშაობა ერთ ცილინდრში ერთი ციკლის განმავლობაში იქნება:

$$p_i = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S.$$

ციკლების რაოდენობა ერთ წამში ოთხტაქტიანი ძრავასათვის შეადგენს $\frac{n}{2 \cdot 60}$, რის გამო აირების მიერ ერთ ცილინდრში შესრულებული მუშაობა ერთი წამის განმავლობაში გამოისახება სიდიდით

$$p_i \frac{\pi D^2}{4} S \frac{n}{2 \cdot 60}.$$

თუ p_i გამოსახულია ნიუტონობით კვადრატულ მეტრზე ($ნ/მ^2$), ხოლო D და S მეტრობით, მაშინ ნაშრავლი $p_i \frac{\pi D^2}{4}$ გამოსახავს ძალის სიდიდეს ნიუტონობით, ხოლო ნაშრავლი $p_i \frac{\pi D^2}{4} S$ იქნება ჯოულებით გამოსახული მუშაობა.

ასეთ შემთხვევაში ოთხტაქტიანი ძრავასათვის ინდიკატორული სიმძლავრე იქნება:

$$N_i = p_i \frac{\pi D^2}{4} S \frac{n}{120} \quad i = \frac{p_i V_h n i}{120} \quad \text{ვატი} = \frac{p_i V_h n i \cdot 10^{-3}}{120} \quad \text{კვტ.}$$

პრაქტიკულად უფრო მარჯვეა p_i გამოვსახოთ მეგანიუტონობით (10^6 ნიუტონი) კვადრატულ მეტრზე, ხოლო V_h —ლიტრობით, მაშინ გვექნება:

$$N_i = \frac{p_i V_h n i}{120} \quad \text{კვტ.} \quad (103)$$

ორტაქტიანი ძრავასათვის:

$$N_i = \frac{p_i V_h n i}{60} \quad \text{კვტ.} \quad (104)$$

თუ საჭირო გახდება ინდიკატორული სიმძლავრის განსაზღვრა ცხენის ძალებში, მაშინ საჭიროა გამოვიყენოთ ფორმულები: ოთხტაქტიანი ძრავასათვის:

$$N_i = \frac{p_i V_h n i}{900} \quad \text{ცხ. ძ.} \quad (105)$$

ორტაქტიანი ძრავასათვის:

$$N_i = \frac{p_i V_h n i}{450} \text{ ცხ. ძ.} \quad (106)$$

ამ უკანასკნელ ფორმულაში p_i -ის განზომილებაა კგ/სმ², ხოლო V_h -ის განზომილება—ლიტრი.

ეფექტური სიმძლავრე

მუხლა ლილვზე განვითარებული ეფექტური N_e სიმძლავრე იანგარიშება საშუალო ეფექტური წნევის მიხედვით.

ინდიკატორული სიმძლავრის ანალოგიურად გვექნება:

$$N_e = \frac{p_e V_h n i}{120} \text{ კვტ.} \quad (107)$$

ან

$$N_e = \frac{p_e V_h n i}{900} \text{ ცხ. ძ.} \quad (108)$$

აქ პირველ ფორმულაში p_e -ს განზომილებაა მგ/მ², ხოლო მეორე ფორმულაში კგ/სმ², რაც შეეხება V_h -სა და n -ს, მათთვის ორივე შემთხვევაში გვექნება ლიტრები და ბრ/წ.

ძრავას სამუხრუჭე გამოცდის დროს საჭირო ხდება შებრუნებული ამოცანის გადაწყვეტა. აქ ზომიდან ძრავას ეფექტურ სიმძლავრეს და ანგარიშობენ საშუალო-ეფექტურ წნევას, რისთვისაც იყენებენ ფორმულებს:

$$p_e = \frac{120 N_e}{V_h n i} \text{ მგ/მ}^2 \quad (109)$$

ან

$$p_e = \frac{900 N_e}{V_h n i} \text{ კგ/სმ}^2 \quad (110)$$

ზემოთ განხილულ ფორმულაში ნაცვლად ბრუნთა რიცხვისა წუთში შეიძლება გამოვიყენოთ ბრუნვის სიხშირე, სიხშირე ერთ წამში იქნება $\frac{n}{60}$ პერ-ცე.

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 სიდიდე N_b წარმოადგენს ძრავას მექანიკურ წინაღობათა დაძლევისათვის საჭირო სიმძლავრეს; მას ხშირად ხახუნის სიმძლავრეს უწოდებენ.

ძრავას მექანიკურ დანაკარგებს კმნის მოძრავ ნაწილებში არსებული ხახუნი და დამზარე მექანიზმები, რომელთა ძეგრაზე სიმძლავრის ნაწილი იხარჯება.

ზოგიერთი ავტორი ტუმბოსებრ დანაკარგებს (შეწოვა, განდენა) იხილავს მექანიკურ დანაკარგებთან ერთად. ასეთ შემთხვევაში საშუალო ინდიკატორული წნევა იანგარიშება ამ დანაკარგების გარეშე.

დასაპროექტებელი ძრავასათვის ხახუნის სიმძლავრე იანგარიშება ხახუნის წნევის მიხედვით, რისთვისაც შეიძლება გამოვიყენოთ ტოლობა

$$N_b = \frac{p_b \cdot V_h \cdot n \cdot i}{120} \text{ კვტ.} \quad (112)$$

მომუშავე ძრავასათვის ხახუნის სიმძლავრეს არკვევენ ექსპერიმენტულად. ასეთ შემთხვევაში საჭირო ხდება, პირიქით, ხახუნის სიმძლავრის მიხედვით ხახუნის წნევის გამოთვლა. ამ მიზნისათვის გამოვიყენება ფორმულა

$$p_b = \frac{N_b \cdot 120}{V_h \cdot n \cdot i} \text{ მნ/მ}^2 \quad (113)$$

ძრავას ბრუნთა რიცხვის ზრდა იწვევს ინერციის ძალების და, მაშასადამე, მოხახუნე ზედაპირებზე წნევის ზრდას, რაც ხახუნის წნევას აღიღებს. ამ მიზეზის გამო ირღვევა ბრუნთა რიცხვსა და ხახუნის სიმძლავრეს შორის პირდაპირპროპორციული დამოკიდებულება, რომელსაც ადგილი ექნებოდა ამ შემთხვევაში, თუ ხახუნის წნევა ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობის დროს მუდმივი დარჩებოდა.

ექსპერიმენტულად დადგენილია, რომ დამოკიდებულება ძრავას ბრუნთა რიცხვსა და ხახუნის სიმძლავრეს შორის შეიძლება გამოისახოს ტოლობით

$$N_b = A \cdot n^m, \quad (114)$$

სადაც: A არის პროპორციულობის კოეფიციენტი;

n —მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი.

ტოლობაში შემავალი ხარისხის მაჩვენებელი ცვალებადობს ზღვრებში $m = 1,5 - 2,2$ და ერთი და იმავე ძრავასათვის შეიძლება შეიცვალოს მისი ტექნიკური მდგომარეობის, დატვირთვისა და ზეთის სიბლანტეზე დამოკიდებულებით.

ლიტრული ხიმძლავრე

მაქსიმალური ეფექტური სიმძლავრის ფარდობას ძრავას ლიტრატთან ლიტრული სიმძლავრე ეწოდება. ეს პარამეტრი გამოისახავს ცილინდრების საშუალო მოცულობის გამოყენების ხარისხს.

განმარტების საფუძველზე გვაქვს

$$N_L = \frac{N_e}{V_n \cdot i}. \quad (115)$$

თუ ამ გამოსახულებაში შევიტანთ N_e -ს სიდიდეს (107) ტოლობის მიხედვით, მივიღებთ

$$N_L = \frac{P_e \cdot n}{120} \quad (116)$$

საგადასახადო სიმძლავრე

საფინანსო ორგანოები ავტომობილისათვის სატრანსპორტო გადასახადის დასაწესებლად ჩვეულებრივად ანგარიშობენ ძრავას ეგრეთ წოდებულ საგადასახადო სიმძლავრეს.

ეს სიმძლავრე პირობითია და უფრო მეტად გამოსახავს ირავას ზომას, ვიდრე მის ნამდვილ სიმძლავრეს. საბჭოთა კავშირში საგადასახადო სიმძლავრის საანგარიშოდ მიღებულია ფორმულა:

$$N = 0,3 iSD^3, \quad (117)$$

სადაც D არის ცილინდრის დიამეტრი სმ-ში;

S —დგუშის სვლა მეტრებში;

i —ცილინდრების რაოდენობა

§ 11. ძრავას მარბი ძმეღეზის კოეფიციენტები

ზოგადი განმარტება

თუ სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც გარდაიქმნა ეფექტურ მუშაობად, შევუფარდებთ დახარჯულ სითბოს, მივიღებთ ეგრეთ წოდებულ ეფექტურ მარბი კმეღეზის კოეფიციენტს (η_e). ეს კოეფიციენტი აღრიცხავს როგორც სითბურ, ისე მექანიკურ დანაკარგებს.

ეფექტური მარბი კმეღეზის კოეფიციენტით სარგებლობა მეტად ხელსაყრელია საბოლოო შედეგის შეფასებისათვის, მაგრამ არაა საკმარისი მაშინ, როდესაც ჩვენ გვჭირდება დანაკარგთა ცალკეული სახეების განსაზღვრა და ანალიზი. ამიტომ დანაკარგებს ანაწილებენ ცალ-ცალკე ჯგუფებად და ანგარიშობენ ამ ჯგუფების შესაბამის მარბი კმეღეზის კოეფიციენტებს.

შიგაწვის ძრავების თეორიაში, გარდა ეფექტური მარბი კმეღეზის კოეფიციენტისა, გვხვდება თერმული, ფარდობითი, ინდიკატორული და მექანიკური მარბი კმეღეზის კოეფიციენტები.

ქვემოთ ისინი განხილულია ცალ-ცალკე.

თერმული მარბი კმეღეზის კოეფიციენტი

იდეალური ციკლის განხილვის დროს ნაჩვენებია იყო, რომ მის ერთადერთ დანაკარგს მაცდვარში სითბოს განრინება წარმოადგენს.

რეალურ ძრავაში სითბოს ასეთი მოცილება ძირითადად ცხელი ნამუშევარი აირის გამოდევნის სახით წარმოებს.

ეს დანაკარგი თერმოდინამიკურად აუცილებელ დანაკარგს წარმოადგენს, ურომლისოდ არ შეიძლება ციკლის განხორციელება.

თერმოდინამიკურად აუცილებელ დანაკარგებს აღრიცხავს თერმული მარბი კმეღეზის კოეფიციენტი (η_t), რომელიც წარმოადგენს ციკლის განმავლობაში სასარგებლოდ გამოყენებულ სითბოს შეფარდებას მიწოდებულ სითბოსთან.

η_t -ს საანგარიშოდ თერმოდინამიკის კურსში მოცემულია შემდეგი ფორმულა:

ციკლისათვის, სადაც სითბოს მიწოდება მუდმივი მოცულობის დროს წარმოებს

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}}; \quad (118)$$

ციკლისათვის, სადაც სითბოს მიწოდება მუდმივი წნევის დროს წარმოებს

$$\tau_i = 1 - \frac{1}{e^k - 1} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}; \quad (119)$$

შერეული ციკლისათვის

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{e^k - 1} \frac{\lambda \rho^{k-1}}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (120)$$

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

$$\tau_h = \frac{L_i}{L_m}, \quad (121)$$

სადაც L_i არის ცილინდრში ნამდვილად შესრულებული ინდიკატორული მუშაობა;

L_m — ციკლის თეორიულად შესაძლებელი მუშაობა.

განმარტება გვიჩვენებს, რომ η_h აღრიცხავს დამატებით დანაკარგებს თეორიული ციკლიდან ნამდვილ ციკლამდე და, მაშასადამე, 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 გამომშვები სარქველის ნაადრევად გაღება და აირის გაპარვა (კარგვა) ცილინდრსა და დგუშს შორის.

ფარდობითი მარგი ქმედების კოეფიციენტის სიდიდებზე გავლენას ახდენს ძრავას კონსტრუქცია, კუმშვის ხარისხის სიდიდე, საწვავი ნარევის მომზადების 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.

განმარტებიდან 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 გამო შეიძლება დავწეროთ:

$$\eta_i = \eta_i \eta_h. \quad (122)$$

ნომუშავე ძრავას ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი შეიძლება გამოვარკვეოთ ძრავას გამოცდით, რისთვისაც საჭიროა გავიგოთ ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრე და გავზომოთ საწვავის საათობრივი ხარჯი

(G_6). ასეთ შემთხვევაში ერთი საათის განმავლობაში შესრულებული ინდიკატორული მუშაობის ეკვივალენტური სითბო იქნება $\frac{N_i \cdot 75 \cdot 3600}{427}$, დახარჯული სითბო კი შეადგენს $G_6 \cdot H_u$, რის გამო მივიღებთ

$$\eta_i = \frac{N_i \cdot 75 \cdot 3600}{427 G_6 \cdot H_u} = \frac{N_i 632}{G_6 \cdot H_u}, \quad (123)$$

სადაც: G_6 არის საწვავის საათობრივი ხარჯი;
 H_u —ამ საწვავის უდაბლესი თბოუნარიანობა.

ხელსაყრელია, რომ გაანგარიშებებში შევიტანოთ საწვავის კუთრი ხარჯი (g_i), რომელიც წარმოადგენს საწვავის ხარჯს ერთ ცხენის ძალაზე ერთი საათის განმავლობაში და გამოითვლება ტოლობით

$$g_i = \frac{G_i \cdot 1000}{N_i} \text{ გრ/ცხ. ძბ. ს.} \quad (124)$$

თუ ერთმანეთს დავეუკავშირებთ (123) და (124) გამოსახულებებს, გვექნება

$$\eta_i = \frac{632 \cdot 1000}{g_i H_u}. \quad (125)$$

ცხადია, რომ რიცხვი 632 წარმოადგენს ერთი საათის განმავლობაში ერთი ცხ. ძალის სითბურ ეკვივალენტს.

თუ ცნობილია η_i , მაშინ შეიძლება გამოვთვალოთ საწვავის ინდიკატორული კუთრი ხარჯი ფორმულით

$$g_i = \frac{632 \cdot 1000}{\eta_i H_u}. \quad (126)$$

ინდიკატორული მირგი ქმედების კოეფიციენტი შეიძლება აგრეთვე ვიანგარიშოთ ტოლობით

$$\eta_{ii} = \frac{A_i}{427 \cdot H_u}. \quad (127)$$

სადაც A_i წარმოადგენს ერთი კილოგრამი საწვავის დაწვის დროს მიღებულ ნამდვილ ინდიკატორულ მუშაობას.

A_i გამოითვლება ინდიკატორული დიაგრამის მიხედვით, რადგანაც ნამდვილი ინდიკატორული დიაგრამის ფართობი მოცემულ მასშტაბში გამოსახავს ინდიკატორულ მუშაობას.

შეიძლება აგრეთვე წარმოვიდგინოთ, რომ (იხ. ფორმულა 91)

$$A_i = \rho_i V_h,$$

ან, რადგანაც

$$V_h = V_c (\varepsilon - 1),$$

$$A_i = \rho_i V_c (\varepsilon - 1).$$

გარდა ამისა, ცნობილია, რომ

$$\rho_c V_c = 848 M_c T_c$$

და

$$V_c = \frac{848 M_c T_c}{\rho_c}$$

რის გამო

$$A_i = \frac{\rho_i(z-1) \cdot 848 \cdot M_c T_c}{\rho_c} \quad (128)$$

ამ გამოსახვის შეტანა (127) ტოლობაში მოგვცემს:

$$\eta_i = \frac{848 \cdot M_c T_c (z-1) \rho_i}{427 \cdot \rho_c \cdot H_u}$$

ან საბოლოოდ

$$\eta_i = \frac{1,985 M_c T_c (z-1) \rho_i}{\rho_c H_u} \quad (129)$$

ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი იცვლება ზღვრებში:

კარბურატორიანი ძრავებისათვის $\eta_i = 0.22 \div 0.30$.

დიზელის ძრავებისათვის $\eta_i = 0.40 \div 0.45$.

მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი

ძრავას მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი ითვალისწინებს ყველა მექანიკურ დანაკარგს და წარმოადგენს ეფექტური და ინდიკატორული სიმძლავრეების ფარდობას

$$\tau_m = \frac{N_c}{N_i} \quad (130)$$

ვინაიდან $N_c = N_i - N_b$, ამიტომ შეიძლება აგრეთვე დაწვრიოთ

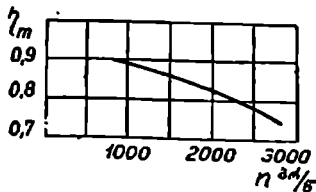
$$\tau_m = 1 - \frac{N_b}{N_i}$$

ძრავას დატვირთვის შემცირების დროს (მუდმივ ბრუნთა რიცხვის პირობებში) N_i მცირდება, N_b კი თითქმის უცვლელი რჩება. ეს ადასტურებს, რომ დატვირთვის შემცირებით მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი მკვეთრად ეცემა.

მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი ნაწილობრივ მცირდება აგრეთვე მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდის დროს, რაც ინერციის ძალების გადიდებით აიხსნება.

44-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია სანიმუშო მრუდი, რომელიც გამოსახავს τ_m -ის დამოკიდებულებას ბრუნთა რიცხვზე.

იმის გამო, რომ ეფექტური სიმძლავრე და ინდიკატორული სიმძლავრე შესაბამისად საშუალო ეფექტური წნევისა და საშუალო ინდიკატორული წნევის პროპორციულია, ამიტომ მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი შეიძლება გამოვსახოთ აგრეთვე, როგორც საშუალო ეფექტური და საშუალო ინდიკატორული წნევების ფარდობა



ნახ. 44. τ_m -ის დამოკიდებულება ძრავას ბრუნთა რიცხვზე

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = 1 - \frac{P_b}{P_i} \quad (131)$$

სრული დატვირთვით მომუშავე საავტოტრაქტორო ძრავასათვის საშუალოდ შეიძლება მივიღოთ $\eta_m = 0,7 \div 0,85$.

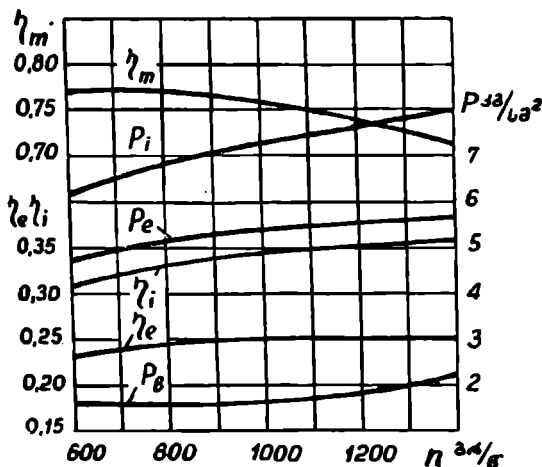
დიზელის ძრავასათვის η_m რამდენადმე ნაკლებია. კარბურატორიან ძრავასთან შედარებით (თუ ისინი ერთნაირი ბრუნთა რიცხვით მუშაობენ), რაც თვითაალებად ძრავებში არსებული უფრო მაღალი წნევებით აიხსნება.

ეფექტური მარჯი ქმედების კოეფიციენტი

ეფექტური მარჯი ქმედების კოეფიციენტი აღრიცხავს ძრავაში არსებულ ყველა დანაკარგს და წარმოადგენს ეფექტურ მუშაობად გარდაქმნილი სითბოს შეფარდებას დახარჯულ სითბოსთან.

ინდიკატორული მარჯი ქმედების კოეფიციენტის ანალოგიურად, აქაც შეიძლება დავწეროთ

$$\eta_r = \frac{N_e \cdot 75 \cdot 3600}{427 \cdot G_b \cdot H_u} = \frac{632 N_r}{G_b \cdot H_u} \quad (132)$$



ნახ. 45. საშუალო წნევებისა და მარჯი ქმედების კოეფიციენტების დამოკიდებულება ბრუნთა რიცხვზე (M-35)

თუ საწვავის კუთრ ხარჯს, რომელიც მოდის ერთ ეფექტურ ძალაზე, აღვნიშნავთ ისოთი g_r , გვექნება

$$g_r = \frac{G_b \cdot 1000}{N_r} \text{ გრ/ცხ. ძ. ს.,}$$

რაც მოგვემს

$$\eta_c = \frac{632 \cdot 1000}{g_c \cdot H_a} \quad (133)$$

ან

$$g_c = \frac{632 \cdot 1000}{\eta_c H_a} \text{ გრ/ცხ. დ. ს.} \quad (134)$$

ვინაიდან ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი აღრიცხავს ყველა დანაკარგს (თერმოდინამიკურად აუცილებელი, დამატებითი და მექანიკური დანაკარგები), ამიტომ შეიძლება დავწეროთ

$$\eta_e = \eta_c \eta_h \eta_m = \eta_r \eta_m \quad (135)$$

45-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია საშუალო წნევებისა და მარგი ქმედების კოეფიციენტების დამოკიდებულება მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე II-35 სატრაქტორო ძრავასათვის.

საავტორაქტორო ძრავებისათვის საშუალოდ შეიძლება მივიღოთ η_r -ს და η_m -ს შემდეგი სიდიდეები (ცხრილი 7):

ცხრილი 7

ძ რ ა ვ ა ს ტ ი ბ ი	η_r	η_m გრ/ეფ. ცხ. დ. ს.
ბენზინით მომუშავე კარბურატორიანი ძრავა .	0,22 ÷ 0,26	240 ÷ 290
დიზელის ძრავა	0,26 ÷ 0,37	180 ÷ 230

მონაცემები აღებულია მ. ნ. ემელიანოვის საკანდიდატო დისერტაციიდან.

§ 12. ძრავას სითბური ბალანსი

სასარგებლო მუშაობის შესასრულებლად ძრავას ცილინდრში შეტანილი სითბოს მხოლოდ ნაწილი გამოიყენება.

სითბური ბალანსი გვიჩვენებს ცილინდრში შეტანილი სითბოს განაწილებას. მისი შედგენა ძრავას ლაბორატორიული გამოცდის საფუძველზე ხდება. ზუშკა მისი შემადგენელი ნაწილების მიახლოებითი გამოთვლა თეორიულადაც შეიძლება.

სითბური ბალანსის ზოგადი გამოსახულება შემდეგნაირია

$$Q_0 = Q_r + Q_{აგ} + Q_{აი} + Q', \quad (136)$$

სადაც: Q_r არის ცილინდრში შეტანილი სითბო და შეესაბამება დახარჯული საწვავის თბოუნარიანობას;

$Q_{აგ}$ —გაგრილების სისტემაში გადაცემული სითბო;

$Q_{აი}$ —ნამუშევარი აირების მიერ წაღებული სითბო;

Q' —სითბო, რომელიც ეთანადება ყველა სხვა დანაკარგს და არ არის გათვალისწინებული ბალანსის სხვა წევრებში.

სითბურ ბალანსში ცალკე არ შედის წევრი, რომელიც ითვალისწინებს სითბოს დანაკარგს მექანიკურ წინააღმდეგობა დაძლევაზე, რადგანაც მექანიკუ-

რი დანაკარგების შესაბამისი სითბოს ნაწილი გადაეცემა გაგრილების სისტე-
მას და დაემატება ბალანსის მეორე წევრს, დანარჩენი კი შევა ბალანსის უკა-
ნასკნელ წევრში.

თუ სითბურ ბალანსს პროცენტობით გამოვსახავთ, გვექნება

$$100 = q_p + q_{გაგ} + q_{აირ} + q', \quad (137)$$

სადაც

$$q_p = \frac{Q_p}{Q_0} 100; \quad q_{გაგ} = \frac{Q_{გაგ}}{Q_0} 100; \quad q_{აირ} = \frac{Q_{აირ}}{Q_0} 100; \quad q' = \frac{Q'}{Q_0} 100.$$

ცილინდრებში შეტანილი სითბო გამოითვლება საწვავის საათობრივი
ხარჯის მიხედვით, გვექნება:

$$Q_0 = G_s \cdot H_u \text{ კალ/ს.} \quad (138)$$

იმ შემთხვევაში, როდესაც ძრავა ნუშაობს ტანგბადის დანაკლისით
($\alpha < 1$), საჭირო ხდება Q_0 -ის მაგიერ ავიღოთ

$$Q'_0 = G_s (H_u - \Delta H_u), \quad (139)$$

სადაც ΔH_u წარმოადგენს თბოუნარიანობის დანაკლისის ტანგბადის დანაკლი-
სის შედეგად.

იმის გამო, რომ ერთი საათის განმავლობაში ერთი ცხენის ძალის სით-
ბური ეკვივალენტია 632, ამიტომ გვექნება

$$Q_p = 632 N_e \text{ კალ/ს.} \quad (140)$$

ძრავის გაგრილების სისტემაში გადაცემული სითბო ექსპერიმენტულად
გამოითვლება. წყლით გაგრილების შემთხვევაში მივიღებთ:

$$Q_{გაგ} = G_w (t''_w - t'_w), \quad (141)$$

სადაც: G_w არის ერთი საათის განმავლობაში მიღწეულში გავლილი წყლის
რაოდენობა, გამოსახული კგ-ში;

t''_w — წყლის ტემპერატურა ძრავის პერანგიდან გამოსვლის მომენტში;

t'_w — წყლის ტემპერატურა ძრავის პერანგში შესვლის დროს.

ნამუშევარი აირის მიერ წაღებული სითბო გამოითვლება ფორმულით

$$Q_{აირ} = M_{აირ} \cdot G_s \cdot mc_p'' T'_r - M_0 G_s \cdot mc_p' T'_0, \quad (142)$$

სადაც: $M_{აირ}$ არის 1 კგ საწვავის წვის შედეგად მიღებული პროდუქტების რა-
ოდენობა;

M_0 — 1 კგ საწვავის შესაბამისი ახალი მუხტის რაოდენობა;

mc_p'' — წვის პროდუქტების მოლური თბოტევადობა;

mc_p' — ახალი მუხტის მოლური თბოტევადობა;

T'_r — ნამუშევარი აირის ტემპერატურა გამომშვები მილის ბოლოში;

T'_0 — ცილინდრში შემავალი მუხტის ტემპერატურა.

ბალანსის დარჩენილი წევრი Q' ითვალისწინებს გამოსხივებით დაკარ-
გულ სითბოს, დამხარე მექანიზმების ანკრაზე დახარჯულ სითბოს და სით-
ბოს დანაკარგს არასრული წვის გამო. მისი სიდიდე შეიძლება გამოვთვალოთ
სითბოს ბალანსიდან

$$Q' = Q_0 - (Q_p + Q_{გაგ} + Q_{აირ}). \quad (143)$$

აღსანიშნავია, რომ სითბოს განაწილება დიდადაა დამოკიდებული ძრავას მუშაობის რეჟიმზე. ამის მიხედვით საავტოტრაქტორო ძრავებისათვის დაახლოებით გვაქვს:

$$q_c = 20 \div 35\%; \quad q_{აა} = 15 \div 25\%; \quad q_{აბ} = 20 \div 30\%; \quad q' = 10 \div 25\%.$$

§ 13. ძრავას ძირითადი წოდებები

ძრავას ძირითად ზომებად ითვლება მისი ცილინდრის დიამეტრი (D) და დგუშის სვლა (S).

ვინაიდან ცილინდრის სამუშაო მოცულობა

$$V_h = \frac{\pi D^3}{4} \cdot S, \quad (144)$$

ამიტომ ძრავას ძირითადი ზომების საანგარიშოდ, უპირველეს ყოვლისა, უნდა განისაზღვროს V_h -ის სიდიდე.

ძრავას მოცემული სიმძლავრისათვის ცილინდრის სამუშაო მოცულობა შეიძლება ვიანგარიშოთ (107) ტოლობის მიხედვით, რაც მოგვცემს

$$V_h = \frac{N_c \cdot 225 \cdot k}{p_c \cdot n \cdot i}. \quad (145)$$

დისპროექტებელი ძრავისათვის N_c , n , i და k წინასწარ განსაზღვრულა მოცემულობის მიხედვით, ხოლო p_c მიიღება სითბური გაანგარიშების საფუძველზე.

მაგრამ ცილინდრის სამუშაო მოცულობის გამოანგარიშება არაა საქმარისი ცილინდრის ძირითადი ზომების განსაზღვრისათვის, რადგანაც V_h -ის ერთი და იგივე მნიშვნელობა მიიღება D და S -ის სხვადასხვა თანათარობის დროს. ამ მიზეზის გამო აუცილებელია წინასწარ შევარჩიოთ შეჯარდება $\frac{S}{D}$.

არსებული საავტოტრაქტორო ძრავებისათვის ეს შეჯარდება ცვალებადობს ზღვრებში $\frac{S}{D} = 0,85 \div 1,5$.

აღსანიშნავია, რომ ერთი და იმავე ბრუნთა რიცხვისათვის $\frac{S}{D}$ შეჯარდების ზრდა იწვევს დგუშის სიჩქარის გადიდებას, რასაც თან სდევს მორავი ნაწილების აჩქარების ზრდა, შევსების კოეფიციენტის შემცირება და ნაწილების გაძლიერებული ცვეთა.

სავტოტრაქტორო ძრავებისათვის დგუშის საშუალო სიჩქარე ცვალებადობს შემდეგ ზღვრებში:

მსუბუქი ავტომობილის ძრავისათვის .	. 8—17 მ/წმ;
სატვირთო ავტომობილის ძრავისათვის .	. 7,5—13 მ/წმ;
სატრაქტორო ძრავისათვის .	. 5—7,5 მ/წმ;

მას შემდეგ, როდესაც შერჩეულია $\frac{S}{D}$ შეჯარდება, ცილინდრის ძირი.

• სადა ზომები იანგარიშება (144) ტოლობიდან. თუ ამ ტოლობის მარჯვენა ნაწილს გაფარავლებთ და გავყოფთ ცილინდრის დიამეტრზე, ვეძენება:

$$V_h = \frac{\pi D^3}{4} \cdot \frac{S}{D},$$

სადა უნდაც

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \frac{S}{D}}}. \quad (146)$$

ცილინდრის დიამეტრის გამოთვლის შემდეგ მიღებულ $\frac{S}{D}$ შეჟარდებ-
პას ააფუძველზე აღვილად განისაზღვრება დგუშის სელა.

საავტორიტარო ძრავას მახასიათებლები

ძრავას სხვადასხვა პარამეტრის შორის დამოკიდებულების გამომსახველ მრუდს ძრავას მახასიათებელი ეწოდება. მახასიათებელზე ჩვეულებრივად მოკვანილია პარამეტრების ცვალებადობა ძრავას მუშაობის რეჟიმის მიხედვით. რის გამო ის შეიძლება გამოვიყენოთ ძრავას ეკონომიური და დინამიკური თვისებების შეფასებისა და ანალიზისათვის. მახასიათებელი შეიძლება აგრეთვე გამოვიყენოთ მანქანის (ტრაქტორის ან ავტომობილის) საექსპლოატაციო გაანგარიშების დროს.

მახასიათებლები აიგება ძრავას გამოცდის შედეგების მიხედვით და, შესაღამე, გამოსახავს ძრავას რეალურ თვისებებს, რომლებსაც ის გამოამყავნებს მანქანის ექსპლოატაციის დროს.

საავტორიტარო ძრავას ძირითად მახასიათებლებად ითვლება ეგრეთ წოდებული სიჩქარითი და სადატვირთო მახასიათებლები; გარდა ამისა, გვხვდება აგრეთვე საჩვეულო და უქმი სვლის მახასიათებლები და სპეციალური მახასიათებლები.

სპეციალური მახასიათებლების აგება დაკავშირებულია კვლევით მუშაობასთან და ამიტომ მათ შეიძლება ჰქონდეთ სულ სხვადასხვა სახე.

ქვემოთ განხილულია საავტორიტარო ძრავას მახასიათებლების უმთავრესი სახეები.

§ 1. სიჩქარითი მახასიათებლები

სიჩქარითი მახასიათებელი გვამცნობს ძრავას სიმძლავრის, მომენტისა და საწვავის ხარჯის ცვალებადობას მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე დამოკიდებულებით.

თუ სიჩქარითი მახასიათებელი აღებულია დროსელის მთლიანი გაღებისათვის (კარბურატორიანი ძრავა) ან საწვავის ბრული მიწოდებისათვის (დიზელის ძრავა), მას გარეგან მახასიათებელს უწოდებენ.

კარბურატორიანი ძრავას სიჩქარითი მახასიათებელი. კარბურატორიანი ძრავას სიჩქარითი მახასიათებელი შეიძლება ავიღოთ დროსელის ნებისმიერი მდგომარეობისათვის, მაგრამ ყველაზე მეტი პრაქტიკული მნიშვნელობა აქვს იმ მახასიათებელს, რომელიც შეესაბამება დროსელის მთლიან გაღებას (გარეგანი მახასიათებელი).

გარეგანი მახასიათებლის ალების დროს მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობას ვალწვეთ ძრავას დატვირთვის ცვალებადობით. ამ დროს კარბურატორისა და ანთების წინსწრების რეგულირება უნდა იყოს ოპტიმალური.

კარბურატორიანი ძრავას სანიმუშო გარეგანი მახასიათებელი ნაჩვენებია 46-ე ნახ-ზე; აქ აბსცისთა ღერძი გამოსახავს მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვს, ორდინატთა ღერძი კი ეფექტურ სიმძლავრეს (N_e), საწვავის საათობრივ ხარჯს (C_m) და საწვავის კუთრ ხარჯს (g_h).

ბრუნთა რიცხვის ზრდასთან ერთად, სიმძლავრე დასაწყისში იცვლება დააალოებით n -ის პირდაპირ პროპორციულად. ბრუნთა რიცხვის შემდეგი

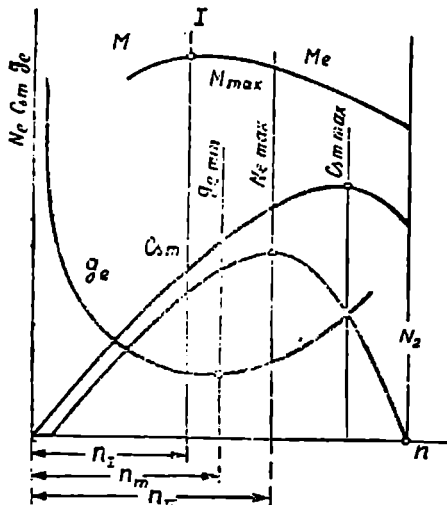
ზრდის დროს სიმძლავრის მატება ნაკლებად ინტენსიურია და მაშინ, როცა ბრუნთა რიცხვი გახდება n_{II} , N_e აღწევს მაქსიმუმს. n_{II} -ის შემდეგ ბრუნთა რიცხვის ზრდა იწვევს სიმძლავრის შემცირებას.

სიმძლავრის ცვალებადობის ასეთი ხასიათის გასარკვევად განვიხილოთ 47-ე ნახ-ზე ნაჩვენები მრუდები. აქ ნაჩვენებია საშუალო ინდიკატორული წნევის (p_i), ხახუნის წნევისა (p_h) და საშუალო ეფექტური წნევის ($p_e = p_i - p_h$) ცვალებადობა ბრუნთა რიცხვზე დამოკიდებულებით. აქვე ნაჩვენებია ამ წნევების შესაბამისი სიმძლავრეები (N_i , N_h და N_e):

თუ დავაკვირდებით წნეების ცვალებადობის მრუდებს, დავრწმუნდებით, რომ რომელიც n_e ბრუნთა რიცხვის დროს საშუალო ინდიკატორული წნევა

აღწევს თავის მაქსიმუმს. ბრუნთა რიცხვის შემდგომი გადიდებით ცილინდრში შეარქლებულ პროცესებზე მოსული დრო მცირდება; ამის გამო მცირდება ძრავას შევსებისა და სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტები, რაც იწვევს საშუალო ინდიკატორული წნევის შემცირებას. საშუალო ინდიკატორული წნევა მაშინაც მოიკლებს, თუ ბრუნთა რიცხვი შემცირდება და n_3 -ზე ნაკლები გახდება; ეს იმით აიხსნება, რომ ამ დროს, პროცესის გახანგრძლივების გამო, გაიზრდება სითბოს გადაცემა გამაგრილებელ სისტემაში. ამას ისიც ემატება, რომ შემცირებულ ბრუნთა რიცხვის დროს გაიზრდება აირის დანაკარგი ცუდად შეშვიდროებულ ადგილებში და ირღვევა ოპტიმალური დანაკარგებულება აირის განაწილების ფაზებსა და მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვს შორის.

n_3 ბრუნთა რიცხვის სიდიდე დამოკიდებულია ძრავას კონსტრუქციაზე და მისი ნეკანიზმების რეგულირებაზე. ამიტომ სხვადასხვა ძრავისათვის n_3 ბრუნთა რიცხვის სიდიდე სხვადასხვა იქნება.



ნახ. 46. კარბურატორიანი ძრავას გარეგანი მახასიათებელი

ბრუნთა რიცხვის ზრდით ხახუნის წნევა (p_b) იზრდება, რაც მოძრავი ნაწილების ინერციის ზრდითაა გამოწვეული. როდესაც ძრავას ბრუნთა რიცხვი n_1 -ს მიაღწევს, გვექნება $p_b = p_i$ და ამ დროს $p_r = 0$.

საშუალო ეფექტური წნევა (p_e) წარმოადგენს საშუალო ინდეკატორული და ხახუნის წნევების სხვაობას, რის გამო p_r -სა და, მაშასადამე, N_e -ს ცვალებადობა საეხებოთ დამოკიდებულია p_i და p_b წნევების ცვალებადობაზე.

მომენტის ცვალებადობის მრული აიგება დამოკიდებულებით

$$M = 716,2 \frac{N_e}{n}$$

ვინაიდან მომენტი საშუალო ეფექტური წნევის პირდაპირ პროპორციულია, ამიტომ მომენტის ცვალებადობის მრული სხვა მანვტადნი განოხატავს საშუალო ეფექტური წნევის ცვალებადობას.

მომენტის ცვალებადობის მრუდის ანალიზი (ნახ. 46) გვიჩვენებს, რომ ბრუნთა რიცხვის შემცირება n_{II} -დან n_I -მდე მომენტის ზრდას იწვევს, რაც შეგავსის რაევას მეტად მნიშვნელოვან დინამიკურ თვისებას აანიათებს. რაევას გადატვირთვის დროს, მას შენდევს, როცა მიღწეული იქნება მაქსიმალური სიმძლავრე, ბრუნთა რიცხვი შეეცირებას დაიწყებს: მიუხედავად იმისა, რომ ამით სიმძლავრეც კლებულობს, რაფა არ ჩაქრება, რადვანაც ამ დროს მომენტი გაიზრდება, რაც ხელს შეუწყობს რაევას მიერ წინალობის გადალახვას. რაფა ჩაქრება მხოლოდ მაშინ, თუ წინალობა იმდენად გაიზრდება, რომ ბრუნთა რიცხვი n_1 -ზე ნაკლები გახდება. ცხადია, რომ რაც უფრო მკვეთრად აიწვევს ზემოთ მომენტის მრული და რაც უფრო დიდი იქნება ნუალედი n_I და n_{II} ბრუნთა რიცხვებს შორის, მით უკეთესი იქნება რაევას დინამიკური თვისებები. ამ თვისებების დასახასიათებლად ჩვეულებრივად ანგარაშობენ ეგრეთ წოდებულ შეგუების კოეფიციენტს, რომელიც გამოითვლება ტოლობით

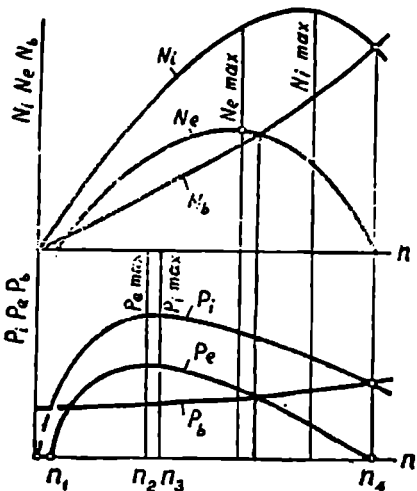
$$\varphi = \frac{M_{max}}{M_e} \quad (147)$$

სადაც: M_{max} არის მომენტის მაქსიმალური სიდიდე;

M_e —მომენტის სიდიდე მაქსიმალური სიმძლავრის დროს.

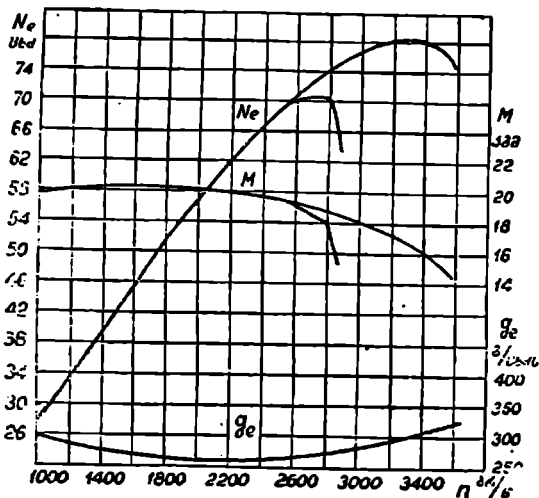
თანამედროვე კარბურატორიანი ძრავებისათვის შეგუების კოეფიციენტი ცვალებადობს $\varphi = 1,1 \div 1,3$ ზღვრებში.

ცხადია, რომ, რაც უფრო დიდია φ , მით უკეთესი დინამიკური თვისებებით ხასიათდება რაფა.



ნახ. 47. წნევებისა და სიმძლავრეების ცვალებადობის მრუდები

საწვავის საათობრივი ხარჯი (C_m) დროსელის მუდმივი გაღებისათვის დამოკიდებულია ბრუნთა რიცხვსა და შევსების კოეფიციენტზე. ამიტომ ბრუნთა რიცხვის ზრდასთან ერთად საწვავის საათობრივი ხარჯი ჯერ მოიმატებს, შემდეგ კი შემცირდება.



ნახ. 48. სატვირთო ავტომობილის ГАЗ-51-ის ძრავას გარეგანი მახასიათებელი

იმ ბრუნთა რიცხვზე, რომელიც შეესაბამება მაქსიმალურ ეფექტურ სიმძლავრეს.

48-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სატვირთო ავტომობილის ГАЗ-51-ის ძრავას გარეგანი მახასიათებელი. მახასიათებელზე ნაჩვენებია სიმძლავრისა და მომენტის მრუდების განშტოება, რაც რეგულატორის მოქმედებითაა გამოწვეული. არსებული ძრავასათვის გარეგანი მახასიათებლის აგება ხდება მისი სა-მუხრუქო გამოცდის შედეგების მიხედვით.

დასაპროექტებელი ძრავასათვის გარეგანი მახასიათებლის აგება შესაძ-ლებელი იქნება, თუ სითბურ გაანგარიშებას ჩავატარებთ რამდენიმე ბრუნთა რიცხვისათვის (არა ნაკლებ ხუთისა).

თუ მოცემული გვაქვს მაქსიმალური სიმძლავრე (N_{max}) და მისი შესაბა-მისი ბრუნთა რიცხვი, მაშინ კარბურატორიანი ძრავას გარეგანი მახასიათებ-ლის მიახლოებითი აგებისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ ემპირიული ტო-ლობები.

თვითააღებადი ძრავას (დიზელის) ხაჩქართი მახასიათებელი. თვითაა-ღებადი ძრავას სიჩქართი მახასიათებელი მიიღება საწვავის ტუმბოს მუდმივი მიწოდების დროს, ე. ი. მაშინ, როდესაც საწვავის მიწოდების სარეგულაციო მოწყობილობა (ლარტყა) უძრავ მდგომარეობაშია და ბრუნთა რიცხვი იცვლება ძრავას დატვირთვის ცვალებადობით. თუ საწვავის მიწოდების სარეგულაციო მოწყობილობა იმოქმედა მაქსიმალური მიწოდების შესაბამის მდგომარეობაში (ლარტყა გამოწვეულია ბრუნებზე), მაშინ მივიღებთ თვითააღებადი ძრავას გარეგანი მახასიათებელს.

საწვავის კუთრი ხარჯი (g_e) განისაზღვრე-ბა საწვავის საათობრივი ხარჯის გაყოფით ეფექ-ტურ სიმძლავრეზე. ანი-ტომ იმ წერტილებში, სა-დაც $N_e = 0$, საწვავის ეფექტური კუთრი ხარჯი უსასრულოა.

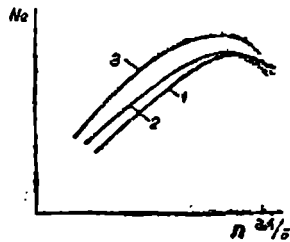
საწვავის მინიმალურ კუთრ ხარჯს და, მაშაა-დამე, ძრავას ყველაზე უფრო ეკონომიურ მუშა-ობას მივიღებთ რომელი-დაც n_m ბრუნთა რიცხვის დროს (ნახ. 46). N_e და C_m მრუდების განვითა-რების გარკვეული ხასია-თის გამო n_m ბრუნთა რიცხვი მუდამ ნაკლებია

თვითაალებად ძრავაში, ნარევის შექმნის პროცესის არასრულყოფილობის გამო, საწვავის სრული წვა შესაძლებელია მხოლოდ ჰაერის განსაზღვრული სიჭარბის დროს. ამიტომ თანამედროვე დიზელების ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მინიმალური მნიშვნელობა, ძრავას სრული დატვირთვით მუშაობის დროს, მერყობს $\alpha = 1,2 \div 1,7$ ზღვრებში. რაც უფრო მცირეა α , მით უფრო სრულყოფილია ძრავა.

თუ საწვავის მიწოდების გაზრდით ძრავას ვაშუშავებთ ჰაერის შემცირებული სიჭარბის კოეფიციენტით, მაშინ ძრავას სიმძლავრე თუმცა ზოიმატებს, მაგრამ ადგილი ექნება საწვავის არასრულ წვას, რაც ძრავას მუშაობაზე ცუდ გავლენას მოახდენს. პრაქტიკულად, საწვავის არასრული წვა იმაში მდგავნება, რომ საბოლოო მილიდან გამოსული ნამუშევარი აირები ზუქ ფერს იღებენ და, როგორც იტყვიან ხოლმე, ძრავა იწყებს ბოლვას. ბოლვა დაუშვებელია იმიტომ, რომ ამ დროს ადგილი აქვს საწვავის ნაწილობრივ დადახარჯვას და, გარდა ამისა, რაც მთავარია, არასრული წვა იწვევს ნაწვის დაკლასვას წვის კამერაში და როგორც ფრქვევანის, ისე სარქველების ნორმალურ მუშაობას აფერხებს.

მამასადანე საჭიროა, რომ გარეგანი მახასიათებელი შეესაბამებოდეს ძრავას მუშაობას ბოლვის ზღვარზე.

თუ ჩავატარებთ ისეთი ძრავის სამუხრუტო განოცდას, რომლის საწვავის ტუმბოს არა აქვს რაიმე სპეციალური მოწყობილობა საწვავის მიწოდების კორექტირებისათვის, მაშინ მიღებული გარეგანი მახასიათებლის შტო გარდატეხის მარცხნივ დაუახლოვდება სწორ ხაზს და არ ექნება ამოზნექილობა (ნახ. 49, მრუდი 1). ასეთი ნაბასიათებელი სრულიად მიუღებელია საავტოტრაქტორო ძრავასათვის, რადგანაც ის იძლევა მომენტის თითქმის სწორხაზობრივ განვითარებას და შეგუების კოეფიციენტი ერთს უახლოვდება. ასეთი ძრავა ვერ სძლეეს ვადიდებულ წინალობას და გადატირთვის შემოხვევაში ჩერდება (ქრება). მახასიათებლის ასეთი მიმდინარეობა იმიტია განოწყვეული, რომ საწვავის ტუმბო, რომელსაც არა აქვს სპეციალური მოწყობილობა მიწოდების კორექტირებისათვის; ბრუნთა რიცხვის შემცირებით (ლარტყის უცვლელ მდგომარეობაში) ამცირებს ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის რაოდენობას და იწვევს საშუალო ეფექტური წნევის შემცირებას.



ნ.ხ. 49. თვითაალებადი ძრავის გარეგანი მახასიათებლები

ამ მდგომარეობის ასაცილებლად თანამედროვე თვითაალებადი ძრავას საწვავის ტუმბოს აუცილებლად უკეთდება სპეციალური მოწყობილობა—მიწოდების კორექტორა. რომელიც ბრუნთა რიცხვის შემცირების დროს დამატებით გადაადგილებს ლარტყას და გამოიწვევს საწვავის მიწოდების მომატებას. კორექტორი ისეა გაანგარიშებული, რომ ყველა ბრუნთა რიცხვის დროს შეიძლებოდეს ძრავას მუშაობის განხორციელება ბოლვის ზღვარზე.

ასეთი წესით მიღებულ მახასიათებელს „ბოლვის ზღვრულ“ მახასიათებელს უწოდებენ; ის ნაჩვენებია 49-ე ნახ.ზე (მრუდი 2).

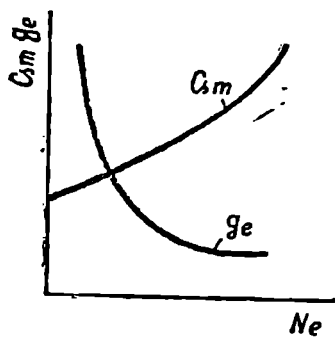
ბოლგის ზღვრული მახასიათებელი იძლევა საკმარის ამოზნექილობას, რასაც თან სდევს მომენტის აღმაველი განვითარება და შეგუების კოეფიციენტის დამაკმაყოფილებელი სიდიდე.

თუ ძრავას ბოლგის ყურადღებას არ მივაქცევთ და განვაგრძობთ საწვავის ნიწორების მომატებას, მაშინ ძრავას სიმძლავრე კვლავ მოიმატებს და მახასიათებელი ზემოთ აიწევს (ნახ. 49, მრუდი 3). ასეთ მახასიათებელს ძრავას აბსოლუტური მახასიათებელი ეწოდება. ცხადია, რომ საექსპლოატაციო პირობებში ძრავას მუშაობა აბსოლუტური მახასიათებლის მიხედვით დაუშვებელია, რადგანაც ამ დროს გაუარესდება ძრავას ეკონომიურობა და აღვილი ტენება კუმშვის კამერაში ნაწვის დაკოქსვას.

სატრაქტორო ძრავები ჩვეულებრივად მომარაგებულია ბრუნთა რიცხვის რეგულატორით, რომელიც გარკვეულ ზღვრებში იცავს ბრუნთა რიცხვს და ძრავას საშუალებას არ აძლევს განავითაროს სიჩქარე დაწესებულ ბრუნთა რიცხვზე ზევით. ამ ბრუნთა რიცხვს სათანადო გარკვეული ბრუნთა რიცხვი ეწოდება.

§ 2. სადატვირთო მახასიათებლები

ექსპლოატაციის პირობებში საავტოტრაქტორო ძრავა ცვალებადი რეჟიმით მუშაობს, რის გამო გარეგანი მახასიათებელი, რომელიც შეესაბამება ძრავას სრულ დატვირთვის, არაა საკმარისი ძრავას მთლიანი მახასიათებლისათვის. ამიტომ, სიჩქარით მახასიათებელთან ერთად, ძრავასაგან იღებენ აგრეთვე ეგრეთ წოდებულ სადატვირთო მახასიათებელს, რომელიც განმარტავს ძრავას სხვადასხვა პარამეტრის ცვალებადობას დატვირთვაზე დამოკიდებულებით. ასეთ შემთხვევაში დატვირთვა გამოისახება ან ძრავას სიმძლავრის აბსოლუტური მნიშვნელობით ან მაქსიმალური სიმძლავრის პროცენტობით.



ნახ. 50. საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავის სადროსელო მახასიათებელი

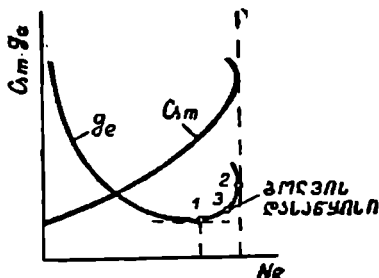
50-ე ნახ-ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავის სადროსელო მახასიათებელი.

51-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია თვითაალებადი ძრავის სადატვირთო მახასიათებელი ძრავის ნორმალური ბრუნთა რიცხვისათვის. ამ მახასიათებელზე საყუ-

რადღებოა სამი დამახასიათებელი წერტილი (1, 2, 3), რომლებიც საწვავის კუთრი ხარჯის მრუდზეა დანიშნული.

წერტილი (1) შეესაბამება საწვავის მინიმალურ კუთრი ხარჯს, რომელიც მიიღება საწვავის საათობრივი ხარჯის განსაზღვრული მნიშვნელობის დროს. ასეთ შემთხვევაში წვის პროცესი სრულად მიმდინარეობს და ძრავას მუშაობა უკუემლო განდევნით ხასიათდება.

წერტილი (2) მიიღება საწვავის საათობრივი ხარჯის გადიდებით, მაშინ როცა გადიდებულ კუთრი ხარჯთან ერთად ძრავას მაქსიმალურ სიმძლავრეს ვღებულობთ. ამ დროს საწვავი არასრულად იწვის და ძრავას მუშაობა ბოლევით ხასიათდება. საწვავის საათობრივი ხარჯის შემდგომი ზრდა იმდენად აუარესებს წვის პროცესს, რომ იწყება სიმძლავრის ვარდნა და საწვავის კუთრი ხარჯის მკვეთრი ზრდა.



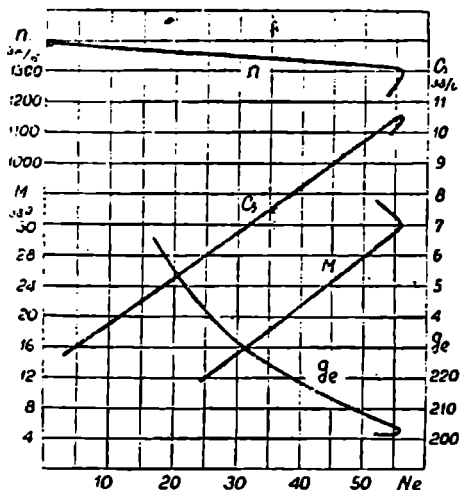
ნახ. 51. თვითაღებელი ძრავის სადატვირთო მახასიათებელი

(1) და (2) წერტილებს შორის მოთავსებულია წერტილი (3), რომელიც ბოლვის ზღვარს წარმოადგენს; ამ დროს (1) წერტილიდან შედარებით რამდენიმეჯერ გაზრდილია რთგორც სიმძლავრე, ისე საწვავის კუთრი ხარჯი.

ცხადია, რომ ბოლვის ასაცილებლად მახასიათებელი უნდა შეწყდეს (3) წერტილში, რაც პრაქტიკულად საწვავის ტუმბოს მაქსიმალური მიწოდების შეზღუდვით ხორციელდება.

ვინაიდან სატრაქტორო ძრავას აქვს ბრუნთა რიცხვის რეგულატორი, ამიტომ მისი მახასიათებელი განსხვავდება საავტომობილო ძრავას მახასიათებლისაგან. რეგულატორიანი სატრაქტორო ძრავას სადატვირთო მახასიათებელს ჩვეულებრივად რეგულატორულ მახასიათებელს უწოდებენ.

რეგულატორული მახასიათებელი



ნახ. 52. Д-54 ძრავის რეგულატორული მახასიათებელი

52-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია Д-54 ძრავის თებელი.

მახასიათებელზე მოცემულია მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვისა და საწვავის საათობრივი და კუთრი ხარჯის დამოკიდებულება ძრავას დატვირთვაზე. შტო, მრუდების გადატების შემდეგ, შეესაბამება ძრავას გადატვირთვით მუშაობას. ცხადია, რომ ამ დროს ძრავა იმუშავებს გარეგანი მახასიათებლის მიხედვით.

§ 3. უძში სვლისა და ხარამულაციო მახასიათებლები

როგორც კარბურატორიანი, ისე თვითაალებადი ძრავებისათვის უძში სვლის მახასიათებელი განკუთვნილია უძმ სვლაზე მუშაობის დროს ძრავას ეკონომიურობის შესაფასებლად.

ეს მახასიათებელი იძლევა დაუტვირთავი ძრავას მუშაობის დროს (უძში სვლა) საწვავის საათობრივი ხარჯის დამოკიდებულებას ბრუნთა რიცხვზე. მისი აღება ხდება ისეთ პირობებში, რომ ყოველ ბრუნთა რიცხვს შეესაბამებოდეს საწვავის მინიმალური ხარჯი ძრავას საკმარისად მღვრადი მუშაობის უზრუნველყოფით.

53-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია უძში სვლის სანიმუშო მახასიათებელი.

სარეგულაციო მახასიათებელს აგებენ კარბურატორის ან საწვავის ტუმბოს მიწოდების ყველაზე შეტად ხელ-



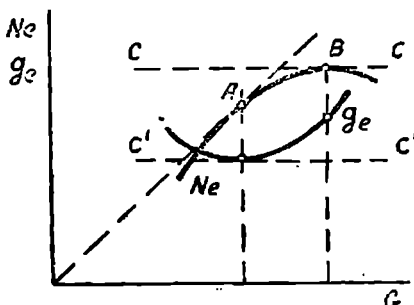
ნახ. 53. უძში სვლის მახასიათებელი

საყრელი რეგულირების შესარჩევად. ის იძლევა ძრავას ეფექტური სიმძლავრისა და საწვავის კუთრი ხარჯის ცვალებადობას საწვავის საათობრივ ხარჯზე დამოკიდებულებით.

მახასიათებელს იღებენ მუხლა ლილვის მუდმივ ბრუნთა რიცხვით მუშაობის დროს კარბურატორის ან საწვავის ტუმბოს მიწოდების რეგულირების შედეგით.

54-ე ნახ-ზე მოყვანილია სანიმუშო სარეგულაციო მახასიათებელი. ამ მახასიათებელზე დანიშნულია ორი წერტილი A და B. წერტილი A განსაზღვრავს საწვავის საათობრივ ხარჯს, რომლის დროს მიიღება საწვავის მინიმალური კუთრი ხარჯი, ხოლო წერტილი B—საწვავის საათობრივ ხარჯს, რომლის დროს ძრავას სიმძლავრე მაქსიმალურია. საწვავის მინიმალური კუთრი ხარჯი განისაზღვრება g_e მრუდთან აბსცისთა ღერძის სწერივი $C'C'$ მონაკვეთის შეხების წერტილით, ხოლო მაქსიმალური სიმძლავრე CC მონაკვეთის N_e მრუდთან შეხების წერტილით.

ძრავას სიმძლავრე, რომლის დროს საწვავის კუთრი ხარჯი მინიმალურია (წერტილი A), შეიძლება აგრეთვე განისაზღვროს ღერძთა სათავიდან N_e



ნახ. 54. ძრავას სარეგულაციო მახასიათებელი

შრუდის შემხები სხვის გატარებით, რადგანაც აბსცისთა ლერძთან ამ სხვის დახრის კუთხის ტანგენსი წარმოადგენს შეფარდებას $\frac{N_e}{G}$, ხოლო საწვავის

კუთრი ხარჯი $g_e = \frac{G}{N_e}$; A წერტილისათვის სხვის დახრის კუთხის ტანგენსი მაქსიმალურია და, მაშასადამე, g_e —მინიმალური.

იმის მიხედვით, თუ რა უფრო ხელსაყრელია მოცემული ძრავასათვის—მაქსიმალური ეკონომიურობა თუ მაქსიმალური სიმძლავრე, აწესებენ კარბურატორის ან საწვავის ტუმბოს საჭირო რეგულირებას.

მაქსიმალურ სიმძლავრეზე თვითაალებადი ძრავას რეგულირება არ დაიწყება, რადგანაც ამ დროს აღვილი ექნება საწვავის არასრულ წვას და ბოლგას.

თვითაალებადი ძრავასათვის ყველაზე უფრო ხშირად ხელსაყრელია რეგულირება ბოლგის ზღვარზე, რომელიც A და B წერტილებს შორის მდებარეობს.

სარეგულაციო მახასიათებელი შეიძლება აგრეთვე ავაგოთ საწვავის შეფრქვევის საჭირო წინსწრების ან ნაპერწყლის მიწოდების ხელსაყრელი მომენტის დასადგენად.

პირველ შემთხვევაში აბსცისთა ლერძი გამოსახავს შეფრქვევის წინსწრების, ხოლო მეორე შემთხვევაში ნაპერწყლის მიწოდების წინსწრების კუთხის ზეხლა ლილვის მობრუნების გრადუსებში.

წინსწრების საუკეთესო კუთხე განისაზღვრება ძრავას მაქსიმალური ეფექტური სიმძლავრის მიხედვით.

აღსანიშნავია, რომ თვითაალებადი ძრავასათვის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის დაწესების დროს, მაქსიმალური სიმძლავრის გარდა, ანგარიში უნდა გაეწიოს ძრავას მუშაობის სიხისტეს. ზოგ შემთხვევაში, სიხისტის შემცირების მიზნით, საჭირო ხდება რეგულირების შერჩევა რამდენიმე შემცირებული სიმძლავრის შესაბამისად,

§ 4. ხიჩძარითი მახასიათებლების აბიმა მჰიჩირიული ტოლოგამის დახმარებით

დასაპროექტებელი ძრავას სავარაუდო სიჩქარითი (გარეგანი) მახასიათებლის ასაგებად არსებობს ემპირიული ტოლოგამები. ქვემოთ მოგვყავს ს. რ. ლეიდერმანის მიერ სხვადასხვა ტიპის ძრავებისათვის დამუშავებული ტოლოგამები.

ზეწინით მომუშავე ძრავებისათვის

$$N_e = N_{e \max} \left(\frac{n}{n_1} + \frac{n^2}{n_1^2} - \frac{n^3}{n_1^3} \right);$$

უწეალო შეფრქვევის შქონე თვითაალებადი ძრავებისათვის

$$N_e = N_{e \max} \left(0,5 \frac{n}{n_1} + 1,5 \frac{n^2}{n_1^2} - \frac{n^3}{n_1^3} \right);$$

წინაქამერიანი თვითაალებადი ძრავებისათვის

$$N_e = N_{e \max} \left(0,6 \frac{n}{n_1} + 1,4 \frac{n^2}{n_1^2} - \frac{n^3}{n_1^3} \right);$$

გრიგალური კამერის შქონე თვითაალებადი ძრავებისათვის

$$N_c = N_{c \max} \left(0,7 \frac{n}{n_1} + 1,3 \frac{n^2}{n_1^2} - \frac{n^3}{n_1^3} \right).$$

საწვავის კუთრი ხარჯის შრუდის ასაგებად ლეიდერმანი აგრეთვე იც-
ლევ ტოლობებს:

ბენზინით მომუშავე ძრავებისათვის

$$g_c = g_c' \left(1,2 - \frac{n}{n_1} + 0,8 \frac{n^2}{n_1^2} \right);$$

უმუალო შეფრქვევის შქონე თვითაალებადი ძრავებისათვის

$$g_c = g_c' \left(1,55 - 1,55 \frac{n}{n_1} + \frac{n^2}{n_1^2} \right);$$

წინაკაშერიანი თვითაალებადი ძრავებისათვის

$$g_c = g_c' \left(1,2 - 1,2 \frac{n}{n_1} + \frac{n^2}{n_1^2} \right);$$

გრიგალური კამერიანი თვითაალებადი ძრავებისათვის

$$g_c = g_c' \left(1,35 - 1,35 \frac{n}{n_1} + \frac{n^2}{n_1^2} \right).$$

ამ ტოლობებში; $N_{c \max}$ არის ძრავას მაქსიმალური სიმძლავრე;

N_c —საძიებელი სიმძლავრე;

n_1 —ბრუნთა რიცხვი მაქსიმალური სიმძლავრის დროს;

n —საძიებელი სიმძლავრის შესაბამისი ბრუნთა რიცხვი;

g_c' —საწვავის კუთრი ხარჯი მაქსიმალური სიმძლავრის დროს;

g_c —საწვავის კუთრი ხარჯი მოცემულ n ბრუნთა რიცხვის დროს.



კარბურატორიანი ძრავის საფუძვალ პროცესი და მისი თავისებურებანი

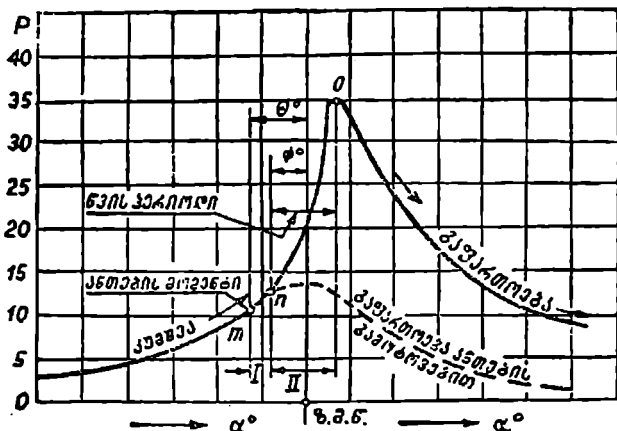
§ 1. წვის პროცესის თავისებურებანი

55-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია კარბურატორიანი ძრავის გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამის ნაწილი, სადაც გამოსახულია კუნძულის, წვისა და გაჟართობის პროცესები. დიაგრამის აბსცისის წარმოდგენს მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხეს გრადუსებში, ხოლო ორდინატო—აირის წნევას ცილინდრში.

დიაგრამაზე მთლიანი ხაზი მომუშავე ძრავას ნორმალურ პროცესს გამოსახავს. ხოლო წყვეტილი ხაზი—იმ პროცესს, როდესაც ნაპერწყალი ზრ იყო მიწოდებული და წვა არ მოხდა.

ნაჩვენები დიაგრამა წვის პროცესის მიმდინარეობაზე დაკვირვების საშუალებას იძლევა.

ნაპერწყლის მიწოდება (ე. ი. ანთეზა) წარმოებს III წერტილში (ნახ. 55), მაშინ როდესაც დგუში ჯერ არ მისულა ზედა მკედარ წერტილამდე. ეს წინსწრება მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის მიხედვით θ° -ს შეადგენს.



ნახ. 55. კარბურატორიანი ძრავის გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამა

III წერტილში ნაპერწყლის მიწოდების მიუხედავად, წნევის შესაძინევი ზრდა იწყება. მხოლოდ n წერტილში. m წერტილიდან n წერტილამდე პერიოდს წვის პროცესის პირველ პერიოდს ან ზოგჯერ საინდუქციო პერიოდს

უწოდებენ. ამ პერიოდის ხანგრძლივობა დამოკიდებულია ნარევის შედგენილობასა, წნევაზე და ტემპერატურაზე, საწვავის ხარისხსა, გრიგალურ მოძრაობასა, ნაპერწყლის სიძლიერესა და სხვა ფაქტორებზე. // წერტილიდან დაწყებული წნევა მკვეთრად იზრდება და მაქსიმუმს აღწევს σ წერტილში. ამ პერიოდს წვის პროცესის მეორე პერიოდს, ანუ თვალსაჩინო წვის პერიოდს უწოდებენ.

σ წერტილის შემდეგ დარჩენილი საწვავი განაგრძობს წვას, მაგრამ მოცულობის მკვეთრი ზრდის გამო წნევა თანდათან მცირდება.

ქვემოთ განხილულია წვის პროცესის ზოგიერთი თავისებურება.

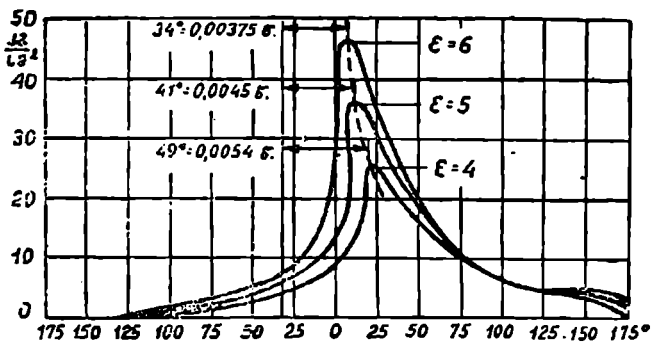
წვის სიჩქარე და ალის გავრცელების სიჩქარე

წვის სიჩქარე იზომება წამობით და გამოსახავს იმ დროს, რომელიც შეესაბამება მუხლა ლილვის მობრუნებას ნაპერწყლის მიწოდების მომენტთან (წერტილი III) მაქსიმალური წნევის მიღწევის მომენტამდე (წერტილი O).

წვის სიჩქარისაგან განსხვავებით, ალის გავრცელების სიჩქარე იზომება მწანობით და გამოსახავს წვის კამერაში ალის გავრცელების (გადაადგილების) სიჩქარეს.

წვის სიჩქარე შეიძლება ადვილად გამოიკვეს ინდიკატორული დიაგრამიდან, ხოლო ალის გავრცელების სიჩქარის გამოსარკვევად საჭიროა სპეციალური ხელსაწყოების გამოყენება.

ცდებით დადასტურებულია, რომ ალის გავრცელების სიჩქარე ნორმალურ პირობებში 20÷40 მ/წმ-ს შეადგენს და დამოკიდებულია ისეთ ფაქტორებზე, როგორცაა: საწვავის ხარისხი, ნარევის შედგენილობა, გრიგალური მოძრაობა წვის კამერაში. კუმშვის ხარისხი, წვის კამერის ფორმა, ნარჩენი აირების რაოდენობა, ანთების მომენტი და სხვ.



ნახ. 56. კუმშვის ხარისხის გავლენა წვის სიჩქარეზე

პროფ. ნ. რ. ბრილინგის გამოკვლევით ალის გავრცელების სიჩქარე დიდად დამოკიდებული ნარევის შედგენილობაზე და თავის მაქსიმუმს აღწევს მაშინ, როდესაც ძრავა პაერის ნაწილობრივი დანაკლისით მუშაობს. ამ დროს პაერის სიჭარბის კოეფიციენტი $\alpha = 0,8 \div 0,9$.

დაკვირვებით დადასტურებულია აგრეთვე, რომ ალის გავრცელების სიჩქარე წვის კამერის შუაში მეტია, ვიდრე კედლებთან, ეს იმით აიხსნება, რომ კანერის კედლებთან ახლოს გავრილება უფრო ინტენსიურია, შუა სფერულთან შედარებით.

ისევე, როგორც ალის გავრცელების სიჩქარე, წვის სიჩქარეც მრავალ ფაქტორზეა დამოკიდებული. წვის სიჩქარეზე ყველაზე მეტ გავლენას ახდენს კუმშვის ხარისხი, ანთების წინსწრების კუთხე და დატვირთვა.

56-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სამი ინდიკატორული დიაგრამა, აღებული ძრავას სრული დატვირთვით მუშაობის დროს. დიაგრამების აღებისას შერჩეული იყო ანთების საუკეთესო წინსწრების სიდიდე.

ინდიკატორული დიაგრამებიდან ჩანს, რომ კუმშვის ხარისხის ზრდა იწვევს წვის სიჩქარის გადიდებას.

ძრავას მუშაობის სიხისტე

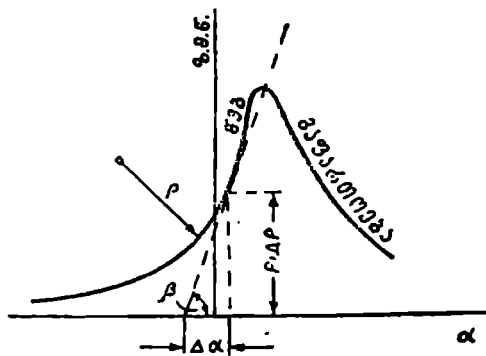
როგორც ზემოთ იყო ნაჩვენები, n წერტილიდან o წერტილამდე (ნახ. 55) წნევა იზრდება და ამის გამო მრუდმხარა მექანიზმზე დატვირთვა მატულობს.

თუ წნევა ძლიერ მკვეთრად გაიზრდება, მაშინ მრუდმხარა მექანიზმის ნაწილებზე მოსული დატვირთვა დარტყმის ხასიათს ღებულობს და ძრავა, როგორც იტყვიან ხოლმე, ხისტად მუშაობას იწყებს.

ხისტი მუშაობის დროს ძრავაში ისმის ხმაური (დარტყმები), ადგილი აქვს ვიბრაციას, რაც ნაწილების გადატვირთვასა და ინტენსიურ ცვეთას იწვევს.

ძრავას მუშაობა მით უფრო ნაკლები სიხისტით ხასიათდება, რაც უფრო მდოვრედ გადადის კუმშვის ხაზი თვალსაჩინო წვის ხაზში, ე. ი. სიხისტე დამოკიდებულია რადიუსზე p (ნახ. 57). p რადიუსის შემცირებით სიხისტე იზრდება.

თუ დავიკვირდებით 56-ე ნახ-ზე მოცემულ დიაგრამებს, დავინახავთ, თუ როგორი ძრავა უფრო ხისტად იმუშავებს.



ნახ. 57. გაზლილი ინდიკატორული დიაგრამა

ძრავას სიხისტის მაჩვენებლად იღებენ წნევის ნაზრდს მუხლა ლილვის 1° -ით შემობრუნების დროს, იმავეს მივიღებთ, თუ ძრავას სიხისტის მაჩვენებლად მივიღებთ β კუთხის ტანგენსს (ნახ. 57). ამ შემთხვევაში სიხისტე გაიზომება ფარდობით $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$, რომლის განზომილება იქნება $\frac{კმ}{სმ^2 \cdot 1}$.

არსებულ ცრავებზე დაკვირვება გვიჩვენებს, რომ ძრავას ნორმალური მუშაობისათვის საჭიროა, რომ $\frac{\Delta P}{\Delta z}$ არ აღემატებოდეს $2,6 \frac{\text{კმ}}{\text{სმ}^2 1^\circ}$.

დ ე ტ ო ნ ა ც ი ა

ცდებით დადასტურებულია, რომ განსაზღვრულ სიდიდემდე ($z=12 \div 18$) კარბურატორიანი ცრავის კუმშვის ხარისხის ზრდა იწვევს ცრავის სიმძლავრისა და ეკონომიურობის გადიდებას.

მაგრამ კუმშვის ხარისხის ზღვრული სიდიდის განხორციელება მეტწილად შეუძლებელი ხდება, რადგანაც მოცემული ცრავისათვის დასაშვებზე უფრო მეტად კუმშვის ხარისხის ზრდა ლეტონაციის წარმოშობითაა შეზღუდული. ზოგიერთ შემთხვევაში კუმშვის ხარისხის ზრდის ხელშემშლელი ფაქტორი შეიძლება ნარევის წინასწარი აალებაც იყოს.

ნარევის წინასწარ აალებას (ნაპერწყლის მიწოდებამდე) მივიღებთ ისეთ შემთხვევაში, თუ ტემპერატურა კუმშვის დასასრულს საწვავის თვითაალების ტემპერატურაზე მეტი იქნება. აღსანიშნავია, რომ წინასწარი აალება შეიძლება აგრეთვე გამოიწვიოს კუმშვის კამერაში გადახურებულმა ნაწილებმა (სანთელი, სარქველი) და ნაწვის დიდმა რაოდენობამ.

ექსპერიმენტებით დადასტურებულია, რომ კარბურატორიანი ცრავის ნორმალური მუშაობა შესაძლებელია იმ შემთხვევაში, თუ კამერაში სანთლის გამოშვებული ადგილები გახურებულია $580-850^\circ\text{C}$ -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 ცრავისათვის სანთლები სათანადოდ უნდა შეირჩეს.

ლეტონაცია წარმოადგენს წვის განსაკუთრებულ სახეს, რომელიც მიმდინარეობს ალის გავრცელების მეტად დიდი სიჩქარეების დროს. მაგალითად, თუ ნორმალური წვის დროს ალის გავრცელების სიჩქარე შეადგენს $20 \div 40$ მ/წამს, ლეტონაციის დროს ის აღწევს $2000 \div 3000$ მ/წამს.

ლეტონაციური წვის დროს წვის კამერის იმ ადგილებში, სადაც იმყოფება ლეტონაციის კერა, ტემპერატურა და წნევა იმდენად იზრდება, რომ შეიძლება ადგილი ჰქონდეს დეგუზის ძირის ჩამტვრევას ან კამერაში მყოფი ნაწილების ამოწვას.

ლეტონაციით ძრავას მუშაობის გარეგნული ნიშნები შემდეგია:

1. ცილინდრში წკრიალა ლითონისებრი ხმაური;
2. ცრავის სიმძლავრისა და ეკონომიურობის შემცირება;
3. ცრავის არამდგრადი მუშაობა;
4. გამოდევნილ აირებში კვარტლისა და ნაპერწყლების არსებობა;
5. ცრავის გადახურება;
6. გამოდევნილი აირის ტემპერატურის შემცირება.

ლეტონაციის მოვლენა ნათლად ჩანს ინდიკატორულ დიაგრამაზე, რადგანაც ამ დროს გაფართოების ხაზი დაკბილული გამოდის.

ერთმანეთში არ უნდა ავუროთ ლეტონაცია და წინასწარი აალება. ეს ორი მოვლენა გარეგნული ნიშნებით ერთიანეორეს მეტად წააგავს. განსხვავ-

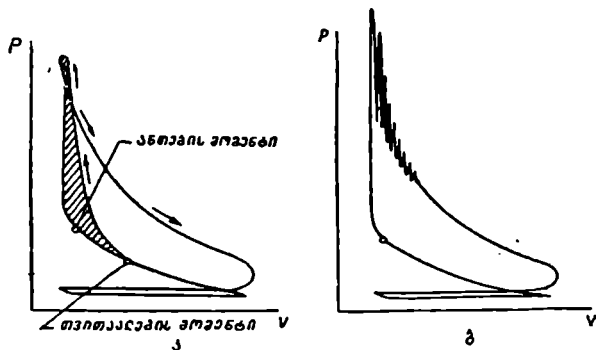
დებიან მხოლოდ იმით, რომ წინასწარი აალების დროს, წკრიალა ხმაურის მაგიერ, ცილინდრებიდან ისმის მძიმე, ყრუ დარტყმების ხმა.

აღსანიშნავია, რომ დეტონაცია ნაპერწკლის მიწოდების შემდეგ წარმოიშეება, წინასწარი აალება კი ნაპერწკლის მიწოდებამდე ხდება. ამიტომ დეტონაციისა და წინასწარი აალების განსახსნევებლად 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 ნიმიდინარეობდეს როგორც დეტონაცია, ისე წინასწარი აალება.

58-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 პირ-



ნახ. 58. ინდიკატორული დიაგრამები, აღებული წინასწარი აალებისა და დეტონაციის დროს

ველადი დაჟინგვის პროდუქტები (მაგალითად, პეროქსიდები), რაც ძალიან აქტიურებს ნარევის და განსაზღვრულ პირობებში იწვევს მის თითქმის მყავე წეას.

დეტონაცია წარმოიშეება ალის ფრონტის წინ, კუმშვის კამერის იმ ადგილებში, რომლებიც სანთლიდან ყველაზე მეტადაა დაზოგბული. ამას ხელს უწყობს ის გარემოება, რომ სანთლიდან მოზოგბულ ადგილებში მყოფი ნარევის დაუწვავი ნაწილი იკუმშება იმ ნარევით, რომელიც ახლო იყო სანთლთან და ამიტომ უკვე დაიწყო წვა; ამის შედეგად იზრდება ტემპერატურა და წნევა სანთლიდან მოზოგბულ ადგილებში და იქმნება დეტონაციის კერა.

დეტონაციის წარმოშობის ცირითად ფაქტორს (მოცემული საწვავააათვის) წარმოადგენს ცილინდრში მყოფი იმ ნარევის ტემპერატურა, რომელიც სულ ბოლოს უნდა დაიწვას.

დეტონაციის წარმოშობის ადგილებში აირის ტემპერატურა და წნევა მკვეთრად იზრდება და იწყება მალალი წნევის ტალღების გავრცელება. მა-

ღალი წნევის ტალღები ეჯახება ცილინდრის. დგუშის ან კუმშვის კამერის კედლებს, იწვევენ მათს ეობრაციას და წარმოქმნის ლითონისებრ წკრიალა ხმაურს.

კარბურატორიანი ძრავას ზეშაობის დროს შესაძლებელია ერთდროულად წარმოიშვას დეტონაციის რამდენიმე კერა.

გადიდებული სიმკვრივის მქონე მაღალი წნევის ტალღების დაჯახების გამო კედლებზე იზრდება სითბოს გადაცემა, რაც იწვევს ძრავას გადახურებას და გაჭრილების სისტემაში გადაცემული სითბოს რაოდენობის გადიდებას.

გამოდენილ აირებში ჰვარტლისა და ნაპერწყლების არსებობა იმით აღიზნება, რომ დეტონაციის ადგილებში მაღალი ტემპერატურა CO_2 -ის დისოციაციას იწვევს, რის შედეგადაც გამოყოფილი თავისუფალი ნახშირბადი თან მიჰყვება ნამუშევარ აირებს. ამას ისიც ემატება, რომ მაღალი წნევის ტალღები კუმშვის კამერის კედლებიდან და დგუშის ძირიდან აცილებენ ნაწიებს ნაწილაკებს, რომლებიც აგრეთვე ნამუშევარ აირებს მიჰყვება,

დეტონაციის დროს დისოციაციის არსებობისა და კედლებზე სითბოს ჰარჯი გადაცემის შედეგად ძრავას სიმცლავერე მცირდება. ამავე მიზეზით მცირდება ცილინდრებიდან გამოდენილი აირების ტემპერატურა.

სხვა თანაბარ პირობებში დეტონაცია პირველ რიგში დამოკიდებულია საწვავის თვისებებზე.

დეტონაციისაკენ საწვავის მდრეკილებას აფასებენ მისი ოქტანური რაიუნვის მიხედვით. რაც უფრო მეტია ოქტანური რიცხვი, მით უფრო ნაკლებია საწვავის მდრეკილება დეტონაციისაკენ.

ოქტანური რიცხვის განსაზღვრისათვის იღებენ საეტალონო საწვავს, რომელიც პარაფინის რიგის ნახშირწყალბადების—გეპტანისა და იზოოქტანის—ნარეგს წარმოადგენს. გეპტანი ამგლავნებს ძლიერ დიდ მდრეკილებას დეტონაციისაკენ; იზოოქტანი კი, პირიქით, მეტად მდგრადია დეტონაციის მიწართ.

საწვავის ოქტანური რიცხვი ეწოდება გეპტანისა და იზოოქტანის ნარეგში იზოოქტანის პროცენტულ რაოდენობას, თუ ნარეგისა და გამოსაცდელი საწვავის დეტონაციური თვისებებში ერთნაირია.

საწვავის ოქტანური რიცხვის დაწესება სპეციალურ, სტანდარტულ, ცვლადი კუმშვის ხარისხის მქონე ძრავაზე წარმოებს.

საწვავის ანტიდეტონაციურ თვისებებს მეტად აუმჯობესებს ეგრეთ წოდებული ანტიდეტონატორების მიმატება.

ყველაზე მეტი გამოყენება, როგორც ანტიდეტონატორმა, მოიპოვა ტეტრაეთილურმა ტყვიამ, რომლის სულ მცირე რაოდენობის შერევა საწვავთან მკვეთრად აუმჯობესებს საწვავის ანტიდეტონაციურ თვისებებს.

იმ მიზნით, რომ კუმშვის კამერაში არ მოხდეს ტყვიის გამოყოფა და ის გამოტანილ იქნეს ნამუშევარ აირებთან ერთად, ტეტრაეთილური ტყვიის გარდა, საწვავს აგრეთვე უმატებენ ეგრეთ წოდებულ „გამომტანებს“ და ანტიდეტონატორებს ეთილიან საწვავს.

ამჟამად საავტომობილო პარკის ექსპლოატაციისათვის გამოიყენება ეთილიზებული ზენზინი A-66, რომლის ოქტანური რიცხვია 66. მაღალი კლასის ავტომობილებისათვის გამოიყენება ეთილიზებული საწვავი A-70, ოქტანური რიცხვით 70, და A-74, ოქტანური რიცხვით 74.

**§ 2. კონსტრუქციული ფაქტორების გავლენა კარბურატორიანი
ქრავის მუშაობაზე**

ძრავას კონსტრუქციული ფაქტორებია: კუმშვის ხარისხი, წვის კამერის ფორმა, სანთლების განლაგება და რაოდენობა, ცილინდრის ზომები, ნაწილების დასამზადებლად გამოყენებული მასალა და სხვ.

ზემოაღნიშნული ფაქტორები არ იცვლება ძრავას მუშაობის დროს, ანტომ მათი შეფასება სხვადასხვა კონსტრუქციის განოცდის შედეგების საფუძველზე ხდება.

ქვემოთ განხილულია ცალ-ცალკე ზოგიერთი მთავარი კონსტრუქციული ფაქტორის გავლენა კარბურატორიანი ძრავას მუშაობაზე.

კუმშვის ხარისხის გავლენა

დეტონაციის წარმოშობამდე კარბურატორიანი ძრავას კუმშვის ხარისხი გადიდება იწვევს ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრისა და ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტის ზრდას. კუმშვის ხარისხის შემდგომი ზრდა უარყოფით ეფექტს იძლევა, რადგანაც ამ დროს მტკიცედ დეტონაციის მავნე გავლენა.

შემჩნეულია, რომ დეტონაციის ჩასახვის მოწინააღმდეგე მკვეთრად არაა გამოსახული და გარეგნული წინააღმდეგობის ზეგავლენა, ძრავას სიმძლავრე რამდენიმედ მატულობს, დეტონაციის შემდგომი გაძლიერებით კი მკვეთრად მცირდება.

დეტონაციის დასაწყისი და, მაშასადამე, კუმშვის ხარისხის დასაწყისი სიდიდე ადვილად შეიძლება განისაზღვროს ცილინდრის კედლების ტენიანობის მიხედვით, რადგანაც ამ ტენიანობის შესამჩნევ მატება იწვევს დეტონაციის ჩასახვის მოწინააღმდეგე.

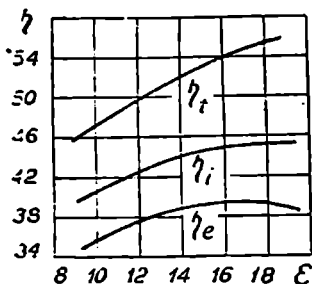
ასეთი მსჯელობა ეყრება ისეთ ძრავებს. რომლებიც მუშაობენ ჩვეულებრივი საექსპლუატაციო საწვავით და მათი კუმშვის ხარისხი 7—8 ერთეულს არ აღემატება.

განსაკუთრებული ანტიდეტონაციური თვისებების მქონე საწვავის გაშენების შემთხვევაში დადებითი ეფექტი შესაძლებელია მივიღოთ კუმშვის ხარისხის გადიდებით მხოლოდ 12—18 ერთეულამდე. კუმშვის ხარისხის ზრდა იწვევს ძრავას სიმძლავრის შემცირებასა და ეკონომიურობის გაუარესებას, რადგანაც ამ დროს კუმშვაზე დასარჯული მუშაობის ნამატი უფრო მეტია, ვიდრე სასარგებლო მუშაობის ნამატი გაფართობის დროს. რაც საბოლოოდ ძრავას სიმძლავრის და მარგი ქმედება კოეფიციენტის შემცირებას იწვევს.

ამ ბოლო ხანებში ფირმამ „ჯენერალ მოტორს“ ჩაატარა კარბურატორიანი ძრავების გამოცდის საინტერესო სერია. გამოცდილი იყო ერთი და იგივე ტიპის შვიდი ძრავა, რომლებიც ერთიანობაზე განსხვავდებოდა მხოლოდ კუმშვის კამერის მოცულობით. კუმშვის ხარისხი ამ ძრავებში იცვლებოდა 9-დან 25-მდე.

გამოცდების დროს საწვავად გამოყენებული იყო იზოოქტანი ანტიდეტონაციური ნამატებით.

59-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ამ გამოცდების შედეგების მიხედვით აგებული გრაფიკი, რომელიც ვიჩვენებს კუმშვის ხარისხის სიდიდისაგან დამოკიდებულებით ძრავას მარგი ქმედების კოეფიციენტების ცვალებადობის ხასიათს.



59. მარგი ქმედების კოეფიციენტების დამოკიდებულება კუმშვის ხარისხზე

1- შეესებოს კოეფიციენტი პრაქტიკულად არაა დამოკიდებული კუმშვის ხარისხზე;

2. კუმშვის ხარისხის გადიდების შედეგად კუმშვის პოლიტროპის სახელო ნაჩვენებელი 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 ძრავას მუშაობისას ძალიან მაღალი კუმშვის ხარისხით ($\epsilon = 20$ და მეტი) განსაკუთრებულ სიძნელეს წარმოადგენს ნაწვის წარმოშობასთან ბრძოლისა და ანთების სისტემის მდგრადი მუშაობის უზრუნველყოფის პრობლემა.

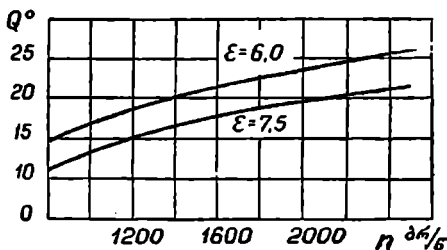
გე-60 ნახ-ზე ნაჩვენებია სხვადასხვა კუმშვის ხარისხის დროს ანთების წინაწარმის კუთხის ცვალებადობა მუხლა ლილვის ბრუნვა რიცხვისაგან დამოკიდებულებით.

მონაცემები მიღებული ინჟ. ი. ნაზარიშვილის მიერ KA3—120 ძრავას გამოცდის დროს.

როგორც ჩანს, გამოცდილი ძრავასათვის ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტის მაქსიმალური სიდიდე მიიღწევა მაშინ, როცა $\epsilon = 17$.

წინათ არსებობდა მოსაზრება, რომ კუმშვის ხარისხის შემდგომი გადიდების დროს ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტის შემცირება გამოწვეულია ხახუნის სიმძლავრის გადიდებით. სინამდვილეში დადასტურდა, რომ ამ მოვლენის მიზეზია ინდიკატორული პროცესის გაუარესება.

გამოცდის შედეგების მიხედვით გაკეთებულია შემდეგი დასკვნები:



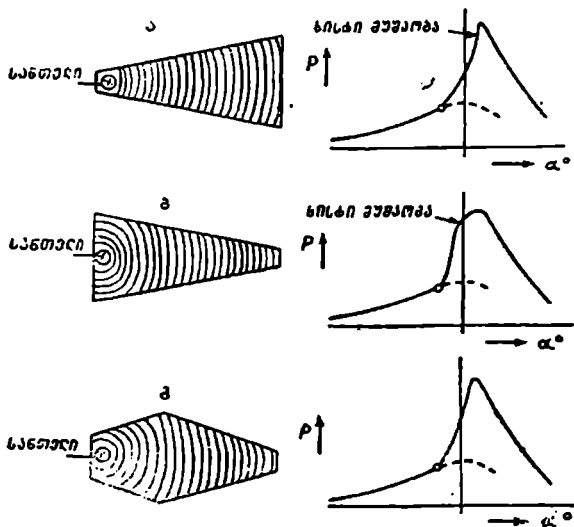
ნახ. 60. სხვადასხვა კუმშვის ხარისხისათვის ანთების წინაწარმის კუთხის ცვალებადობის ხასიათი

ინჟ. ი. ნაზარიშვილის მიერ KA3—120 ძრავას გამოცდის დროს.

წვის კამერის ფორმისა და სანთლის ადგილმდებარეობის გავლენა

წვის კამერის ფორმა და სანთლას ადგილმდებარეობა დიდ გავლენას ახდენს ალის ვაერცელების სიჩქარეზე და, მაშასადამე, ძრავას მუშაობის სიხისტეზე. მაგალითისათვის განვიხილოთ 61-ე ნახ.ზე ნაჩვენები სამი შემთხვევა.

პირველ შემთხვევაში (ა) გამოსახულია წვის კამერა, რომელიც თანდათან ფართოვდება. აქ სანთელი მოთავსებულია ყველაზე მეტად შევიწროებულ კვეთში. ნაპერწყლის მიწოდების შემდეგ, ალის ფრონტის მცირე ზედაპირის გამო, ნარევი ნაწილ-ნაწილად იწყებს წვას, რის შედეგადაც პირველ პერიოდში



ნახ. 61. წვის კამერის ფორმისა და სანთლის ადგილმდებარეობის გავლენა ძრავას მუშაობის სიხისტეზე

წნევის ზრდა მდოერულია. ალის შემდეგი ვაერცელებით წვის ინტენსივობა მატულობს, რაც წვის მეორე პერიოდში იწვევს წნევის მკვეთრ ზრდას და ამას გამო, ძრავას ხისტი მუშაობას.

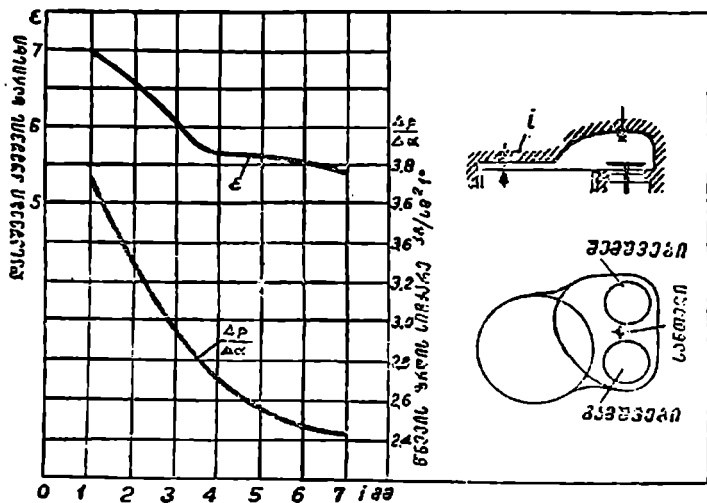
თუ ამავე კამერაში სანთელს გადავიტანთ ყველაზე მეტად გაფართოებულ ნაწილში (ნახ. 61, ბ), მაშინ სურათი შეიცვლება. აქ წნევის მკვეთრ ზრდას (რაც გამოიწვევს ძრავას ხისტი მუშაობას) მივიღებთ წვის პირველ პერიოდშივე, ხოლო წვის მეორე პერიოდში წნევის ზრდა მდოერული იქნება.

იმ მიზნით, რომ წვის ორივე პერიოდში წნევის ზრდა მდოერული იყოს და ძრავა მუშაობდეს რბილად, საჭიროა შევთავსოთ ზემოთ განხილული ორივე სქემის დადებითი თვისებები. ასეთ შემთხვევაში მივიღებთ კამერას, რომელიც უფრო ფართოვდება, ხოლო შემდეგ ვიწროვდება (ნახ. 61, გ).

ძრავას მუშაობის სიხისტეზე და აგრეთვე დეტონაციაზე დიდ გავლენას ახდენს დგუშისა და ცილინდრის სახურავის შორის არსებული i ღრეჩო, რომელიც იქმნება ზედა მკედარ წერტილში დგუშის ყოფნის დროს (ნახ. 62).

ექსპერიმენტები გვიჩვენებს, რომ ღრეჩოს გადიდება ამცირებს ღრეჩოს მუშაობის სიხისტეს, მაგრამ ამავე დროს შევეთრად ზრდის მიდრეკილებას ღრეჩონაცისაკენ და, მაშასადამე, ამცირებს კუმშვის ხარისხის დასაშვებ სიდიდეს.

i ღრეჩოს გადიდების დროს ღრეჩონაციის გაძლიერება იმით ახსნება, რომ ის დაზოგებულია სანთლიდან და წარმოადგენს ღრეჩონაციის კვრას.



62. ღრეჩოს გადიდება ძრავის მუშაობის სიხისტეზე და ღრეჩონაცის

როდესაც ღრეჩო მცირეა, მაშინ, დიდი წინაღობის გამო, წნევის ტალღის გავრცელება მასში გაძნელებულია, რაც ღრეჩონაციის შემცირების მიზეზად უნდა ჩაითვალოს.

i ღრეჩოს შემცირების დროს ძრავას მუშაობის სიხისტის გაძლიერება უნდა მიეწიროს კუმშვის დასასრულს ამ ღრეჩოდან ნარევის ძლიერ გამოდევნას, რაც აღიქმება წვის კამერაში აირის გრიგალურ მოძრაობას და ამით ზრდის ალის გავრცელების სიჩქარეს.

62-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია წვის დროს წნევის ზრდის სიჩქარისა და კუმშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდის ცვალებადობა *i* ღრეჩოს სიდიდეზე დამოკიდებულებით.

ძრავას მუშაობის სიხისტეზე დიდ გადიდებას ახდენს აგრეთვე იმ კვეთის სიდიდე, რომელიც ეერთება ცილინდრის მოცულობას წვის კამერის მოცულობასთან.

დასაძლელად კვეთის შემცირება ზრდის ძრავას მუშაობის სიხისტეს, რადგანაც კვეთის შემცირების დროს მასში გამაფალი აირის სიჩქარე იზრდება და მაშასადამე, ძლიერდება გრიგალური მოძრაობა წვის კამერაში, რასაც თან სდევს ალის გავრცელების სიჩქარის გადიდება და სიხისტის გაძლიერება.

63-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია წვის დროს წნევის ზრდის სიჩქარის დამოკიდებულება აირის იმ სიჩქარეზე, რომელიც მას ექნება წვის კამერისა და ცილინდრის შემავარებელ კვეთში გავლის დროს.

დეტონაციის კუბურ კამერის ფორმის გავლენის გამოსარკვევად გამოვიყენეთ რიკარდოს მიერ წარმოებული ცდების შედეგები.

რიკარდომ ზუსტად ერთნაირ პირობებში გამოსცადა სხვადასხვა ფორმის კამერები, რომლებიც დაყენებული იყო ცვალებადი კუბურ ხარისხის მქონე ძრავაზე. ასეთი გზით მან დაადგინა კუბურ ხარისხის ის მაქსიმალური დასაწვები სიდიდეები, რომლებსაც უზრუნველყოფს ამა თუ იმ ფორმის კამერა.

ამ მონაცემების მიხედვით შეიძლება გავაყოთ შემდეგ ზოგად ხასიათის დასკვნები:

1. დეტონაციის თვალსაზრისით უკეთესი ნაჩვენებები აქვს კამერებს სარკველების ზედა განლაგებით. გარდა ამისა, ასეთი კამერები სარკველის გასაფალი კვეთის ზრდის შეზღუდულობას იძლევა.

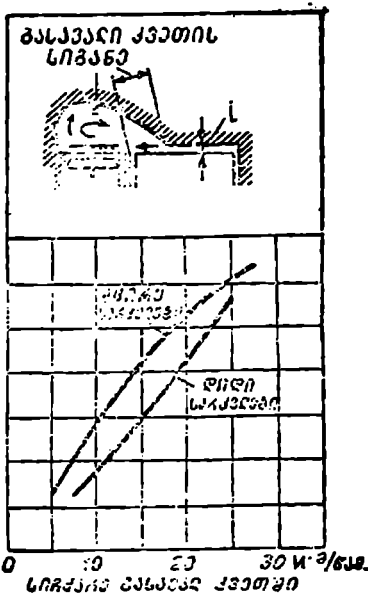
ასეთი კამერები ფართოდაა გავრცელებული სატრაქტორო, სატანკო და საავიაციო ძრავებში.

ზედა სარკველების მქონე კამერებში დეტონაციისაქენ მიდრეკილების შემცირება აიხანება მათი კომპაქტურობითა და ავრეთვე იმით, რომ სარკველების ზედა განლაგების დროს კამერა სუერულ ფორმას უახლოვდება, სადაც ალის გავრცელების ნაწილი მიიწაღურია.

2. ქვედა სარკველების მქონე კამერებიდან უკეთეს მანჩენებლებს იძლევა დაცდენილი კამერა. როკელმაც დიდი გავრცელება მიიღო საავტომობილო კარბურატორიან ძრავებში. მისი უპირატეობა იმაში მდგომარეობს, რომ ზედა სარკველებთან შედარებით, ქვედა სარკველები გამანწილებელი შექანიზმის მარტივი კონსტრუქციას იძლევიან.

აღსანიშნავია, რომ ქვედა სარკველების მქონე კამერის გამოყენება თვითაალებადი ძრავისათვის შეუძლებელია, რადგანაც სარკველების ქვედა განლაგება მაღალი კუბურ ხარისხის განხორციელების საშუალებას არ იძლევა.

3. ქვედა სარკველების მქონე კამერებში დეტონაციისაქენ მიდრეკილების შესამცირებლად სავიროა, რამდენადაც ეს შესაძლებელია, შევამციროთ მ. გ. მახალდინი



ნახ. 63. წვის კამერისა და ცილინდრის შემავარებელი კვეთის გავლენა ძრავის მწვერდის სიხიანებზე

კანერის სიგრძე, გარდა ამისა, უნდა ვეცადოთ, რომ სანთელი მოვთავსოთ ცენტრთან და აგრეთვე ცხელ გამოშვებებ სარქველთან ახლოს.

კანერაში ყველაზე მაღალი ტემპერატურის მქონე დეტალია გამოშვებები სარქველი, რის გამოც ის ხშირად დეტონაციის ნაადრევი წარმოშობის მიზეზს წარმოადგენს.

გამომშვები სარქველის უკეთესი გაგრილებისა და დეტონაციისაკენ მიდრეკილების შემცირების მიზნით სატვირთო ავტომობილის ЗИЛ—150-ის ცრავში, რომელსაც დაუდენილი კამერა აქვს, კამერის კედელი გამოშვებებ სარქველთან დაწყებულა დაბლა. კედლის მიახლოება გამოშვებებ სარქველთან აუზო-ბეალებს შის გაგრილებას, რაც იწვევს გამოშვებები სარქველის ტემპერატურის და, მაშასადამე, დეტონაციისაკენ მიდრეკილების შემცირებას.

დიდი წინაშენლობა აქვს აგრეთვე იმას, თუ როგორი მიმართულებით შედის ცილინდრში საწვავი ნარევი, რადგანაც მიმართულება მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ცილინდრში შექმნილ გრივალურ მონოაობაზე და, მაშასადამე, ცრავის მუშაობაზე.

ცილინდრის ზომების გავლენა

ექსპერიმენტებით დადასტურებულია, რომ ცილინდრის გეომეტრიული ზომების (ლიტრატის) გადიდება დეტონაციისაკენ მიდრეკილებას ზრდის, რაც იმით აიხსნება, რომ ამ შემთხვევაში ნატურალის ალის გავრცელების მანძილი და შვირდება შექმნილი 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 შეცვლილებით, დგუშის სელისა და დიამეტრის მუდმივი ფარდობის დროს, შესაძლებელი გახდა კუმშვის ხარისხის გადიდება 5.4 დან 6,4-მდე.

ექსპერიმენტები უჩვენებს აგრეთვე, რომ ცილინდრების ზომების ზრდა იწვევს ინდიკატორული მარჯი ქმედების კოეფიციენტის ნაწილობრივ გადიდებას, რაც გაგრილების ინტენსივობისა და, მაშასადამე, დანაკარგების შემცირებით აიხსნება.

დგუშისა და ცილინდრების სახურავისათვის გამოყენებული მახალის გავლენა

დგუშისა და ცილინდრების სახურავებისათვის გამოყენებული მახალის სითბოს შეთვისებისა და გადაცემის უნარი დიდ გავლენას ახდენს დეტონაციაზე.

რაც უფრო ძნელად ითვისებს და ადვილად გადასცემს სითბოს ლითონი, ნათ უფრო ნაკლებია კამერის შიგა ზედაპირების ტემპერატურა და, მაშასადამე, ნაკლებია მიდრეკილება დეტონაციისაკენ.

ამ თვალსაზრისით, მაგალითად, თუჯთან შედარებით დიდი უპირატესობა აქვს ალუმინის შენადრობს, რადგანაც ალუმინი თუჯზე უფრო ძნელად ითვისებს და თუჯზე უფრო ადვილად გადასცემს სითბოს. ამიტომ ალუმინის

შენადნობისაგან დამზადებული დგუშის ღირის ტემპერატურა 150—200°-ით ნაკლებია თუჯის დგუშთან შედარებით.

უხადია, რომ თუ თუჯის დგუშებს ალუმინის დგუშებით შევცვლით, მაშინ შეძციარდება მიდრეკილება დეტონაციისაკენ და შეიქნება კუმშვის ხარისხის გადიდების შესაძლებლობა.

ალსანიზნავია, რომ დგუშებისათვის ალუმინის შენადნობის გამოყენება, დეტონაციისაკენ მიდრეკილების შემცირების გარდა, იწვევს ხახუნზე დანაკარგების შემცირებას და, როგორც შედეგი, ძრავას ეფექტური სიმძლავრისა და ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტის ზრდას.

§ 3. საემსალლოატაციო ფაქტორების გავლენა კარბურატორიანი ძრავას მუშაობაზე

საექსპლოატაციო ფაქტორებს, რომლებიც გვხვდება ძრავას მუშაობის დროს, მიეკუთვნება:

1. ანთების წინსწრების კუთხე;
2. საწვავი ნარევის შედგენილობა;
3. მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი;
4. გაჯრილების ინტენსივობა;
5. ნაწვის შექმნა კამერის კედლებზე;
6. დადროსელება;
7. ზღვის დონიდან ადგილმდებარეობის სიმაღლე.

ყველა ეს ფაქტორი ერთი და იმავე ძრავასათვის იცვლება საექსპლოატაციო პირობებში.

ქვემოთ გაჩილულია ცალ-ცალკე ზოგიერთი აქ დასახელებული ფაქტორის გავლენა კარბურატორიანი ძრავას მუშაობაზე.

ზღვის დონიდან სიმაღლის გავლენა განხილულია VI თავში.

ანთების წინსწრების კუთხის გავლენა

ანთების წინსწრების კუთხის გავლენა ინდიკატორულ დიაგრამაზე კარგად ჩანს 64-ე ნახ.ზე, სადაც მოცეწულია მუდმივი ბრუნთა რიცხვის დროს მთლიანი დროსელეთ მონუშავე ძრავიდან აღებული ინდიკატორული დიაგრამები.

ნაჩვენები დიაგრამებიდან ირკვევა, რომ ნაგვიანევი ანთება ამცირებს აირების მაქსიმალურ წნევას და წნევის ზრდის სიჩქარეს თვალსაჩინო წვის პერიოდში. ეს იმით აიხსნება, რომ ნაგვიანევი ანთების გამო წვა იწყება გვიან და მნიშვე ნელოენად ვადიდის გაფართოების ხაზზე, სადაც ამ დროს ცილინდრის მოცულობა იზრდება.

ალსანიზნავია აგრეთვე, რომ ნაგვიანევი ანთება რამდენიმე ზრდის აირის წნევას გაფართოების დასასრულს, რაც ძირითადად გაფართოების ხაზზე გახლეჩებული წვის შედეგს წარმოადგენს. ამავე გარემოების მიზეზია ის, რომ ანთების წინსწრების შემცირების დროს იზრდება როგორც ცილინდრიდან ვამოღეწილი აირების, ისე ვამოშეგები სარქველისა და კოლექტორის ტემპერატურა.

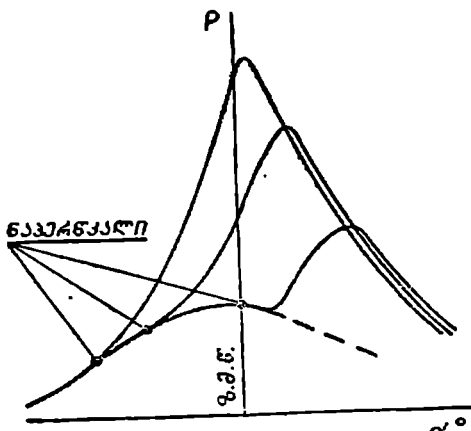
ანთების წინსწრების კუთხეზე დიდადაა დამოკიდებული დეტონაციისა-
კენ მიდრეკილება. წინსწრების კუთხის გადიდება იწვევს დეტონაციის წარ-

მოშობასა და გაძლიერებას,
წინსწრების კუთხის ყვე-
ლაზე ხელსაყრელ სიდიდეს
არჩევენ იმ ანგარიშით, რომ
ძრავა ყველა რეჟიმზე ჰუ-
შაობდეს უდეტონაციოდ და
აეითარებდეს მაქსიმალურ
სიმძლავრეს.

65-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია
ΓΑ3-51 ძრავას ზოგიერთი
პარამეტრის დამოკიდებუ-
ლება ანთების წინსწრების
კუთხეზე.

საწვავი ნარევის შედგენი-
ლობის გავლენა

საწვავი ნარევის შედ-
გენილობაზე დამოკიდებუ-
ლია წვის დროს სითბოს

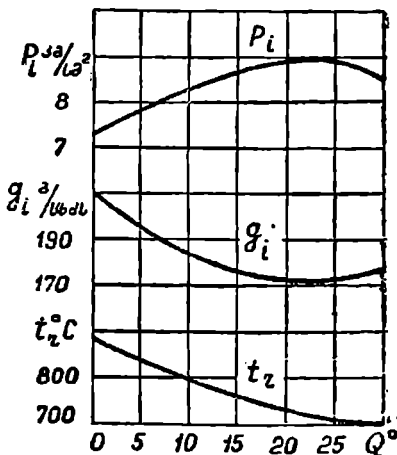


ნახ. 64. ანთების წინსწრების კუთხის გავლენა
გაწვავი ინდიკატორულ დიაგრამაზე

გამოყოფის ინტენსივობა და, მაშასადამე, ცილინდრში შუოფი აირის წნევა.

66-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია
ΓΑ3-51 ძრავას ზოგიერთი პარა-
მეტრის დამოკიდებულება საწვავი
ნარევის შედგენილობაზე (პაერის
სიჭარბის კოეფიციენტზე).

ცლებით დადასტურებულია,
რომ ნარევის შედგენილობა დიდ
გავლენას ახდენს წვისა და ალის
გავრცელების სიჩქარეზე. მაქსიმა-
ლური სიჩქარე ზიილება მაშინ,
როცა $\alpha = 0,8 \div 0,9$; ერთ ან მეორე
მხარეს α -ს ცვალებადობა იწვევს
როგორც წვის, ისე ალის გავრცე-
ლების სიჩქარის შემცირებას. თუ
 α მცირდება $0,4$ -ზე ქვემოთ ან
გადააჭრებებს $1,4$ -ს, ნარევი სა-
თანადოდ მიიღწევს აალების უზალ-
ლეს და უდაბლეს ზღვარს და
აალება საერთოდ არ ხორცი-
ელდება.



ნახ. 65. ძრავას პარამეტრების დამოკიდებულება
ანთების წინსწრების კუთხეზე

ცლებით დადგენილია აგრეთვე, რომ კარბურატორიანი ძრავა, როგორც
ეს 66-ე ნახ-ზე მოკმეული მრუდებიდან ჩანს, ავითარებს მაქსიმალურ სიმძლავრეს
რამდენიმედ გამდიდრებული ნარევით მუშაობის დროს ($\alpha = 0,8 \div 0,9$), ხოლო

საუკეთესო ეკონომიურობას იძლევა მაშინ, როცა ის მუშაობს ოდნავ გაღარიბებულ ნარევით ($\alpha = 1,05 \div 1,1$).

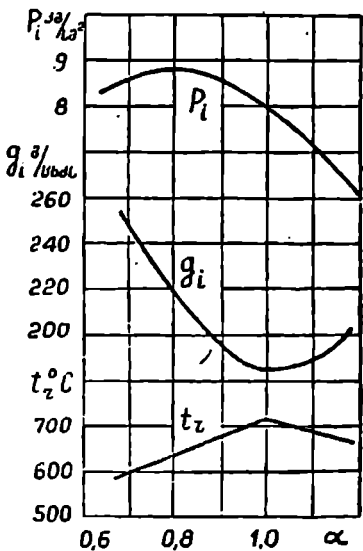
სხვადასხვა შედგენილობის ნარევი მოითხოვს ანთების წინსწრების კუთხის სხვადასხვა სიდიდეს. ანთების წინსწრების კუთხე უმცირესი უნდა იყოს მაშინ, როცა წვის სიჩქარე უდიდესია, ე. ო. როცა $\alpha = 0,8 \div 0,9$. ერთ ან მეორე მხარეს α -ს ცვლილების დროს სპირობა ანთების წინსწრების კუთხის გადიდება.

რაც შეეხება ნარევის შედგენილობის გავლენას დეტონაციაზე, უნდა აღვნიშნოთ, რომ დეტონაციისაკენ ყველაზე ძლიერ მიდრეკილებას მივიღებთ მაშინ, როცა ცილინდრში აირის ტემპერატურა მაქსიმალური იქნება, ე. ო. როცა $\alpha = 0,9 \div 1$.

მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის გავლენა

მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე დიდადაა დამოკიდებული ცილინდრში შექმნილი გრიგალური მოძრაობის სიჩქარე: ამიტომ ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობა მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს წვის პროცესის მიმდინარეობაზე.

გაძლიერებული გრიგალური მოძრაობა, რასაც ადგილი აქვს ბრუნთა რიცხვის გადიდების დროს, აუმჯობესებს ჰაერთან საწვავის შერევის და ზრდის ალის გავრცელების სიჩქარეს. გარდა ამისა, ვინაიდან მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის გადიდებას თან სდევს დგუშის სიჩქარის ზრდა, ცხადია, რომ ბრუნთა რიცხვის ზრდასთან ერთად საჭირო გახდება ანთების წინსწრების კუთხის გადიდება.



ნახ. 66. ძრავას პარამეტრების დამოკიდებულება ჰაერის სიჩქარის კოეფიციენტზე

დადროსელების გავლენა

კარბურატორიან ძრავაში დადროსელება ხორციელდება სადროსელო მისათუარის მიხურვით. მისი მიზანია ძრავას სიმძლავრის სურვილისამებრ შემცირება.

დადროსელება დაფუნებულა ძრავას ცილინდრების შეესების სისტემის პილარავლიკური წინალობის ხელოვნურ გაზრდაზე, რის გამო დადროსელების შედეგად მცირდება ცილინდრში მოხვედრილი მუხტის წონა.

აღსანიშნავია, რომ მუხტის შემცირების ყველა შემთხვევა არ შეიძლება გავაიგივოთ დადროსელებასთან. ასე, მაგალითად, ცილინდრში მოხვედრილი მუხტი მცირდება აგრეთვე მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდის ან ატმოს-

ფერული ჰაერის წნევის შემცირების დროს, მაგრამ ეს დადროსელებასთან დაკავშირებული არაა.

ავტომობილის მოძრაობის დროს, გზის პროფილისა და მოძრაობის ხასიათის მიხედვით საჭირო ხდება ძრავას სიმძლავრის მუდმივი ცვალებადობა; ამასთან დაკავშირებით სადროსელო მისაფარი მუდმივი მოძრაობაშია. ის ხან იღება და ხან იხურება და მაშასადამე ხორციელდება დროსელირება.

მოსკოვის ავტომექანიკურ ინსტიტუტში ჩატარეს ფართო გამოკვლევები იმის დასადგენად, თუ ექსპლოატაციის პირობებში სატვირთო ავტომობილს რა რეჟიმებით უხდება უფრო ხშირად მუშაობა.

გამოირკვა, რომ ავტომობილის მუშაობის მთლიანი დროის 25% -ის განმავლობაში ძრავას დატვირთვაა $0,15 N_{c \max}$;

65% -ის განმავლობაში ძრავას დატვირთვაა $(0,15 \div 0,75) N_{c \max}$;

10% -ის " " " " $(0,75 \div 1,00) N_{c \max}$.

ეს შედეგები გვიჩვენებს, რომ სატვირთო ავტომობილის ექსპლოატაციის პირობებში ძირითად დატვირთვებს შეადგენს საშუალო და მცირე დატვირთვები: რაც შეეხება სრულ დატვირთვებს. ის შეადგენს მუშაობის მთლიანი დროის მცირე ნაწილს.

ამით არის გამოწვეული დიდი ინტერესი ამ საკითხისადმი. ცხადია, რომ თუ დადროსელებული ძრავას გაანგარიშებისა და შესწავლის შედეგად მოხერხდება ისეთი ლონისძიებების დასახვა და განხორციელება, რომლებიც უზრუნველყოფენ მცირე დატვირთვებზე ძრავას მაჩვენებლის გაუმჯობესებას, მაშინ მოხერხდება ავტომობილის საერთო ეკონომიურობის გადიდება.

დადროსელების დროს, ცილინდრში მყოფი აირის წნევისა და ტემპერატურის შემცირების გამო, კლებულობს მიდრეკილება დეტონაციისაკენ და იქმნება ძრავას კუმშვის ხარისხის გადიდების შესაძლებლობა.

კუმშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდე შეიძლება ვიანგარიშოთ გამოსახულებიდან:

$$\varepsilon_{\text{შ}} = (\varepsilon - 1) \frac{\eta_{\text{v}}}{\eta_{\text{v}'}} + 1, \quad (148)$$

სადაღ $\varepsilon_{\text{შ}}$ — კუმშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდეა;

ε — ძრავას კუმშვის ხარისხი სრული დროსელით მუშაობის დროს;

η_{v} — ძრავას შევსების კოეფიციენტი;

$\eta_{\text{v}'}$ — შევსების კოეფიციენტის სიდიდე, რომლისთვისაც გვსურს ვიანგარიშოთ კუმშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდე.

თვითააღმზრდელი ძრავას (დრიველის) საფუძვალ კრიტერიონი და მისი თავისებურებანი

§ 1. წვის პროცესის თავისებურებანი

თვითააღმზრდელი ძრავას (დრიველის) ცილინდრებში მიმდინარე წვის პროცესი, კარბურატორიან ძრავთან შედარებით, ხასიათდება მრავალი თავისებურებით.

კარბურატორიან ძრავაში საწვავი ნარევის შექმნა იწყება კარბურატორში, გრძელდება ნარევის მოძრაობისას შემშვებ მილში და მთავრდება ცილინდრში, კუმშვის პროცესის დასასრულს. ამ ხნის განმავლობაში საწვავი ასწრებს აორთქლებას და კარგად ერევა ჰაერს. რის შედეგად წვის პროცესის დროს კარგად გამოიყენება ჰაერში მყოფი ენერჯია.

თვითააღმზრდელ ძრავაში საწვავი ნარევის შექმნა შეზღუდულია დროით. აქ საწვავი ნარევის შექმნა იწყება მხოლოდ კუმშვის პროცესის დასასრულს, როდესაც ცილინდრში შეიფრქვევა საწვავი და მთავრდება მეტად მოკლე პერიოდში. ვიდრე დღეუმი მივიდოდეს ზედა მკვდარ წერტილში.

იმის გამო, რომ თვითააღმზრდელ ძრავაში საწვავის შეფრქვევა იწყება ზედა მკვდარ წერტილამდე 15—30° წინსწრებით, ამიტომ ნარევის შექმნისათვის განკუთვნილი დრო ამ კუთხით მუხლა ლილვის შენობრუნებას შეესაბამება. თუ ვაგითვალისწინებთ საავტოტრაქტორო ძრავას ბრუნთა რიცხვს, დაწერებუნდებით, რომ ეს დრო წაშის შეათასედი ნაწილებით გამოისახება.

დროის სიმცირის გამო ცილინდრში შეფრქვეული საწვავი ვერ ასწრებს სრულ აორთქლებას და კარგ შერევის პერიოდს, რის შედეგადაც წვის დროს ვერ ხერხდება შეკუმშულ ჰაერში მყოფი ენერჯიის სრული გამოყენება.

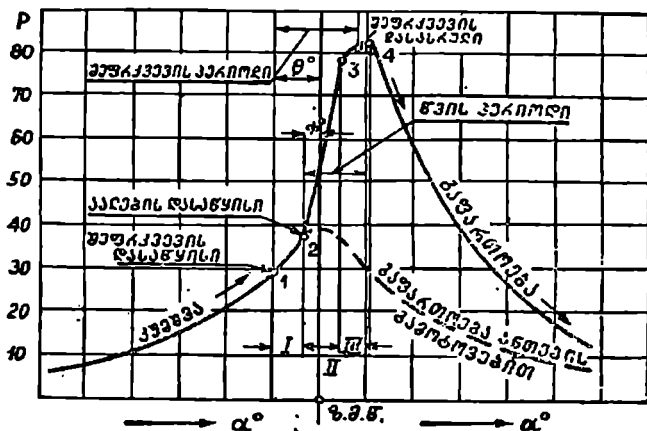
ამ მიზეზის გამო საწვავის სრული წვის შესაძლებელია საქმის ხდება ცილინდრში ჰარბი ენერჯიის მიწოდება.

თანამედროვე თვითააღმზრდელ ძრავებში, მიუხედავად იმისა, რომ მიღებულია ზომები წვის წინა პერიოდში ძლიერი გრივალური მოძრაობის შექმნისათვის და, მაშასადამე, საწვავისა და ჰაერის კარგი შერევისათვის, მაინც საჭირო ხდება მუშაობა ჰაერის მნიშვნელოვანი სიჭარბით ($\alpha = 1,2 \div 1,8$).

67-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია თვითააღმზრდელი ძრავის გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამა, რომლის აბსცისა გამოსახავს მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხეს, ხოლო ორდინატა—წნევას ცილინდრში.

დიაგრამაზე მთლიანი ხაზი შეესაბამება ძრავას ნორმალურ მუშაობას, წყვეტილი ხაზი კი წნევების ცვალებადობას ცილინდრში საწვავის შეფრქვევის გარეშე (ჰაერის კუმშვა და გაფართოება).

კუმშვის პროცესის დამთავრებამდე, მაშინ, როცა დგუში უახლოვდება ზედა მკედარ წერტილს, იწყება საწვავის შეფრქვევა (წერტილი 1), რომელიც გორელდება წვის პროცესის განმავლობაში. დიაგრამაზე (ნახ. 67) ნაჩვენებია საწვავის შეფრქვევის დასასრული და წერტილი, სადაც აირის წნევა აღწევს მაქსიმუმს (წერტილი 4).



ნახ. 67. თვითაალებადი ძრავის გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამა

(1) წერტილიდან (2) წერტილამდე (პირველი პერიოდი) ცილინდრში მოხვედრილი საწვავი, ეხება რა კუმშვისაგან გაცხელებულ ჰაერს, განიცდის ფიზიკურ და ქიმიურ ცვლილებებს. ფიზიკური ცვლილება საწვავის აორთქლებით გამოისახება, ხოლო ქიმიური კი იმით, რომ ჰაერის ენერჯადით დაიფანგება საწვავის ნახშირწყალბადები 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, შენეულა, რომ ზოგ შემთხვევაში აირის წნევა კუმშვის წნევაზე რამდენიმედ მცირეც კი არის, რაც ამ პერიოდში საწვავის აორთქლებაზე განსახლდრული რაოდენობის სითბოს ხარჯით ახსნება.

ანრიგად, თვითაალების შეფერხების პერიოდის განმავლობაში წარმოებს ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის შემზადება წვისათვის. ამ პერიოდს დასასრულს, როცა ცილინდრში მოგროვდება წინასწარი დაეანგვის 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 თეორულ 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 დაიწვება 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 წინაობას 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 (ნესამე პერიოდი) შენელებული წვის პერიოდი ეწოდება. ის ხასიათდება წნევის შენელებული ზრდით და უალოდდება თეორიულ ციკლში განხილულ პროცესს მუდმივი წნევის დროს. მაღალი ტემპერატურისა და წნევის გამო ამ პერიოდის განმავლობაში წევრქვეული საწვავი შემზავებისათვის არ მოითხოვს დიდ დროს და იწვის ძეიქმის შეფრქვევისთანავე.

წნევის შენელებული ზრდა დაკავშირებულია იმასთან, რომ ამ პერიოდის დროს დგუშის სიჩქარე უკვე საკმაოდ დიდია და, მაშასადამე, წვის პროცესი ნიმიდინარობს ნოკულობის მნიშვნელოვანი ზრდის პირობებში.

(4) წერტილში აირის წაწევა უდიდეს მნიშვნელობას აღწევს, რის შემდეგ იწყება აირების გაფართოება და წნევა მკვეთრად ეცემა.

აღსანიშნავია, რომ (4) წერტილში წვა არაა დამთავრებული და ცილინდრში ადრე შეფრქვეული საწვავის დაუწვავი ნაწილი განაგრძობს წვას გაფართოების ხაზზე.

თუ შევაჯამებთ ამ მსჯელობას, დავრწმუნდებით, რომ თვითაალებადი ძრავას მუშაობაზე დიდ გავლენას ახდენს თვითაალების შეფერხების პერიოდი (მაინდლუქიო პერიოდი). რაც უფრო მცირეა ეს პერიოდი, მით უფრო რბილად მუშაობს ძრავა და ნაკლებია მისი ნაწილების დინამიკური დატვირთვა. თვითაალების შეფერხების პერიოდის სიდიდე დამოკიდებულია სხვადასხვა ფაქტორზე, რომლებიც ქვემოთაა განხილული.

§ 2. კონსტრუქციული ფაქტორების გავლენა თვითაალებადი ძრავას მუშაობაზე

ძრავას კონსტრუქციული ფაქტორები უცვლელი რჩებიან ექსპლოატაციის პერიოდში. ისინი გადამწყვეტ გავლენას ახდენენ ძრავას სიმწლავრისა და ეკონომიურობის საწყის მაჩვენებლებზე.

კონსტრუქციული ფაქტორებიდან პირველ რიგში უნდა დავასახელოთ კუნების ხარისხი, წვის კამერის კონსტრუქცია, დგუშის დასაწლადებლად გამოყენებული მასალა და საწვავის გაფრქვევის ხარისხი.

განვიხილოთ ამ ფაქტორების გავლენა თვითაალებადი ძრავას მუშაობაზე ცალ-ცალკე.

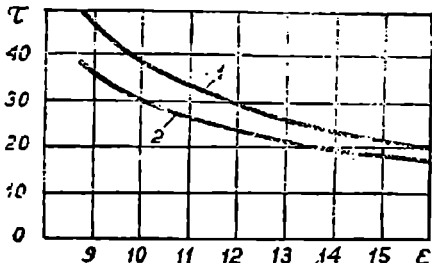
კუმშვის ხარისხის გავლენა

ძრავას კუმშვის ხარისხის გადიდება იწვევს კუმშვის დასასრულს წნევისა და ტემპერატურის ზრდას, რაც აუმჯობესებს შეფრქვეული საწვავის სწრა-

ფი გაცხელების პირობებს და აგრეთვე ზრდის განგზადის კონცენტრაციას ერთეულ მოცულობაში. ყოველივე ეს ამცირებს წვისათვის საწვავის ნებზადების პერიოდს და აუმჯობესებს სამუშაო პროცესის მიმდინარეობას.

კუმშვის ხარისხის ზრდასთან ერთად მცირდება თვითაალების შეფერხების პერიოდი და წნევის ზრდის სიჩქარე, რის გამოც არაა რბილად იწყებს მუშაობას.

რნ-ე ნახ.ზე ნაგალითისათვის ნაჩვენებია თვითაალების შეფერხების პერიოდის დამოკიდებულება კუმშვის ხარისხზე. დიაგრამის აბსცისთა ღერძი გამოსახავს კუმშვის ხარისხის სიდიდეს (ϵ), სოლო ორდინატთა ღერძი— თვითაალების შეფერხების პერიოდს (τ), განოსაჯულს ნუბლა ლიღვის მობრუნების გრადუსებით.



ნახ. 63. თვითაალების შეფერხების პერიოდის დამოკიდებულება კუმშვის ხარისხზე

მრუდი (1) შეესაბამება საწვავს, რომლის ცეტანური რიცხვია 40, მრუდი (2) კი საწვავს, რომლის ცეტანური რიცხვია 60.

აღწერილი ნოვლებების შედეგად, ოპტიმალურ სიდიდემდე კუმშვის ხარისხის გადიდებით შესაძლებელია ჩველწით არაფას საშუალო ინდიკატორული წნევისა და ეკონომიურობის ზრდას.

ოპტიმალურზე ზევით კუმშვის ხარისხის გადიდება არაა

ხელსაყრელი, რადგანაც ამ დროს, დიდი წნეების გამო, არაფას ნაწილების დატვირთვა იზრდება. გარდა ამისა, კუმშვაზე დახარჯული მუშაობის ნაშაქს ვერ ანაზღაურებს გაფართობის დროს ნიღბული მუშაობის ნაშაქი და არაფას ეკონომიურობა უარესდება.

დასასრულ უნდა აღინიშნოს, რომ კუმშვის ხარისხის გადიდება მნიშვნელოვნად აადვილებს არაფას ამუშავებას. სწორედ ეს გარემოებაა ამის მიზეზი, რომ კონსტრუქტორი აწესებს თვითაალებადი არაფას კუმშვის ხარისხს, რომლის სიდიდე ოპტიმალურზე უფრო დიდია.

წვის კამერის კონსტრუქციის გავლენა

თვითაალებად ძრავებში საწვავი ნარევის შემზადების სირთულემ განოიწვია ამ ძრავებისათვის მრავალი სხვადასხვა კონსტრუქციის წვის კამერების შექმნა.

თვითაალებადი 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 შეფერქვევა; მეორე შემთხვევაში კამერა გაყოფილია ორ (იშვიათ შემთხვევაში სამ) ნაწილად და საწვავის წვა იწყება ერთ ნაწილში.

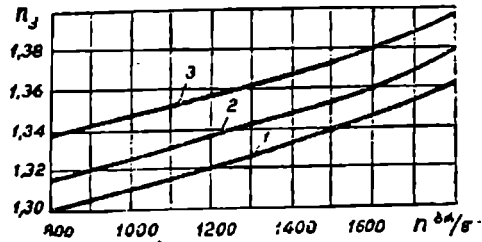
წვის კამერის კონსტრუქციაზე დიდადა დამოკიდებული საწვავი ნარევის შექმნის პროცესი, რაც განსაზღვრავს წვის პროცესის მიმდინარეობას და ამის შედეგად მიღებულ ეფექტს.

წვის კამერის კონსტრუქცია განაპირობებს აგრეთვე კამერის მოცულობის ერთეულზე მოსული სითბოს გადამცემი ზედაპირის და, მაშასადამე, უნაკარგების სიდიდეს.

გაყოფილ კამერებში ჰაერის გადასვლა წარმოებს კამერის ერთი ნაწილიდან მეორეში. ეს ვარაუდობა ზრდის პილარელიკურ წინაღობასა და დანაკარგებს. ამას ისიც უნდა დაემატოს, 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 ნოვებში დიდი გამოყენება აქვს გაყოფილ კამერებს. ეს იმით აიხსნება, რომ გაუყოფელი კამერები მოითხოვენ საწვავის მიწოდებელი აპარატურის რთულ კონსტრუქციას, რის გამო ასეთი ძრავა რთული და ძვირია.

გაყოფილი კამერები სხვადასხვა კონსტრუქციის გეგმვებია; ისინი შეიძლება სამ ნაწილად დავაჯგუფოთ: წინაკამერები, საჰაერო კამერები და გრიგალური კამერები.

ამჟამად ფართოდ ვრცელდება დგუშის ტანში მოწყობილი კამერები. როგორც გამოცდის შედეგები უჩვენებს, მათ მნიშვნელოვანი უპირატესობანი აქვთ ჩვეულებრივ კამერებთან შედარებით.



ნ.ბ. 69. ენშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის ცვლებადობა

ზოგიერთი მეცნიერი თვლის, რომ თვითაღებადი ძრავებისათვის გაყოფილი კამერების გამოყენება დროებითი ზოგენაა და რომ საწვავის მიწოდებელი აპარატურის კონსტრუქციის შემდგომი განვითარების საფუძველზე ისინი მთლიანად შეიცვლებიან გაუყოფელი კამერებით. ამ მოსაზრებას ხელს უწყობს ის გარემოებაც, რომ გაუყოფელი კამერის მქონე ძრავას ანუშავება შედარებით უფრო ადვილია გაყოფილი კამერის მქონე ძრავასთან შედარებით.

69-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია (HAMI-ს ცდების მიხედვით) ენშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდის ცვლებადობა მუხლა ლილვის ბრუნთარიცხზე დამოკიდებულებით გრიგალური კამერისათვის (1), გაუყოფელი კამერისათვის (2) და დგუშის ტანში მოწყობილი კამერისათვის (3).

წვის კამერის არსებული კონსტრუქციებიდან ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტის ყველაზე დიდ მნიშვნელობებს იძლევა გაუყოფელი კამერა. თუ გაუყოფელი კამერის ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი იქნება η_c , მაშინ შეიძლება მივიღოთ:

- გრიგალური კამერისათვის— $0,86 \eta_c$
- წინა კამერისათვის — $0,80 \eta_c$.

დგუშის დასამზადებლად გამოყენებული მახალის გავლენა

ლიზელების განვითარების პირველ პერიოდში დგუშის დასამზადებლად იყენებდნენ მხოლოდ თუჯს. ამჟამად დგუშების დასამზადებლად ძირითადად იყენებენ ალუმინის მსუბუქ შენადნობებს.

რაც უფრო მეტად ცხელდება დგუშის ძირი, მით უფრო უკეთესად მიმდინარეობს ლიზელის სამუშაო პროცესი, რადგანაც ეს იწვევს კუმშვის დასასრულს ჰაერის ტემპერატურის გადიდებასა და თვითაალების შეფერხების პერიოდის შემცირებას. ამ თვალსაზრისით თვითაალებადი 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.

ანის ძირითადი მიზეზი იმაში მდგომარეობს, რომ თუჯის დგუშები ორსამაჯურ უფრო მძიმე გამოდის, ვიდრე ალუმინის შენადნობებისაგან დამზადებული დგუშები. ეს კი იმას ნიშნავს, რომ მეორესთან შედარებით პირველ შემთხვევაში დგუშის მასით წარმოქმნილი მუხე ინერციის ძალები ორსამაჯურ მეტი იქნება. ამ მოვლენას სწრაფსვლიანი ძრავისათვის გადამწყვეტი მნიშვნელობა აქვს.

თუჯის ნაკლად ისიც უნდა ჩაითვალოს, რომ დგუშის ძირის გადამეტებული გაცხელება მნიშვნელოვნად აუარესებს დგუშის შემამჭიდროებელი რგოლების მუშაობის და შეხეთვის პირობებს.

ექსპერიმენტულად დადგენილია, რომ ლიზელებში თუჯის დგუშების შეკვლა ალუმინის შენადნობებისაგან დამზადებული დგუშებით, აუმჯობესებს ძრავის ეფექტურ მაჩვენებლებს. ეს იმით აიხსნება, რომ მეორე შემთხვევაში, ინერციის ძალების შემცირების გამო, იზრდება ძრავის მექანიკური შარავი ენდობის კოეფიციენტი.

საწვავის მიწოდების ხანგრძლიობისა და გაფრქვევის ხარისხის გავლენა

საწვავის გაფრქვევის ხარისხი გულისხმობს გაფრქვეული ნაწილაკების საწვავის 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.

შუშალო შეფრქვევის ძრავებში, რომლებსაც აქვთ გაუყოფელი კამერები, საწვავი ნარევის შექმნის პირობები უკეთესია გაყოფილი კამერის მქონე ძრავებთან შედარებით. ესაა იმის მიზეზი, რომ გაყოფილკამერიან ძრავებში

საჭიროა ნარევის უფრო ნადრევი შეფრქვევა. გარდა ამისა, ასეთი ცრავება მოითხოვენ პაერის სიჭარბის კოეფიციენტის უფრო მაღალ მნიშვნელობებს.

საწვავის მიწოდების ხანგრძლიობა მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს წვის პროცესზე და ცრავის სამუშაო პროცესის სხვა პარამეტრებზე. მიწოდებულ საწვავის უცვლელი რაოდენობის დროს მიწოდების ხანგრძლიობის შეცვლით მიიღება სულ სხვადასხვა სახის ინდიკატორული დიაგრამები.

მიწოდების ხანგრძლიობა განიხილება მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხის მიხედვით: ის დამოკიდებულია საწვავის ტუმბოს მუშის პროფილზე. ყვინთას დიამეტრზე და სხვ.

აღსანიშნავია, რომ თვითალების შეფერხების პერიოდი დამოკიდებული არ არის საწვავის მიწოდების კანონზე და ამიტომ ორივე შემთხვევაში ერთნაირია.

§ 3. ხამხალმოათაციო ფაქტორების გავლენა თვითალებადი ძრავას მუშაობაზე

თვითალებადი ცრავს ძირითადი საექსპლოატაციო ფაქტორებია: საწვავის შეფრქვევის დასაწყისი, სამუშაო ნარევი შედეგნილობა, დაჭვირთვა, ბრუნთა რიცხვი, გაგრილების ინტენსივობა და ატმოსფერული პირობები (სიმძლავრე ზღვის დონიდან).

ამ პარაგრაფში გარჩეულია დასახელებული ფაქტორები, გარდა უკანასკნელისა, რომელიც ცალკე თავიდაა გამოყოფილი და განხილულია ქვემოთ.

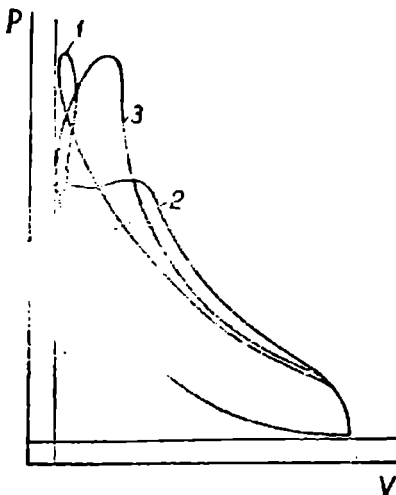
საწვავის შეფრქვევის დასაწყისის გავლენა

საწვავის შეფრქვევის დასაწყისი დიდ გავლენას ახდენს თვითალებადი ცრავს მუშაობაზე.

70-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სამი ინდიკატორული დიაგრამა. (1) დიაგრამა შეესაბამება ცრავს მუშაობას შეფრქვევის გადანეტებული წინსწრებით, (2) დიაგრამა — ძრავს მუშაობას ნაგვიანევი შეფრქვევით და (3) დიაგრამა — ნორმალურად მომუშავე ცრავს, შეფრქვევის ოპტიმალური წინსწრებით.

შეფრქვევის მრმენტის შეცვლა იწვევს ისეთი მნიშვნელოვანი პარამეტრების ცვლილებას, როგორცაა: თვითალების შეფერხების პერიოდი, წნევის ზრდის სიჭარბე, წვის უდიდესი წნევა, წვის სისრულე და ხანგრძლივობა და სხვ.

ცხადია, რომ ცრავს მუშაობას მოკემული პირობებისათვის არსებობს საწვავის შეფრქვევის დაწყების საუკეთესო მომენტი, რომლის დროსაც მიიღწევა ძრავს უდიდესი სიმძლავრე და ეკონომიურობა.



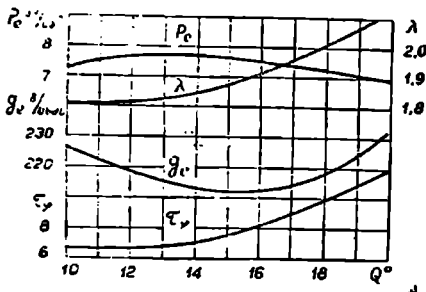
ნახ. 70. ინდიკატორული დიაგრამები:
1 — გადანეტებული ნადრევი შეფრქვევა; 2 — ნაგვიანევი შეფრქვევა; 3 — შეფრქვევის ოპტიმალური წინსწრება.

იმის გამო, რომ წვის სიჩქარეს სასრულო სიდიდე აქვს, ამიტომ საწვავის შეფრქვევა ყველა შემთხვევაში ზედა მკვდარ წერტილზე ადრე იწყება. თანამედროვე საავტოტრაქტორო თვითაალებადი ძრავებისათვის საწვავის შეფრქვევის წინსწრების ოპტიმალური კუთხე იცვლება $10^{\circ}-30^{\circ}$ ზღვრებში.

ოპტიმალურზე მეტად შეფრქვევის წინსწრების კუთხის გადიდება იწვევს აალების შეფერხების პერიოდის (საინდუქციო პერიოდის) გადიდებას, რასაც თან სდევს წნევის მკვეთრი ზრდა და დარტყმები.

მეტად არასასურველ შედეგს იძლევა აგრეთვე საწვავის ნაგვიანი შეფრქვევა. ამ დროს წვა ძირითადად მკვდარი წერტილის შემდგომ მიმდინარეობს, ცილინდრის მოცულობის ზრდის პირობებში, რის შედეგადაც მცირდება ძრავის სიმძლავრე და მარჯი ქმედების კოეფიციენტი.

71-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ძრავის ძირითადი პარამეტრების დამოკიდებულება შეფრქვევის წინსწრების კუთხეზე. მასალა აღებულია მოსკოვის უმაღლესი ტექნიკური სასწავლებლის



ნახ. 71. ЯА3-204 ძრავის პარამეტრების დამოკიდებულება შეფრქვევის წინსწრების კუთხეზე

ძრავების ლაბორატორიაში ЯА3-204-ის გამოცდის შედეგებიდან.

ღიაგრანა გვიჩვენებს, რომ საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის ზრდასთან ერთად იზრდება წვის მაქსიმალური წნევა (P_c), წნევის ზრდის ხარისხი (λ) და თვითაალების შეფერხების პერიოდი (τ_p). რაც შეეხება საშუალო ეფექტურ წნევასა და საწვავის კუთრ ხარჯს, ისინი თავიანთ ოპტიმალურ სადიდეს აღწევენ რაღაც საშუალოდ პირობებში. მოცემული შემთხვევისათვის (ნახ. 71) საწვავის შეფრქვევის წინსწრების საუკეთესო კუთხედ უნდა ჩაითვალოს 15° , რადგანაც ამ დროს საშუალო ეფექტური წნევა უდიდესია, ხოლო საწვავის კუთრი ხარჯი—უმცირესი.

ცდები ადასტურებენ, რომ უშუალო შეფრქვევის ძრავებთან შედარებით გრძელადი კამერის მქონე ძრავები ნაკლებად მგრძობიარე არიან შეფრქვევის წინსწრების კუთხის მიმართ.

სამუშაო ნარევის შედგენილობის გავლენა

თვითაალებადი ძრავებში სიმძლავრის რეგულირება ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის რაოდენობის ცვლებადობით წარმოებს. იმის გამო, რომ ამ დროს ბაერის რაოდენობა უცვლელი რჩება (თუ ბრუნთა რიცხვი მუდმივია), ამიტომ ძრავის სიმძლავრის შეცვლას სამუშაო ნარევის შედგენილობის ან, რაც იგივეა, ბაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ცვლილება მოსდევს.

ბაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ზრდა წვის სიჩქარის გადიდებას იწვევს. ცდით დადასტურებულია, რომ მუდმივი ბრუნთა რიცხვის დროს წვის პროცესზე მოსული დრო ბაერის სიჭარბის კოეფიციენტის უკუპროპორციულია. წვის სიჩქარის ზრდა ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის წვის სისრულეს

ადიდებს, რის გამოც პაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ზრდას თან სდევს ცრავას ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტის გადიდება.

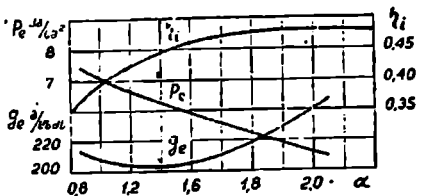
აღსანიშნავია, რომ, რაც უფრო დიდია პაერის სიჭარბის კოეფიციენტი, მით უფრო ნაკლებია ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტის ზრდის ინტენსივობა.

72-ე ნახ.-ზე ნაჩვენებია ЯА3-204 ცრავას ზოგიერთი პარამეტრის დამოკიდებულება პაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე. მონაცემები აღებულია მოსკოვის უმაღლეს ტექნიკურ სასწავლებელში ჩატარებული გამოცდების შედეგებიდან.

დიაგრამა გვიჩვენებს, რომ ნეცემულ რეჟიმზე დასახელებული ცრავა იძლევა ეფექტურ ცხენის ძალაზე ნოსულად საწვავის ხარჯის უმცირეს სიდიდეს მაშინ, როცა $\alpha = 1.55$.

რაც უფრო უკეთესად წარმოებს საწვავის გაფრქვევა და ნარევის შექმნა, მით უფრო მეტად უახლოვდება პაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ოპტიმალური მნიშვნელობა ერთს. როგორც ზემოთ იყო ნაჩვენები, პაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ოპტიმალური მნიშვნელობა განპირობებულია საწვავის სრულ წვით და განისაზღვრება ცრავას მუშაობით ბოლვის ზღვარზე.

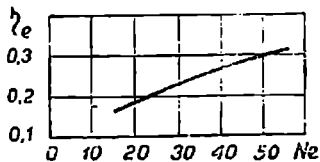
ერთი ციკლას დროს ნიწორდებულ საწვავის რაოდენობის შემცირება იწვევს წვის წედღეჯუ გამოყოფილი სითბოს რაოდენობის შემცირებას. შემცირებული რაოდენობის სითბომ უნდა გააცხელოს იმავე რაოდენობის პაერი, რაც, როგორც შედეგი, იწვევს ცრავას ტემპერატურული რეჟიმის დაცემას.



ნახ. 72. ЯА3-204 ძრ. ვას პარ. მეტრების დამოკიდებულება პაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე ($n=1666$ ბრ/წ)

დატვირთვის ვაგლენა

დატვირთვის გადიდებათ მატულობს ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის რაოდენობა და, მაშასადამე, წვის დროს გამოყოფილი სითბო; ეს ხელს უწყობს ცრავას ნაწილების უფრო მეტად გააცხელებას, ზრდის ტემპერატურას კუმშვის დასაბრუნს და ამით აღმჯობნებს წვის პროცესის მიმდინარეობას.



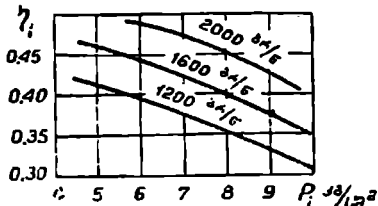
ნახ. 73. λ_e -ს დამოკიდებულება დატვირთვასზე (ძრავა Д-54)

73-ე ნახ.-ზე ნაჩვენებია Д-54 ცრავას გამოცდის შედეგად მიღებული დამოკიდებულება ეფექტურ მარგი ქმედების კოეფიციენტსა და დატვირთვის შორის. მცირე დატვირთვებით ცრავას მუშაობის დროს τ_r -ს შემცირება იმით აიხსნება, რომ მატულობს ერთ ინდიკატორულ ცხენის ძალაზე მოსული მეტანიკური დანაკარგები.

აღსანიშნავია, რომ დატვირთვის შემცირების დროს მატულობს პაერას სიჭარბის კოეფიციენტის სიდიდე, რაც იწვევს ცრავას ინდიკატორული მარჯი ქნედების კოეფიციენტის გადიდებას.

ბრუნთა რიცხვის გავლენა

ცილინდრში მიმდინარე პროცესი დიდადა დამოკიდებული მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე. ბრუნთა რიცხვი გავლენას ახდენს ისეთ მნიშვნელოვან პარამეტრებზე, როგორცაა: საინდუქციო პერიოდი, წვის სიჩქარე და სწავლე, საწვავის შეფრქვევის დასაწყისი, საწვავის გაფრქვევის ხარისხი და სხვ.



ნახ. 74. n -ის ცვლადობა ბრუნთა რიცხვსა და დატვირთვაზე დამოკიდებულებით

ბრუნთა რიცხვის ზრდა იწვევს რაც გადიდებული სიჩქარის დროს აიანსება.

74 ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ცრავას ინდიკატორული მარჯი ქნედების კოეფიციენტის ცვლადობა სხვადასხვა ბრუნთა რიცხვსა და დატვირთვაზე დამოკიდებულებით.

ღიაგრამა გვიჩვენებს, რომ მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდა იწვევს ინდიკატორული მარჯი ქნედების კოეფიციენტის გადიდებას. ეს გარემოება იმით აიხსნება, რომ მუხლა ლილვის ბრუნვის სიჩქარის გადიდება აცლიერებს პაერის გრიგალურ მოძრაობას და აუმჯობესებს ნარევის შექმნას პროცესს.

გაგრილების ინტენსივობის გავლენა

ცრავას ნაწილების გაცხელების ხარისხი, ცრავას მუშაობის რეჟიმის გარდა, დამოკიდებულია გამაგრებულ ფულის (ან პაერის) ტემპერატურაზე.

ერასა და იმეგე პირობებში მომუშავე ცრავასათვის გამაგრებულ ფულის ტემპერატურის ზრდა იწვევს თვითაალების შეფერხების პერიოდის შემოკლებას; ეს იმის გამო ხდება, რომ ცილინდრში შესული პაერი უფრო ნელად გაცხელებულ ნაწილებს ეცება, რაც იწვევს კუმშვის დასასრულს ტემპერატურის ზრდას.

ზღვის დონიდან სიმაღლის გაკლენა ძრავას მუშაობაზე

ზღვის დონიდან სიმაღლის გაკლენა მანვე გაკლენას ახდენს შიგაწვის ძრავას მუშაობაზე, რის შედეგად მკირდება მისი სიმძლავრე და უარესდება ეკონომიურობა.

ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად კლებულობს ატმოსფერული ჰაერის წნევა და ტემპერატურა. მაგრამ წნევის შემცირება ტემპერატურის კლებაზე უფრო ინტენსიურია, რის გამო სიმაღლის ზრდის დროს ჰაერის სიმკვრივე ეცემა.

ჩვენ არ ვღებულობთ მანუფაქტურებში ჰაერის ტენიანობისა და შედგენილობის ცვალებადობას, რადგანაც იმ სიმაღლეებზე, რომლებშიც ატმოსფერული ჰაერის წნევა და ტემპერატურის უსდებათ მუშაობა, ეს ცვალებადობა უმნიშვნელოა.

ზღვის დონიდან სიმაღლის გაკლენა დღეშიანი შიგაწვის ძრავას მუშაობაზე გამოიხატება იმაში, რომ სიმაღლის ზრდასთან ერთად:

1. კლებულობს ჰაერით ცილინდრების წონითი შევსება;
2. ირღვევა საწვავისაწვავი სისტემის ოპტიმალური რეგულირება;
3. იცვლება საწვავის შეფრქვევის (დაზღუდვის) და ანთების წინსწრების კუთხის (კარბურატორიან ძრავებში) ოპტიმალური სიდიდეები;
4. კლებულობს გაგრილების სისტემის ევანტილატორის მწარმოებლობა და იცვლება ძრავას გაგრილების პირობები;
5. ცილინდრებში მუხტის კუმშვის წნევის შემცირების გამო უარესდება ძრავას ანუშავების პირობები.

სიმაღლის ზრდასთან ერთად კლებულობს აგრეთვე ზეთის ტუმპოს წონითი მწარმოებლობა, მაგრამ ეს შესამჩნევი ხდება მხოლოდ დიდ სიმაღლეებზე (3000 მეტრის ზემოთ).

დაბოლოს უნდა აღინიშნოს, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის გადიდების დროს ცილინდრში მოხვედრილი აირის წნევის შემცირების გამო კარბურატორიანი ძრავას კუმშვის ხარისხი კარგავს თავის ოპტიმალობას და მოკუმული სიმაღლისათვის აღმოჩნდება ხოლმე შეცდომილი.

ზემოთ მოცემული განმარტებები შეესება მხოლოდ ძრავას, რომელსაც არ აქვს ჩაბერვის სისტემა.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ თუ ძრავას მუშაობით ჩაბერვის სისტემას და ცილინდრებს იტულებით შევავსებთ, მაშინ ზღვის დონიდან ამა თუ იმ სიმაღლეზე შესაძლებელი გახდება შევქნათ ისეთი პირობები, როგორც გვექნა ზღვის დონეზე და თავიდან ავიცილოთ ძრავას სიმძლავრის ვარდნა.

ძრავების გამოცდას სასიმალო პირობებში, ჩვეულებრივ, უფარდებენ საერთაშორისო სტანდარტულ ატმოსფერულ მაჩვენებლებს, რომლისთვისაც მიღებულია ზღვის დონისათვის საწყისი პირობები:

ატმოსფერული ჰაერის წნევა $p_0 = 760$ მმ ვერცხ. წყ. სვ.

(ან $p_0 = 1,033$ კგ/სმ²);

ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურა $t_0 = 15^\circ\text{C}$,

(ან $T_0 = 268^\circ$ აბს)

საერთაშორისო სტანდარტული ატმოსფეროს მიხედვით საშუალო წლიური ტემპერატურული გრადიენტია $6,5^\circ$ ყოველ 1000 მ სიმაღლეზე.

ამის შესაბამისად ტემპერატურა მოცემულ სიმაღლეზე გამოითვლება ფორმულით:

$$t_n = 15 - 0,0065 H, \quad (149)$$

სადაც H არის მეტრობით გამოსახული სიმაღლე ზღვის დონიდან.

მე-8 ცხრილში მოცემულია საერთაშორისო სტანდარტული ატმოსფეროს მონაცემები.

ცხრილი 8

საერთაშორისო სტანდარტული ატმოსფერო

სიმაღლე H მ	ჰაერის წნევა		ჰაერის ტემპერა-		ჰაერის კუთ- რი წონა 7 კგ.მ ³	$\mu = \frac{p_u}{p_0}$ %	$\rho = \frac{T_u}{T_0}$
	მმ ვერცხ. წყ. სვ.	კგ.სმ ²	t C	T° აბს			
0	760,0	1,033	+15,0	288,0	1,225	1,000	1,000
500	715,0	0,972	+11,2	284,2	1,168	0,940	0,986
1000	674,4	0,917	+8,5	281,5	1,112	0,887	0,977
1500	635,0	0,864	+5,3	278,3	1,059	0,835	0,966
2000	596,5	0,811	+2,0	275,0	1,006	0,785	0,955
2500	562,0	0,763	-1,2	271,8	0,957	0,740	0,943
3000	525,9	0,715	-4,5	268,5	0,909	0,692	0,932
3500	493,0	0,671	-7,7	265,3	0,854	0,650	0,921
4000	461,9	0,628	-11,0	262,0	0,819	0,608	0,910
4500	434,0	0,589	-14,2	258,8	0,777	0,571	0,898
5000	404,5	0,550	-17,5	255,5	0,736	0,532	0,887

ცხრილში p_0 და T_0 წარმოადგენს ატმოსფერული ჰაერის წნევასა და ტემპერატურას ზღვის დონეზე, ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში, ხოლო p_{RH} და T_{RH} იმავე მაჩვენებლებს მოცემულ სიმაღლეზე.

§ 1. კარბურატორიანი ძრავას ხაშუხაშ პროცესის ანალიზი

შესაძლებელია გამოვიყვანოთ ფორმულები, რომლებიც გამოსადეგი იქნება მოცემული სიმაღლისათვის ძრავას თბური გაანგარიშების ჩასატარებლად, მაგრამ ამის საჭიროება პრაქტიკულად არ არსებობს.

უფრო ხშირად საჭირო ხდება ნორმალური პირობებისათვის ძრავას ცნობილი პარამეტრების სიდიდის გადაანგარიშება მოცემული სიმაღლისათვის.

ამასთან დაკავშირებით სასურველია გამოვარკვიოთ ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობის დროს ძრავას პარამეტრების ცვალებადობის ხასიათი.

ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს, ნამუშევარი აირების გამობოლქვის წინააღმდეგ წნევის შემცირების გამო, ნარჩენი აირების წნევა კლებულობს.

თუ მივიღებთ, რომ ძრავას გამობოლქვის სისტემის ჰიდრავლიკური წინააღობა Δp_r არაა დამოკიდებული ზღვის დონიდან სიმაღლეზე და აღენიშნავთ ნარჩენი აირების წნევას ზღვის დონეზე და მოცემულ სიმაღლეზე ასობით p_{r0} და p_{rH} მაშინ გვექნება:

$$p_{rH} = \mu p_0 + \Delta p_r \text{ და } \Delta p_r = p_{r0} - p_{rH}$$

საიდანაც

$$p_{rH} = p_{r0} - p_0(1 - \mu) \quad (150)$$

ნე-9 ცხრილში ნაჩვენებია p_{rH} წნევის სიდიდეები სხვადასხვა სიმაღლეებისათვის, როდესაც ზღვის დონეზე $p_{r0} = 1,05$ კგ/სმ².

ცხრილი 9

სიმაღლე ზღვის დონიდან H მ	0	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000
$\mu = \frac{p_H}{p_0}$	1,000	0,940	0,887	0,835	0,785	0,740	0,692	0,650	0,608
p_r კგ/სმ ²	1,05	0,989	0,934	0,881	0,828	0,780	0,732	0,688	0,645

მიუხედავად იმისა, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს საწვავი ნარჩენი მდიდრდება, ნარჩენი აირების ტემპერატურა, განსხვავებით დიზელებისაგან, — მცირდება (კარბურატორის უცვლელი რეგულირების დროს).

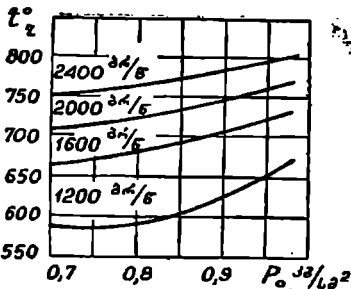
ეს იმით აიხსნება, რომ საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავები მუშაობენ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტით, რომელიც ახლოა ერთთან, რის გამო გამდიდრების დროს შესამჩნევად მატულობს დაუწვავად დარჩენილი საწვავის რაოდენობა და ეს იწვევს აირის ტემპერატურის შემცირებას.

75-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ნარჩენი აირების ტემპერატურის ცვალებადობა ЗИЛ—120 ძრავისათვის. გაზომვები ჩატარებული იყო შევსების სხვადასხვა წნევებისა და დროსილის სრული გალების დროს,

იმის გამო, რომ შევსების წნევის ცვალებადობა ხდებოდა ხელოვნურად, რესივიტის დახმარებით, ამიტომ ცხადია ექსპერიმენტის დროს მუდმივი რჩებოდა გამობოლქვის წინაღობა წნევა.

როგორც ზემოთ აღნიშნული იყო, ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად კლებულობს როგორც ჰაერის, ისე საწვავის ხარჯი; მაგრამ საწვავის ხარჯი კლებულობს ნაკლები ინტენსივობით, რის გამო საწვავი ნარევი მდიდრდება.

ძრავას მუშაობა ზედმეტად გამდიდრებული ნარევით არაა მიზანშეწონილი, რადგანაც ამით უარესდება ძრავას ეკონომიურობა და მატულობს ცილინდრის შიგნით მოკიდებული ნაწვის რაოდენობა. ამასთან დაკავშირებით მიზანშეწონილია, რათა ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად წარმოებდეს საწვავის მიწოდების შემცირება იმ ვარაუდით, რომ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის სიდიდე ყველა სიმაღლეზე რჩებოდეს ერთნაირი.



ნახ. 75. ρ_a ტემპერატურის ცვალებადობა 3ИП—120 ძრავასათვის

ამ საკითხის გადაწყვეტა ადვილია ტრაქტორისათვის, რადგანაც ჩვეულებრივ მას უხდება მუშაობა მუდმივად ერთ რომელიმე რაიონში, ე. ი. ზღვის დონიდან ერთ სიმაღლეზე და მაშასადამე შესაძლებელია ჩატარდეს კარბურატორის რეგულირება ამ პირობების შესაბამისად.

უფრო რთულია ამ საკითხის გადაწყვეტა ავტომობილისათვის, ვინაიდან მას უხდება მოძრაობა დიდ მანძილებზე სხვადასხვა პირობებში და მაშასადამე მისთვის კარბურატორის მუდმივი რეგულირება ხელსაყრელი არაა.

ამასთან დაკავშირებით მიზანშეწონილია სამთო პირობებში სამუშაოდ განკუთვნილი ავტომობილის ძრავას ჰქონდეს სპეციალური კორექტორი, რომელიც უზრუნველყოფს ატმოსფერული პირობების შეცვლის შემთხვევაში კარბურატორის რეგულირების ავტომატურ შეცვლას.

საჭიროა აღვნიშნოთ, რომ არსებულ საავტომობილო კარბურატორებს არ აქვს მოწყობილობა საწვავის კორექტირებისათვის, რის გამო სტანდარტული ავტომობილები სამთო პირობებში მუშაობენ ზედმეტად გამდიდრებული საწვავი ნარევით.

ავტომატური კორექტორის საიმედო კონსტრუქციის შექმნა მნიშვნელოვნად გააუმჯობესებდა სამთო პირობებში მომუშავე ავტომობილების ეკონომიურ მაჩვენებლებს.

ამ მიმართულებით საინტერესო სამუშაოები ჩაატარა ინჟ. გ. თაბორიძემ, რომელმაც შექმნა საწვავი ნარევის კორექტირების ორიგინალური კონსტრუქციები.

გაანგარიშების გზით ზღვის დონიდან მოკემული სიმაღლისათვის ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის სიდიდის დასადგენად ლებულობენ პირობას, რომ სიმაღლის ზრდასთან ერთად ჰაერის ხარჯი იცვლება მისი წნევის, ხოლო საწვავის ხარჯი ამავე წნევის კვადრატული ფესვის პროპორციულად.

ამ მიმართულებით საინტერესო სამუშაოები ჩაატარა ინჟ. გ. თაბორიძემ, რომელმაც შექმნა საწვავი ნარევის კორექტირების ორიგინალური კონსტრუქციები.

გაანგარიშების გზით ზღვის დონიდან მოკემული სიმაღლისათვის ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის სიდიდის დასადგენად ლებულობენ პირობას, რომ სიმაღლის ზრდასთან ერთად ჰაერის ხარჯი იცვლება მისი წნევის, ხოლო საწვავის ხარჯი ამავე წნევის კვადრატული ფესვის პროპორციულად.

ასეთი პირობა იძლევა საწვავი ნარკვის გამდიდრების სურათს, რომე-
ლიც ძალიან ახლოა ექსპერიმენტულ მონაცემებთან.

ზივილოთ, რომ ატმოსფერული ჰაერის ნორმალური p_0 წნევის დროს ძრავა ხარჯავს საათში G_{10} კგ ჰაერსა და G_{100} კგ საწვავს, ხოლო როცა ჰაერის წნევაა μp_0 , ხარჯავს $G_{1\mu}$ კგ ჰაერსა და G_{μ} კგ საწვავს.

მიღებული პირობის შესაბამისად შეიძლება დავწეროთ:

$$G_{1\mu} = \mu G_{10} \quad (151)$$

და

$$G_{\mu} = \sqrt{\mu} G_{10} \quad (152)$$

თუ ჰაერის თეორიულ რაოდენობას, რომელიც სპირთა 1 კგ საწვავის დასაწვავად, აღვნიშნავთ l_0 ასეთი, მაშინ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი პირველი და მეორე შემთხვევისათვის იქნება:

$$\alpha_0 = \frac{G_{10}}{G_{10} l_0}$$

და

$$\alpha_{\mu} = \frac{G_{1\mu}}{G_{1\mu} l_0} = \frac{\mu G_{10}}{G_{10} \sqrt{\mu} l_0}$$

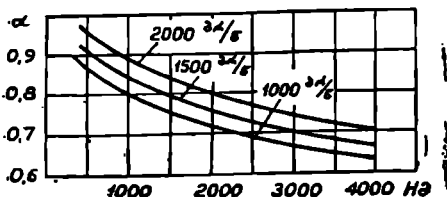
ამ გამოსახულებათა ერთობლივი გადაწყვეტით ვღებულობთ:

$$\alpha_{\mu} = \alpha_0 \sqrt{\mu} \quad (153)$$

ზე-10 ცხრილში ნაჩვენებია (153) ფორმულით გამოთვლილი ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის სიდიდეები ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეებისათვის, როდესაც $\alpha_0 = 1$.

ცხრილი 10

სიმაღლე ზღვის დონიდან H მ	0	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000
ρ_{H} წმ ვგრცბლ. წყ. სვ.	760	715	674	635	596	562	526	493	462
μ	1,00	0,940	0,887	0,835	0,785	0,740	0,692	0,650	0,608
α	1,00	0,97	0,94	0,91	0,89	0,86	0,83	0,81	0,78



ნახ. 76. ГАЗ—51 ძრავის ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ცვალებადობა

76-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ზღვის დონიდან სიმაღლეზე დამოკიდებულებით ГАЗ—51 ძრავის ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ცვალებადობა მისი მუშაობისას სხვადასხვა ბრუნთა რიცხვებით.

ნარჩენი აირების კოეფიციენტი. ნარჩენი აირების რაოდენობა ზღვის დონეზე და მოცემულ სიმაღლეზე:

$$M_{ro} = \frac{P_{ro} V_c}{848 T_{ro}}$$

და

$$M_{rn} = \frac{P_{rn} V_c}{848 T_{rn}}$$

შესაბამისად ახალი მუხტი ამავე შემთხვევებისათვის იქნება:

$$M_o = \frac{P_o V_h \eta_v}{848 T_o}$$

და

$$M_n = \frac{\mu P_o V_h \eta'_a}{848 \beta T_o}$$

იმის გათვალისწინებით, რომ ნარჩენი აირების კოეფიციენტი $\gamma = \frac{M_r}{M_o}$.

შეიძლება დაეწეროს:

$$\gamma_o = \frac{P_{ro} V_c T_o}{P_o V_h \eta_v T_{ro}}$$

და

$$\gamma_n = \frac{P_{rn} V_c \beta T_o}{\mu P_o V_h \eta'_v T_{rn}}$$

ამ ტოლობების ერთმანეთზე გაყოფით მივიღებთ:

$$\gamma_n = \gamma_o \frac{P_{rn} V_c \beta T_o P_o V_h \eta_v T_{ro}}{\mu P_o V_h \eta'_v T_{rn} P_{ro} V_c T_o} = \gamma_o \frac{P_{rn}}{P_{ro}} \frac{\beta}{\mu} \frac{\eta_v}{\eta'_v} \frac{T_{ro}}{T_{rn}}$$

ან, თუ მივიღებთ, რომ $\eta_v = \eta'_v$ და $T_{ro} = T_{rn}$

$$\gamma_n = \gamma_o \frac{P_{rn}}{P_{ro}} \frac{\beta}{\mu} \quad (154)$$

აღსანიშნავია, რომ ნარჩენი აირების კოეფიციენტის ცვალებადობა ზღვის დონიდან სიმაღლისაგან დამოკიდებულებით პრაქტიკულად უმნიშვნელოა.

შევსებას წნევა და ტემპერატურა. თუ მივიღებთ, რომ ძრავას ცილინდრში აირის შემწეები სისტემის პილრაველიკური წინალობა არაა დამოკიდებული ზღვის დონიდან სიმაღლეზე, მაშინ მოცემული სიმაღლისათვის ცილინდრების შევსების P_{an} წნევის საანგარიშოდ შეიძლება დაეწეროს გამოსახულება

$$P_{an} = \mu P_o - \Delta P_a \quad (155)$$

სადაც ΔP_a არის შემწეები სისტემის პილრაველიკური წინალობის შესაბამისი წნევა და გამოითვლება ტოლობიდან:

$$\Delta P_a = P_o - P_{ao}$$

ამრიგად შეიძლება დაწეროთ:

$$p_{an} = p_{ao} - p_o(1 - \mu). \quad (156)$$

მე-11 ცხრილში ნაჩვენებია ზღვის დონიდან სიმაღლისაგან დამოკიდებულებით p_{an} წნევის ცვალებადობა შემთხვევისათვის, როდესაც $p_{ao} = 0,76$ კგ.სმ².

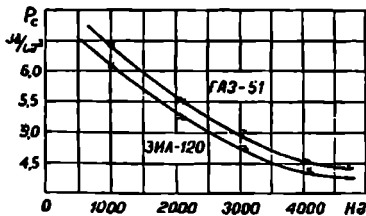
ცხრილი 11									
სიმაღლე ზღვის დონიდან H მ	0	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000
p_{an} კგ/სმ ²	0,76	0,70	0,64	0,59	0,54	0,49	0,44	0,40	0,36

ტემპერატურა T_a ქვედა მოსფერული პარის წნევაზე თან ერთად ის ნაწილობრივ შემცირდება პარის ტემპერატურის ვარდნის გამო.

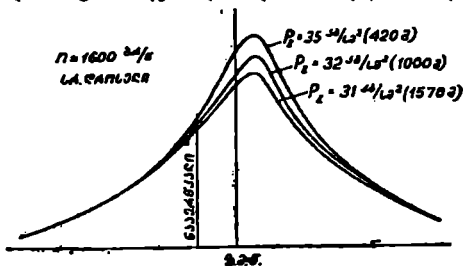
კუმშვის პროცესა, 77-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეზე ЗИЛ—120 ირავას მუშაობის დროს აღებული ინდიკატორული დიაგრამები სიჩქარითი რეჟიმისათვის $n = 1600$ ბრ/წ.

დიაგრამები გვიჩვენებს, თუ როგორ მცირდება წნევები ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს.

78-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ГАЗ—51 და ЗИЛ—120 ირავებისათვის კუმშვის ბოლოს p_c წნევის ცვალებადობა ზღვის დონიდან სიმაღლეზე დამოკიდებულებით.



ნახ. 78. p_c წნევის ცვალებადობა ГАЗ—51 და ЗИЛ—120 ირავებისათვის



ნახ. 77. ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეებზე აღებული ინდიკატორული დიაგრამები

მონაცემები ეკუთვნის ა. შვეცს, რომელმაც გაზომვები ჩაატარა გახურებულ ირავებზე, მათი ბრუნვისას სტარტერული რეჟიმით.

მოცემული სიმაღლისათვის აირის წნევა და ტემპერატურა კუმშვის ბოლოს შეიძლება გამოვთვალოთ ფორმულებით:

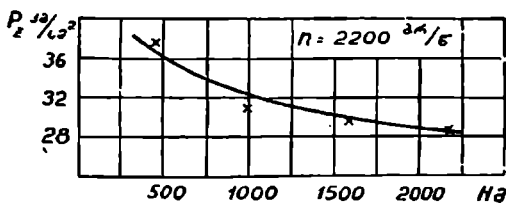
$$P_{cn} = P_{an} \varepsilon^{n_3}$$

და

$$T_{cn} = T_{an} \varepsilon^{n_3 - 1}$$

კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი n_3 შეიძლება მივიღოთ იმავე სიდიდის, როგორსაც ვიღებდით ნორმალურია ატმოსფერული პირობებისათვის, თუმცა ექსპერიმენტი უჩვენებს ამ მაჩვენებლის ზრდის ტენდენციას ზღვის დონიდან სიმაღლის მატებასთან ერთად.

წვიხა და გაფართოების პროცესები. ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს p_z წნევა წვის დასასრულს, ისევე როგორც წნევა ციკლის სხვა წერტილებში კლებულობს. 79-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია p_z წნევის ეს ცვალებადობა



ნახ. 79. p_z წნევის ცვალებადობა ზღვის დონიდან სიმაღლისაგან დამოკიდებულებით

ვიანგარიშით თბური გაანგარიშების ჩვეულებრივი წესით.

მიახლოებებით შეიძლება მივიღოთ, რომ:

$$p_{zn} \approx p_{zo} \frac{\mu}{\beta},$$

$$p_{bn} \approx p_{bo} \frac{\mu}{\beta}$$

$$T_{bn} \approx T_{bo}.$$

და

ინდიკატორული დიაგრამების დამუშავებამ გვიჩვენა, რომ გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი ზღვის დონიდან სიმაღლის გადიდების დროს კლებულობს, რაც სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტის შემცირებით აიხსნება.

მე-80 ნახ-ზე ნაჩვენებია 3ИЛ—120 ძრავასათვის გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის ცვალებადობის ხასიათი ზღვის დონიდან სიმაღლეზე დამოკიდებულებით.

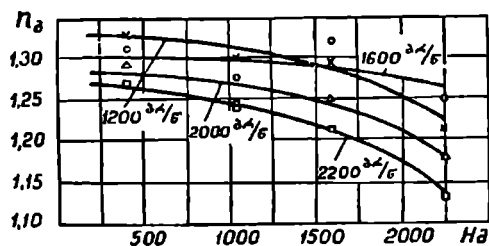
ციკლის საერთო პარამეტრები. ექსპერიმენტულად დადასტურებულია, რომ კარბურატორიანი ძრავას საშუალო ინდიკატორული წნევა იცვლება ცილინდრებში მოხვედრის მუხტის წონის პროპორციულად. ამასთანავე ცნობილია, რომ თავის მხრივ მუხტის წონა იცვლება კარბურატორის წინ პეჯრის წნევის პროპორციულად და ტემპერატურიდან კვადრატული ფესვის უკუპროპორციულად.

ეს უფლებას გვაძლევს მოცემულ სიმაღლეზე საშუალო ინდიკატორული წნევის გამოსათვლელად დავწეროთ გამოსახულება

$$p_{in} = p_{io} \frac{\mu p_o}{p_o} \sqrt{\frac{T_o}{\beta T_o}} = p_{io} \frac{\mu}{\sqrt{\beta}}, \quad (157)$$

სხვადასხვა სიმაღლეებზე ძრავას მუშაობისათვის მთლიანი დროსეულით. მონაცემები აღებულია ინდიკატორული დიაგრამებიდან. აიროს ტემპერატურა და წნევა წვისა და გაფართოების დასასრულს შეიძლება

3ИЛ—120 ძრავასათვის გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის ცვალებადობის ხასიათი



ნახ. 80. გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის ცვალებადობის ხასიათი

სადაც p_{in} -და p_{io} საშუალო ინდიკატორული წნევებია მოცემულ სიმაღლეზე და ზღვის დონეზე.

იგივე შეიძლება დაიწეროს ინდიკატორული სიმძლავრისათვისაც:

$$N_{in} = N_{io} \sqrt{\frac{\mu}{\beta}}. \quad (158)$$

ზემოთ აღნიშნული იყო, რომ თუ ზღვის დონიდან სიმაღლის მატების დროს კარბურატორის რეგულირება არ იცვლება, მაშინ საწვავის საათური ხარჯი შეიცვლება პაერის წნევიდან კვადრატული ფესვის პროპორციულად და შასადავამე

$$G_{in} = G_{io} \sqrt{\mu}.$$

საწვავის კუთრი ინდიკატორული ხარჯი იქნება:

$$g_{io} = \frac{G_{io}}{N_{io}};$$

იგივე პარამეტრი მოცემული სიმაღლისათვის

$$g_{in} = \frac{G_{in}}{N_{in}} = \frac{G_{io} \sqrt{\mu} \sqrt{\frac{\mu}{\beta}}}{N_{io} \mu} = \frac{G_{io}}{N_{io}} \sqrt{\frac{\beta}{\mu}}.$$

ან

$$g_{in} = g_{io} \sqrt{\frac{\beta}{\mu}}. \quad (159)$$

ანალოგიურად ინდიკატორული მარგი კმედების კოეფიციენტისათვის გვექნება:

$$\tau_{io} = \frac{632}{g_{io} H_u}$$

და

$$\tau_{in} = \frac{632}{g_{in} H_n}.$$

რაც მოგვცემს

$$\tau_{in} = \tau_{io} \sqrt{\frac{\mu}{\beta}}. \quad (160)$$

საწვავის კუთრი ეფექტური ხარჯისათვის შეიძლება დავწეროთ:

$$g_{eo} = \frac{G_{eo}}{N_{eo}}$$

და

$$g_{en} = \frac{G_{en}}{N_{en}} = \frac{G_{eo} \sqrt{\mu}}{N_{en}}.$$

ან

$$g_{en} = g_{eo} \sqrt{\mu} \frac{N_{eo}}{N_{en}}. \quad (161)$$

ანალოგიურად ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტისათვის გვექნება:

$$\eta_{co} = \frac{632}{g_{co} H_u}$$

და

$$\eta_{en} = \frac{632}{g_{en} H_u},$$

რაც მოგვცემს

$$\tau_{en} = \eta_{co} \frac{1}{\mu} \frac{N_{en}}{N_{co}}. \quad (162)$$

მიღებული შედეგების საფუძველზე შეიძლება გავაკეთოთ დასკვნა, რომ თუ ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს კარბურატორის რეგულირება უსვლელი დარჩება, მაშინ:

1. საწვავის საათური ხარჯი მოიკლებს;
2. საწვავი ნარევი გაზდიდრდება;
3. საწვავის კუთრი ხარჯი გაიზრდება;
4. მარგი ქმედების კოეფიციენტები შემცირდება.

თუ ზღვის დონიდან სიმაღლის ყოველი ზრდის შესაბამისად კარბურატორის რეგულირება შეიცვლება ისე, რომ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი მუდმივი დარჩება, მაშინ გვექნება:

$$G_{en} = G_{co} \mu; \quad (163)$$

$$g_{in} = g_{io} \sqrt{\beta}; \quad (164)$$

$$\tau_{in} = \eta_{io} \frac{1}{\sqrt{\beta}}; \quad (165)$$

$$g_{en} = g_{co} \mu \frac{N_{co}}{N_{en}}; \quad (166)$$

$$\eta_{en} = \eta_{co} \frac{1}{\mu} \frac{N_{en}}{N_{co}}. \quad (167)$$

ძრავას მაჩვენებლების დაყვანა ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებზე

ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებზე კარბურატორიანი ძრავას სინძლავრისა და საწვავის ხარჯის დასაყვანად სტანდარტით მიღებულია შენდევითორმულები:

$$N_c = N_c' \frac{760}{B} \frac{530 + t_0}{545}; \quad (168)$$

$$G_c = G_c' \sqrt{\frac{760}{B} \frac{530 + t_0}{545}} \quad (169)$$

სადაც N_c , G_c და g_c არის სიმძლავრის, საწვავის საათური და კუთრი ხარჯის დაყვანილი სიდიდეები;

N_r' , G_r' და g_r' —ოგივე პარამეტრები მიღებული ძრავას გამოცდის დროს მოცემულ სიმაღლეზე;

B და t_0 —ატმოსფერული პაერის წნევა და ტემპერატურა.

ეს ფორმულები ემპირიულია და ზოგ შემთხვევაში არ იძლევიან კარგ შედეგს. მათი მთავარი ნაკლი ისაა, რომ მათში არ შედის მექანიკური მარჯი კმედების კოეფიციენტი, რის გამო ისინი ვარგისია მხოლოდ ცრავების ცალკე ჯგუფისათვის. ყველაზე ზუსტ შედეგებს ეს ფორმულები გვაძლევენ კარბონ-რატორიანი ძრავებისათვის, რომელთა მექანიკური მარჯი კმედების კოეფიციენტი იმყოფება ზღვრებში $\eta_m = 0,86$; $-0,87$.

ქვემოთ მოცემულია დაყვანის ისეთი ფორმულების გამოყვანა, რომლებიც ითვალისწინებენ ძრავას მექანიკური მარჯი კმედების კოეფიციენტს და ამიტომ უკეთესად ასახავენ სხვადასხვა ტიპის ცრავების თვისებებს.

ზემოთ ნაჩვენები იყო, რომ

$$N_{in} = N_{io} \sqrt{\frac{\mu}{\beta}}$$

ამასთანავე მექანიკური მარჯი კმედების კოეფიციენტი ზღვის დონეზე, და მოცემულ სიმაღლეზე იქნება:

$$\eta_{mo} = 1 - \frac{N_{ro}}{N_{io}}$$

და

$$\eta_{mn} = 1 - \frac{N_{rn}}{N_{in}}$$

სადაც N_{ro} და N_{rn} არის ძრავას ხახუნის სიმძლავრე ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში და მოცემულ სიმაღლეზე.

ექსპერიმენტი გვიჩვენებს, რომ პრაქტიკულად შეიძლება მივიღოთ, რომ $N_{ro} = N_{rn}$, ამასთანავე თუ გავითვალისწინებთ N_{in} სიმძლავრის ზემოთ ნაჩვენებ გამოსახულებას, მივიღებთ:

$$\eta_{mo} = 1 - \frac{N_{ro}}{N_{io}}$$

და

$$\eta_{mn} = 1 - \frac{N_{ro}}{N_{io}} \sqrt{\frac{\beta}{\mu}}$$

ამ ორი განტოლების ერთობლივი ამოხსნა გვაძლევს:

$$\eta_{mn} = \frac{\eta_{mo} \sqrt{\beta} - \sqrt{\beta} + \mu}{\mu}, \quad (170)$$

რის გამო შეიძლება დავწეროთ:

$$N_{cn} = N_{in} \eta_{mn} = N_{in} \frac{\eta_{mo} \sqrt{\beta} - \sqrt{\beta} + \mu}{\mu},$$

ან თუ მხედველობაში მივიღებთ (158) გამოსახულებას და იმას, რომ $N_{\rho} = \frac{N_{\rho 0}}{\eta_{\rho 0}}$ გვექნება:

$$N_{\rho n} = N_{\rho 0} \left[1 - \frac{1}{\eta_{\rho 0}} + \frac{\mu}{\eta_{\rho 0} \sqrt{\beta}} \right]. \quad (171)$$

ამ ფორმულაში $N_{\rho n}$ წარმოადგენს ძრავას სიმძლავრეს მოცემულ სიმაღლეზე. ხოლო $N_{\rho 0}$ სიმძლავრეს ზღვის დონეზე. მაშასადამე ფორმულა საშუალებას გვაძლევს ვიანგარიშოთ ის სავარაუდო სიმძლავრე, რომელსაც განავითარებს ძრავა ამა თუ იმ ატმოსფერულ პირობებში.

ცხადია, რომ იგივე ფორმულა შეიძლება გამოვიყენოთ სიმძლავრის დასაყვანად ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებზე. ასეთ შემთხვევაში ის ხელსაყრელია დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$N_{\rho 0} = \frac{N_{\rho n}}{1 - \frac{1}{\eta_{\rho 0}} + \frac{\mu}{\eta_{\rho 0} \sqrt{\beta}}},$$

ან

$$N_{\rho 0} = \frac{N_{\rho n} \eta_{\rho 0}}{\eta_{\rho 0} - 1 + \frac{\mu}{\sqrt{\beta}}}. \quad (172)$$

ამ ფორმულაში $N_{\rho 0}$ გამოსახავს ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებზე დაყვანილ სიმძლავრეს, ხოლო $N_{\rho n}$ იმ სიმძლავრეს, რომელიც მიღებულია ძრავას გამოცდით მოცემულ ატმოსფერულ პირობებში.

საწყვავის კუთრი ხარჯი ზღვის დონეზე და მოცემული სიმაღლისათვის აქნება:

$$g_{\rho 0} = \frac{G_{\rho 0}}{N_{\rho 0}}$$

და

$$g_{\rho n} = \frac{G_{\rho n}}{N_{\rho n}} = \frac{G_{\rho n} \sqrt{\mu}}{N_{\rho n} \left[1 - \frac{1}{\eta_{\rho 0}} + \frac{\mu}{\eta_{\rho 0} \sqrt{\beta}} \right]},$$

$$g_{\rho n} = g_{\rho 0} \frac{\sqrt{\mu}}{1 - \frac{1}{\eta_{\rho 0}} + \frac{\mu}{\eta_{\rho 0} \sqrt{\beta}}}. \quad (173)$$

ატანდარტული და გამოყვანილი ფორმულების სიზუსტის დასადგენად ჩავატაროთ ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეებისათვის ЗИП-120 ძრავა სიმძლავრის მნიშვნელობების გამოთვლა და შევადაროთ ისინი რეალურ სასაწვავლო პირობებში ძრავას გამოცდით მიღებულ შედეგებს.

ზღვის დონეზე ძრავას საწყის მაჩვენებლად მივიღოთ $N_{\rho 0} = 91$ ცხ. ძ. და $\eta_{\rho 0} = 0,79$.

გამოთვლის შედეგები ნაჩვენებია მე-12 ცხრილში.

სიმაღლე ზღვის დონიდან H მ	μ	β	N _r ფქტიური	N _r (172) ფორმულა	N _r (152) ფორმულა
0	1,000	1,000	91	91	91
500	0,940	0,986	86	85	86
1000	0,887	0,977	80	79	82
1500	0,835	0,966	74	74	77
2000	0,785	0,955	68	68	73

მიღებული შედეგი გვიჩვენებს, რომ სტანდარტულ ფორმულასთან შედარებით ფაქტიურ მდგომარეობას უკეთესად უახლოვდება (172) ფორმულა. ეს იმით აიხსნება, რომ როგორც ამის შესაბამისად იყო აღნიშნული. სტანდარტული ფორმულა გამოყვანილია ძრავებისათვის, რომელთაც უფრო მაღალი მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი აქვთ.

ამრიგად შეიძლება მივიღოთ დასკვნა, რომ პრაქტიკაში უკეთესია (172) ფორმულის გამოყენება, რადგანაც მასში შედის მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი და ამიტომ ის არაა შეზღუდული ძრავას ანა თუ იმ ტიპით.

ზემოთ მოყვანილი მსჯელობის დროს მიღებული იყო პირობა, რომ ზედმეტი სიჩქარითი რეჟიმის დროს ძრავას მექანიკური დანაკარგები არაა დამოკიდებული ცილინდრში მყოფი აირების წნევის სიდიდებზე, სხვაანაირად რომ ვთქვათ, მიღებულია პირობა. რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასა და დატვირთვის ცვალებადობის დროს ძრავას მექანიკური დანაკარგები (იუზვის პირობითი წნევა) უცვლელი რჩება.

ეს დაშვება მიღებულია ზემდეგი მოსაზრებებით.

ძრავას მექანიკური დანაკარგების დიდ ნაწილს შეადგენს დამაზარებელი მექანიზმების ანვრაზე დახარჯული მუშაობა, რომელიც, რა თქმა უნდა, არაა არაერთარ კავშირში ცილინდრში მყოფი აირის წნევასთან.

მექანიკური დანაკარგების დარჩენილი ნაწილის 75%, როგორც ანას უკანასკნელი კვლევები გვიჩვენებს, შექმნილია მოძრავი ნაწილის ინერციის ძალებით, რომლებიც აგრეთვე არაა დამოკიდებული ცილინდრში მყოფი აირების წნევაზე.

ამრიგად რჩება ძრავას მექანიკური დანაკარგების მხოლოდ მკირე ნაწილი, რომელიც იცვლება ცილინდრებში აირის წნევის ცვალებადობის დროს. რამაც დანაკარგების მთლიან სურათზე არ შეიძლება დიდი გავლენა მოახდინოს.

§ 2. დიზელის ხაშუშაო პროცესის ანალიზი

სამუშაო პროცესის ანალიზი ჩატარებულია დიზელის მუშაობის ამ რეჟიმების შესაბამისად, რომლებიც შეიძლება პრაქტიკულად განხორციელდეს მანქანის ექსპლოატაციის დროს მაღალმთიან პირობებში.

ასეთი რეჟიმებია:

1. როდესაც ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს საწვავის საათუ-

ჩი ხარჯი რჩება უცვლელი ($G_0 = \text{const}$) და, მაშასადამე, იცვლება ჰაერის პაპარბის კოეფიციენტი ($\alpha \neq \text{const}$).

სხვაგვარად რომ ვთქვათ, ტრაქტორი ზღვის დონიდან აღის მთებში და საწვავისაწოდებელი სისტემის რეგულირება კი უცვლელი რჩება;

2. როდესაც სიმაღლის ცვალებადობის დროს საწვავისაწოდებელი სისტემის რეგულირების შეცვლით იცვლება საწვავის ხარჯი და უზრუნველყოფილია ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მუდმივობა ($\alpha = \text{const}$);

3. როდესაც სიმაღლის ზრდის დროს საწვავის მიწოდების სათანადო შენელებით უზრუნველყოფილია ძრავის მუშაობა ბოლვის ზღვარზე. ამ დროს ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტს ოპტიმალური სიდიდე აქვს.

ჰაერის საათური ხარჯი განისაზღვრება ფორმულით:

$$G_1 = \frac{V_h \cdot n \cdot 60}{2000} \gamma_N \eta_o \text{ კგ/ს,}$$

სადაც V_h —არის ძრავის ლიტრაჟი;

n —უხსლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში;

η_o —შეესების კოეფიციენტი;

γ_N კგ/მ³—ცილინდრში შემავალი ჰაერის კუთრი წონა მოცემულ სიმაღლეზე.

ჰაერის კუთრი წონა აიღება საერთაშორისო სტანდარტული ატმოსფეროდან ან იანგარიშება ფორმულით:

$$\gamma_N = 1,293 \frac{p_N}{760} \frac{273}{T_N},$$

სადაც p_N და T_N ჰაერის წნევა და ტემპერატურა მოცემულ პირობებში.

შეესების კოეფიციენტი γ_N ჩვეულებრივად შეფარდებულია იმ გარემოს პირობებთან, რომელშიც უხდება მას მუშაობა. ამის გამო ხშირად აკეთებენ დასკვნას, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობამ არ უნდა მოახდინოს გავლენა შეესების კოეფიციენტის სიდიდეზე.

მათხედვად ამისა, სინამდვილეში, სიმაღლის ზრდის დროს შეესების კოეფიციენტი რამოდენიმედ მცირდება.

ეს გარეწობა დასტურდება Δ —54 ძრავის გამოცდის შედეგებით, სადაც ნაკლებთად მიღებული იყო, რომ ზღვის დონიდან 2000 მ სიმაღლეზე η_o მცირდება 7%-ით.

გამობოლქვის წინალი წნევის შემცირების გამო, ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს ნარჩენი აირების p , წნევა მცირდება.

წნევის საანგარიშოდ შეიძლება მივიღოთ პირობა:

1. ნარჩენი აირების წნევა წარმოადგენს გამობოლქვის წინალი წნევისა და ნემშეების სისტემის პიდრაველიკური წინალობის შესაბამ წნევათა ჯამს;

2. შენეებები სისტემის პიდრაველიკური წინალობა არაა დამოკიდებული ზღვის დონიდან სიმაღლეზე.

უნდა აღინიშნოს, რომ მომავალში საჭირო იქნება მეორე პირობის შენეწნება, რადგანაც, როგორც დაკვირვებებმა გვიჩვენა, ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს ზატულობს გამობოლქვის სიჩქარე, რამაც განსაზღვრული გავლენა უნდა მოახდინოს შენეებები სისტემის პიდრაველიკური წინალობაზე.

აღენიშნოთ:

ρ_{rn} — ნარჩენი აირების წნევა ზღვის დონეზე;

ρ_{rn} — ნარჩენი აირების წნევა მოცემულ სიმაღლეზე;

$\Delta\rho_r$ წნევა, რომელიც შეესაბამება შემწვებ სისტემის ჰიდრავლიკურ წინაღობას.

ზილებული პირობის მიხედვით შეიძლება დაეწეროს:

$$\rho_{rn} = \rho_n + \Delta\rho_r = \mu\rho_0 + \Delta\rho_r$$

სადაც კოეფიციენტი $\mu = \frac{\rho_n}{\rho_0}$.

ცნობილია აგრეთვე, რომ:

$$\Delta\rho_r = \rho_{rn} - \rho_0$$

და მაშასადამე

$$\rho_{rn} = \rho_{r0} - \rho_0(1 - \mu) \quad (174)$$

ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი პირველი შემთხვევისათვის, როდესაც საწვავის საათური ხარჯი $G_1 = \text{const}$ იქნება:

$$\alpha_0 = \frac{G_{11}}{G_1 I_0}, \quad (175)$$

სადა G_{11} არის ჰაერის საათური ხარჯი მოცემულ სიმაღლეზე;

G_1 — საწვავის საათური ხარჯი;

I_0 — ჰაერის რაოდენობა, რომელიც საჭიროა ერთი კგ საწვავის სრულად წვისათვის.

მეორე შემთხვევისათვის გვაქვს პირობა $\alpha = \text{const}$, მაშასადამე ყველა სიმაღლისათვის $\alpha_n = \alpha_0$.

ნესანე შემთხვევისათვის ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ოპტიმალური მნიშვნელობა, რომელიც შეესაბამება ერავეს მუშაობას ბოლვის ზღვარზე, შეიძლება განესაზღვროთ ნიშნულ ექსპერიმენტული გზით.

ნესანე შემთხვევისათვის ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის საანგარიშოდ გრიგალუჩი კაპერის მქონე სატრაქტორო დიზელისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ (სიმაღლეებისათვის 2000 მ-მდე) ემპირიული ფორმულა:

$$\alpha_n = \alpha_0 \frac{\mu}{\beta} (1 + 0,05H), \quad (176)$$

სადაც H კმ არის სიმაღლე ზღვის დონიდან;

$$\mu = \frac{\rho_n}{\rho_0} \text{ — წნევათა ფარდობა;}$$

$$\beta = \frac{T_n}{T_0} \text{ — ტემპერატურათა ფარდობა.}$$

ნარჩენი აირების ტემპერატურა T_{rn} , როგორც ეს ნაჩვენებია იყო თეორიული ციკლის ანალიზის დროს, იცლება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის სიდიდისაგან დამოკიდებულებით.

თუ მივიღებთ პირობას, რომ თეორიულ ციკლთან შედარებით ნაძვლივ

სამუშაო პროცესში იცვლება ნარჩენი აირების ტემპერატურის აბსოლუტური სიდიდეები, ხოლო მისი ცვალებადობის ხასიათი რჩება იგივე, მაშინ პირველი შემთხვევისათვის T_{rn} ტემპერატურის საანგარიშოდ შეიძლება მივიღოთ და მოკიდებულება:

$$T_{rn} = T_{r0} (1 + 0,08 H), \quad (177)$$

სადაც H კმ არის სიმაღლე ზღვის დონიდან.

მეორე შემთხვევაში, ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტის მუდმივობის გამო, შეიძლება დაუშვათ ნარჩენი აირების ტემპერატურის მუდმივობა.

მესამე შემთხვევაში T_{rn} ტემპერატურის ცვალებადობა შეიძლება დადგინდეს მხოლოდ ექსპერიმენტული გზით. მიახლოებით მის საანგარიშოდ შეიძლება გამოვიყენოთ იგივე (177) ფორმულა.

წინევა შევსების ბოლოს ρ_{an} ნარჩენი აირების კოეფიციენტი γ_n და აირის ტემპერატურა შევსების ბოლოს T_{an} შეიძლება ვიანგარიშოთ ფორმულებით:

$$\rho_{an} = \frac{\rho_{rn}}{z} + \rho_n \eta_z \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{T'_{r0}}{T_0}; \quad (178)$$

$$\gamma_n = \frac{\rho_{rn}}{\rho_n} \frac{1}{\eta_z} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{T_0}{T_{rn}}; \quad (179)$$

$$T_{an} = \frac{T_{rn} \gamma_n + T'_{r0}}{1 + \gamma_n}. \quad (180)$$

ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდისას 0-დან 4000 მ-მდე ატმოსფერული ჰაერის საშუალო ტემპერატურა საერთაშორისო სტანდარტული ატმოსფეროს მიხედვით მცირდება სულ 26° -ით. ეს გარემოება გვაფიქრებინებს, რომ კუპნის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი არ უნდა იყოს დაშოკიდებულ სიმაღლეზე.

ამრიგად სტანდარტული ფორმულების გამოყენებით ადვილად შეიძლება კუპნის ბოლოს წინევისა და ტემპერატურის გამოთვლა.

დიზელის სამუშაო პროცესის სხვა პარამეტრები შესაძლებელია გამოვითვალოთ იმავეს თბური გაანგარიშების ცნობილი ფორმულებით. რაც უკეთესა ნოცენული სიმაღლისათვის ინდიკატორულ მარჯი ქმედების კოეფიციენტს ის ხელსაყრელია განოვთვალათ შემდეგნაირად.

სასარგებლო მუშაობად გარდაქმნილი სითბო

$$Q_0 = H_u G_u \eta_{in};$$

სითბოს იგივე რაოდენობა შეიძლება გამოვსახოთ შემდეგნაირადაც:

$$Q_0 = p_{in} V_h A,$$

ამ გამოსახულებათა გატოლებით მივიღებთ:

$$H_u G_u \eta_{in} = p_{in} V_h A,$$

საიდანაც

$$\eta_{in} = \frac{p_{in} V_h A}{H_u G_u}. \quad (181)$$

საწვავის საათური ხარჯი

$$G_s = \frac{M_1}{\alpha L_0},$$

სადაც

$$M_1 = \frac{\rho_n V_h \eta_r}{848 T_n}.$$

ეს გამოსახულებები უფლებას გვაძლევს დაწეროთ

$$G_s = \frac{\rho_n V_h \eta_r}{848 T_n \alpha L_0}.$$

მიღებული შედეგის შეტანა (181) ფორმულაში გვაძლევს:

$$\tau_{in} = \frac{\rho_{in} V_h A \cdot 848 T_n \alpha L_0}{H_{in} \rho_n V_h \eta_r}.$$

საიდანაც

$$\tau_{in} = 1,985 \frac{T_n}{\rho_n} \frac{\rho_{in}}{H_{in}} \frac{1}{\tau_r} \alpha L_0. \quad (182)$$

მიღებული ფორმულა კარგად ასახავს ძრავის ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტის დამოკიდებულებას ადგილმდებარეობის სიმაღლესთან.

დიზელის სიმძლავრისა და საწვავის ხარჯის დაყვანა ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებზე

ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებზე სატრაქტორო დიზელის სიმძლავრისა და საწვავის ხარჯის დასაყვანად, ჯერჯერობით არაა მიღებული რაიმე სტანდარტული ფორმულა.

ცნობილია მხოლოდ ფორმულა

$$\frac{N_{cn}}{N_{co}} = \frac{g_{co}}{g_{cn}} = \frac{\rho_n}{760} \frac{865}{850 + t}, \quad (183)$$

რომელიც შეადგინეს ძრავების სპეციალურ საკონსტრუქტორო ბიუროში 1958 წელს.

ამ ფორმულას ის დიდი ნაკლი აქვს, რომ მასში არ შედის ძრავის მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი, რის გამო ის შეიძლება ვარგისი აღმოჩნდეს მხოლოდ ძრავების გარკვეული ჯგუფისათვის.

ავტორის მიერ 1956 წელს დანუშავებულაა ნორმალურ პირობებზე სატრაქტორო დიზელის მაჩვენებლების დაყვანის უფრო ზოგადი მეთოდი, რომელიც აღწერილია ქვემოთ.

ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრე ზღვის დონეზე და მოცემულ სიმაღლეზე იქნება:

$$N_{i0} = \frac{G_{in} H_u \tau_{i0}}{632} \quad \text{და} \quad N_{in} = \frac{G_{in} H_u \tau_{in}}{632}.$$

ამ ფორმულების ერთმანეთზე გაყოფით ვღებულობთ:

$$\frac{N_{i0}}{N_{in}} = \frac{G_{i0} \tau_{i0}}{G_{in} \tau_{in}}. \quad (184)$$

მექანიკური მარგი კმედების კოეფიციენტი:

$$\tau_{mo} = 1 - \frac{N_r}{N_{io}} \quad (185)$$

და

$$\tau_{mn} = 1 - \frac{N_r}{N_{in}} \quad (186)$$

(184) ფორმულიდან

$$N_{in} = N_{io} \frac{G_{su} \cdot \tau_{in}}{G_{su} \cdot \eta_{io}}; \quad (187)$$

აქ გამოსახულების შეტანა (186) ფორმულაში გვაცლევს

$$\eta_{in} = 1 - \frac{N_r}{N_{io}} \frac{G_{su} \cdot \eta_{io}}{G_{su} \cdot \eta_{in}} \quad (188)$$

(185) ფორმულიდან

$$\frac{N_r}{N_{io}} = 1 - \tau_{mo}$$

რის შეტანა (188) გამოსახულებაში მოგვცემს

$$\tau_{in} = 1 - (1 - \tau_{mo}) \frac{G_{su} \cdot \tau_{io}}{G_{su} \cdot \tau_{in}} \quad (189)$$

მიღებული ტოლობა გამოყვანილია იმ დაშვებით, რომ ხახუნის სიმძლავრე სიმალეზე დამოკიდებული არ არის.

აღსანიშნავია, რომ ასეთ დაშვებას ლებულობს ტ. მ. მელქუმოვი საავიაციო ძრავებისათვის. სატრაქტორო ძრავებისათვის ეს პირობა უფრო მეტად მისაღებია, რადგანაც ასეთი ძრავებისათვის პრაქტიკულად სიმალლე ზღვის დონიდან არ აღემატება 2000 მეტრს (თუ არ მივიღებთ მხედველობაში გამონაკლისებს).

საწვავის საათობრივი ხარჯი (G_s) შეიძლება გამოვსახოთ ჰაერის საათობრივი ხარჯით (G_a), ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი (α) და ჰაერის რაოდენობით (L_0), რომელიც საჭიროა ერთი კილოგრამი საწვავის სრული წვისათვის. გვექნება:

$$G_s = \frac{G_{01}}{\alpha_0 L_0} \quad \text{და} \quad G_{in} = \frac{G_{in}}{\alpha_n L_0} \quad (190)$$

თუ მხედველობაში მივიღებთ, რომ ცილინდრში შეწოვილი მუხტი იცვლება შევსების კოეფიციენტისა და ჰაერის წნევის პროპორციულად და ტემპერატურიდან კვადრატული ფესვის უკუპროპორციულად, მაშინ შეიძლება დაეწეროს

$$\frac{G_{01}}{G_{in}} = \frac{p_0}{\mu p_0} \frac{\sqrt{V \beta T_0}}{\sqrt{T_0}} \quad (191)$$

მარტივი გარდაქმნების შემდეგ (176) ტოლობა ლებულობს შემდეგ სახეს:

$$\frac{G_{01}}{G_{in}} = \frac{\sqrt{\beta}}{\mu} \quad (192)$$

საკურო შედეგის მისაღებად (190) გამოსახულებები შევიტანოთ (189) ტოლობაში, გვექნება:

$$\tau_{m11} = 1 - (1 - \tau_{m0}) \frac{\frac{G_{01}}{\alpha_0 L_0} \cdot \eta_{10}}{\frac{G_{01}}{\alpha_n L_0} \cdot \eta_{11}}$$

$$\tau_{m11} = 1 - (1 - \tau_{m0}) \frac{G_{01}}{G_{n1}} \cdot \frac{\eta_{10}}{\eta_{11}} \cdot \frac{\alpha_n}{\alpha_0}$$

თუ ამ ფორმულაში შევცვლით $\frac{G_{01}}{G_{n1}}$ შეფარდებას მისი გამოსახულებით (192) ტოლობის მიხედვით, მაშინ

$$\tau_{m11} = 1 - (1 - \tau_{m0}) \frac{\sqrt{\beta}}{\mu} \cdot \frac{\eta_{10}}{\alpha_0} \cdot \frac{\alpha_n}{\eta_{11}}$$

ძრავას ეფექტური სიმძლავრე

$$N_{c11} = N_{11} \cdot \tau_{m11} = N_{10} \left[1 - (1 - \tau_{m0}) \frac{\sqrt{\beta}}{\mu} \cdot \frac{\eta_{10}}{\alpha_0} \cdot \frac{\alpha_n}{\eta_{11}} \right]. \quad (193)$$

(190) და (191) გამოსახულებათა მხედველობაში მიღებით (187) ფორმულა შეიძლება გადაწეროთ შემდეგი სახით:

$$\begin{aligned} N_{11} &= N_{10} \frac{G_{n1} \cdot \tau_{11}}{G_{01} \cdot \tau_{10}} = N_{10} \frac{\frac{G_{n1}}{\alpha_n L_0} \cdot \eta_{11}}{\frac{G_{01}}{\alpha_0 L_0} \cdot \tau_{10}} = \\ &= N_{10} \frac{G_{n1} \cdot \tau_{11} \cdot \alpha_0}{G_{01} \cdot \tau_{10} \cdot \alpha_n} = N_{10} \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} \cdot \frac{\eta_{11}}{\alpha_n} \cdot \frac{\alpha_0}{\eta_{10}} \end{aligned}$$

ამ გამოსახულების წინა ფორმულაში შეტანით, მივიღებთ

$$N_{c11} = N_{10} \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} \cdot \frac{\eta_{11}}{\alpha_n} \cdot \frac{\alpha_0}{\tau_{10}} \left[1 - (1 - \tau_{m0}) \frac{\sqrt{\beta}}{\mu} \cdot \frac{\eta_{10}}{\alpha_0} \cdot \frac{\alpha_n}{\eta_{11}} \right].$$

იმის განო, რომ $N_{i0} = \frac{N_{e0}}{\eta_{m0}}$:

$$N_{c11} = N_{e0} \frac{1}{\eta_{m0}} \cdot \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} \cdot \frac{\eta_{11}}{\alpha_n} \cdot \frac{\alpha_0}{\eta_{10}} \left[1 - \frac{\sqrt{\beta}}{\mu} \cdot \frac{\eta_{10}}{\alpha_0} \cdot \frac{\alpha_n}{\tau_{11}} + \tau_{m0} \frac{\sqrt{\beta}}{\mu} \cdot \frac{\eta_{10}}{\alpha_0} \cdot \frac{\alpha_n}{\eta_{11}} \right]$$

ან

$$N_{c11} = N_{e0} \frac{1}{\eta_{m0}} \cdot \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} \cdot \frac{\eta_{11}}{\alpha_n} \cdot \frac{\alpha_0}{\eta_{10}} - \frac{N_{e0}}{\eta_{m0}} + N_{e0}$$

ან საბოლოოდ

$$N_{c11} = N_{e0} \left[1 - \frac{1}{\eta_{m0}} + \frac{1}{\eta_{m0}} \cdot \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} \cdot \frac{\eta_{11}}{\alpha_n} \cdot \frac{\alpha_0}{\eta_{10}} \right].$$

ეს ფორმულა ასეც შეიძლება დაიწეროს:

$$N_{c11} = \frac{N_{e0}}{\eta_{m0}} \left[\eta_{m0} + \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} \cdot \frac{\eta_{11}}{\alpha_n} \cdot \frac{\alpha_0}{\eta_{10}} - 1 \right]. \quad (194)$$

პროფ. ტ. მ. მელქუმოვმა სრული სიცხადით დაადასტურა, რომ, შართ-ა ლია, α -ს ერთი და იმავე მნიშვნელობების დროს განსხვავებული კონსტრუქციის ძრავებისათვის η_{I} -ს აბსოლუტური სიდიდეები სხვადასხვაა, მაგრამ η_{I} -ს ფარდობითი ცვალებადობა ყველა ძრავისათვის უნდა იყოს ერთნაირი, თუ ამ ძრავებში პაერის სიჭარბის კოეფიციენტი ცვლა ხდება ერთნაირი ფარდობით.

გარდა ამისა, პროფ. მელქუმოვმა გვიჩვენა, რომ $\frac{\eta_{\text{I}}}{\alpha}$ სიდიდის დამოკიდებულება α -ზე გამოსახება სწორი ხაზით.

α -ს ცვალებადობისათვის 1,2-დან 2,8-მდე შეიძლება მივიღოთ $\frac{\eta_{\text{I}}}{\alpha}$ სიდიდის შემცირება 2,88%-ით α შემცირებისას ყოველი ერთი შეათედით. ამის საფუძველზე შეიძლება დავწეროთ

$$\frac{\eta_{\text{I}\alpha}}{\alpha_{\text{II}}} = \frac{\eta_{\text{I}\alpha}}{\alpha_0} [1 + (\alpha_0 - \alpha_{\text{II}}) 0,288].$$

ამ გამოსახულების შეტანით (194) ტოლობაში ვღებულობთ

$$N_{\text{II}} = \frac{N_{\text{I}\alpha}}{\eta_{\text{I}\alpha}} \left[\eta_{\text{I}\alpha} + \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} + \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} (\alpha_0 - \alpha_{\text{II}}) 0,288 - 1 \right]. \quad (195)$$

ამ ფორმულის საშუალებით შეიძლება ვიანგარიშოთ ძრავას სიმძლავრე მოცემულ სიმაღლეზე (N_{II}), თუ მოცემული გვაქვს სიმძლავრე ($N_{\text{I}\alpha}$) და ნექანისური შარგი ქმედების კოეფიციენტი ($\eta_{\text{I}\alpha}$) ზღვის დონეზე.

იგივე ფორმულა შეიძლება გამოვიყენოთ ძრავას სიმძლავრის დასაყვანად ნორმალურ პირობებზე. ამ შემთხვევაში ის მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$N_{\alpha_0} = \frac{N_{\text{II}} \cdot \eta_{\text{I}\alpha}}{\eta_{\text{I}\alpha} + \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} + \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} (\alpha_0 - \alpha_{\text{II}}) 0,288 - 1} \quad (196)$$

პრაქტიკულად საერთააღებადი ძრავას მუშაობა სასიმალო პირობებში შეგვიძლია წარმოვიდგინოთ სამი ვარიანტით:

1. როდესაც სიმაღლის ცვალებადობის დროს საწვავის ტუმბოს რეგულირება რჩება უცვლელი, ე. ი. $G_0 = \text{const}$;

2. როდესაც სიმაღლის ცვალებადობასთან ერთად საწვავის ტუმბოს მიწოდება ისე იცვლება, რომ პაერის სიჭარბის კოეფიციენტი რჩება მუდმივი, ე. ი. $\alpha = \text{const}$;

3. როდესაც სიმაღლის ნატების დროს ტუმბოს მიწოდება მცირდება იმ ვარაუდით, რომ ცრავა მუშაობდეს ბოლვის ზღვარზე. ამ შემთხვევაში $\alpha_{\text{II}} = \alpha_{\text{ბ}}$.

განვიხილოთ დასახელებული ვარიანტები ცალ-ცალკე.

1. მიღებული პირობის თანახმად მოცემულ შემთხვევაში ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობის დროს საწვავის ტუმბოს მიწოდება რჩება უცვლელი და, მაშასადამე, $G_0 = \text{const}$.

საწვავის საათობრივი ხარჯისათვის შეიძლება დავწეროთ

$$G_{s_0} = \frac{G_{j_0}}{\alpha_0 L_0} \quad \text{და} \quad G_{s_{11}} = \frac{G_{j_{11}}}{\alpha_{11} \cdot L_0}.$$

მიღებული პირობის თანახმად $G_{s_0} = G_{s_{11}}$, რის შესაბამისად

$$\frac{G_{j_0}}{\alpha_0 L_0} = \frac{G_{j_{11}}}{\alpha_{11} L_0},$$

საიდანაც:

$$\alpha_{11} = \alpha_0 \frac{G_{j_{11}}}{G_{j_0}}$$

ან (192) ფორმულის საფუძველზე

$$\alpha_{11} = \alpha_0 \frac{\mu}{V \beta}.$$

ამ გამოსახულების შეტანა (195) ფორმულაში გვაძლევს

$$N_{11} = \frac{N'_{c_0}}{\eta_{m_0}} \left[\tau_{m_0} + \frac{\mu}{V \beta} + \frac{\mu}{V \beta} \left(1 - \frac{\mu}{V \beta} \right) 0,288 \alpha_0 - 1 \right]. \quad (197)$$

საექსპლოატაციო პირობებში მუშაობა განხილული ვარიანტით არ უნდა იქნეს დაშვებული, რადგანაც, თუ ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს არ შევამცირობთ საწვავის ტუმბოს მიწოდებას, მაშინ, ა-ს შემცირების გამო, დაიწყება ძრავას ბოლვა, ე. ი. საწვავის არასრული წვა, რაც, როგორც ცნობილია, ზიანს აყენებს ძრავას.

2. მეორე ვარიანტისათვის სიმაღლის ზრდასთან ერთად მცირდება საწვავის ტუმბოს მიწოდება ისე, რომ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი რჩება მუდმივი, ე. ი. $\alpha_{11} = \alpha_0 = \text{const}$.

ასეთ შემთხვევაში (195) ფორმულა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$N_{11} = \frac{N'_{c_0}}{\eta_{m_0}} \left[\tau_{m_0} + \frac{\mu}{V \beta} - 1 \right]. \quad (198)$$

საექსპლოატაციო პირობებში არც ამ ვარიანტის გამოყენებაა ხელსაყრელი, რადგანაც ექსპერიმენტების მიხედვით ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ოპტიმალური სიდიდე (α_{opt}) მუდამ ნაკლებია ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის იმ α_0 სიდიდესთან შედარებით, რომელიც ძრავას აქვს ზღვის დონეზე. აქედან გამომდინარეობს, რომ პირობა $\alpha = \text{const}$ იწვევს ძრავას სიმძლავრის ზედმეტად შემცირებას.

3. სატრაქტორო ძრავასათვის ყველაზე ხელსაყრელია მესამე ვარიანტი, რომლის დროსაც მიიღწევა ძრავას სიმძლავრის ნაკლები კარგვა საწვავის კუთრი ხარჯის მინიმალური სიდიდის დროს.

ზრავალჯერ ჩატარებულმა ექსპერიმენტებმა უდავოდ დაადასტურეს, რომ ყველა შემთხვევაში

$$\alpha_{opt} < \alpha_0,$$

სადაც: აკად არის ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ოპტიმალური სიდიდე, რომლის დროს მიიღწევა საწვავის სრული წვა და ძრავას მუშაობა ბოლვის გარეშე.

განსახილველი ვარიანტისათვის ძრავას სიმძლავრე გამოითვლება (195) ფორმულით, სადაც α_n -ის მაგიერ უნდა ჩავსვათ მოცემული სიმალლისათვის α -ს ოპტიმალური სიდიდე.

მოცემული სიმალლისათვის α -ს ოპტიმალური სიდიდის (აკად) სავარაუდო გამოთვლებისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ ემპირიული ფორმულა (176).

ქრავას გამოყენება ავტომობილის დამუხრუჭებისათვის

§ 1. ზოგადი განმარტება

ავტომობილის მოძრაობისას გრძელი და დიდი დაქანების მქონე დაღმართზე, ფრიკციული მუხრუჭების არასრულყოფილობის გამო, მძღოლი იძულებულია ძრავა გამოიყენოს მუხრუჭად.

საქმე იმაშია, რომ გრძელ დაღმართებზე, მოსახვევების დიდი რაოდენობით, წარმოუდგენელია მანქანის დაშვება გამორთულ გადაცემათა კოლოფით, რადგანაც სამუხრუჭე ხუნდების ფრიკციული ზესადებები ძლიერ ხურდება და იწყებს წყვას. გარდა ამისა, ზესადებები გახურების გამო გამოყოფს სხვადასხვა ფისოვან ნივთიერებებს, რაც შევეთრად ამცირებს ხახუნის კოეფიციენტს და მუხრუჭები კარგავენ დამუხრუჭების უნარს.

ამას ისიც უნდა დაემატოს, რომ თუ გამოყენებულია მუხრუჭების პნევმატური აცვრა, მაშინ, ხშირი დამუხრუჭების გამო, შესამჩნევად მატულობს ჰაერის ხარჯი; ამის შედეგად სწრაფად ეცემა ჰაერის წნევა და დამუხრუჭება შეიძლება შეწყდეს.

ყოველივე ამის შედეგია ის, რომ სადღეისოდ ძრავათი ავტომობილის დამუხრუჭება წარმოადგენს ავტომობილის უსაფრთხო ნართვის აუცილებელ ხერხს.

საქიროა აღვნიშნოთ, რომ თუ კი შექმნილი იქნება სავსებით სრულყოფილი მუხრუჭები, რომლებიც თავისუფლად აიტანენ ხანგრძლივ დატვირთვის და უზრუნველყოფენ ავტომობილის ნორმალურ ექსპლოატაციას მთავორიან პირობებში, მაშინ მოიხსნება ძრავას მუხრუჭად გამოყენების საჭიროება.

მაგრამ სადღეისოდ ასეთი პერსპექტივები არ ჩანს და ამიტომ ძრავათი ავტომობილის დამუხრუჭება რჩება, როგორც ავტომობილის ნართვის აუცილებელი საშუალება.

პრაქტიკულად ძრავათი ავტომობილის დამუხრუჭება ხორციელდება იმით, რომ მძღოლი გადაცემათა კოლოფში ჩართავს დაბალ გადაცემას და ერთდროულად მიხურავს სადროსელო მისათარს.

თუ ავტომობილი მოძრაობს დაღმართზე და გადაცემა კოლოფში შერჩეულია ისე, რომ მანქანა, დროსელის მოცემული მდგომარეობისათვის აქვარებდეს მუხლა ლილვის ბრუნვას, მაშინ დამუხრუჭება იწყება ბრუნთა რიცხვიდან, რომლის დროსაც ძრავას ინდიკატორული მუშაობა გაუტოლდება მექანიკური დანაკარგების ტოლ მუშაობას.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ რაც უფრო დაბალია ჩართული გადაცემა და რაც მეტად იქნება მიხურული სადროსელო მისათარი, მით უფრო

ინტენსიური იქნება დამუხრუჭება; ერთდროულად შემცირდება მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი, რომლის დროსაც იწყება დამუხრუჭება.

ძრავას სამუხრუჭე ეფექტის გასაღიღებლად ციკაბო დაღმართებზე მძლოლი იძულვებულია ჩართოს დაბალი გადაცემები; ეს განაპირობებს მუხლა ლილვის ბრუნვას არანორმალურად გადიდებული სისწრაფით და იწვევს ძრავას ნაწილების ცვეთის გაძლიერებას.

გარდა ამისა ძრავას იძულებითი ბრუნვის დროს საწვავის მიწოდება არ წყდება, რაც იწვევს მის უმიზნო ხარჯვას. ამასთან ერთად, რადგანაც ცილინდრში შეიწოვება უქმი სვლის მდიდარი ნარკვი, ბენზინი მთლიანად არ იწვევს, რეცხავს ცილინდრის კედლებს და ათხელებს ზეთს. ამას ხელს ისიც უწყობს, რომ დაღმართზე მოძრაობისას აუცილებლად ადგილი აქვს ძრავას გადამეტებულ გაგრილებას.

აღნიშნულის საფუძველზე მივიღივართ დასკვნამდე, რომ მეტად მიზანშეწონილია რაიმე დამატებითი მოწყობილობების გამოყენება, რომლებიც გაზრდიან ძრავას სამუხრუჭე ეფექტს და შექმნიან პირობებს, რომელშიაც ძრავას შეეძლება მუხრუჭად მუშაობა მისი ნაწილების ცვეთის გაძლიერების გარეშე.

უნდა აღინიშნოს, რომ ამ მიმართულებით ჩატარებულია საქმაოდ ბევრი სამუშაო.

ჯერ კიდევ ამ ოცდაათიოდე წლის წინათ შვეიცარიელმა ინჟინერმა ეტიკერმა მიიღო პატენტი სამუხრუჭე მოწყობილობაზე, რომელიც აწარმოებდა საპირობისამებრ საბოლქვე მილის გადაკეტვას და მნიშვნელოვნად ზრდიდა ძრავას სამუხრუჭე მომენტს.

ასეთი მოწყობილობა ფართოდ გაერცეღდა და ამჟამად გამოიყენება უცხოური წარმოების ბევრ მანქანაზე.

გარდა ამისა ამ ბოლო ხანებში გამოჩნდა შემანელებელი მუხრუჭები, რომლებიც მოქმედებენ ძრავასაგან დამოუკიდებლად და იწვევენ საპირობის დროს ავტომობლის სიჩქარის შენელებას. ასე, მაგალითად, ინგლისში და ამერიკის შეერთებულ შტატებში გაცემულია პატენტები ე. წ. ჰიდროდინამიკურ მუხრუჭებზე, რომლებიც უზრუნველყოფენ ავტომობლის ხანგრძლივ დამუხრუჭებას და გამოიცხადენ ფრიქციული მუხრუჭების სამუშაო ორგანოების გაცხელებას.

მსგავსი სამუშაოები მიმდინარეობს ჩვენშიც.

როგორც ზემოთ იყო აღნიშნული, ზოგ ავტომობილებში ითვალისწინებდნენ დამატებით შემანელებელ მუხრუჭებს, რომლებიც მოქმედებენ ძირითადი მუხრუჭებისაგან დამოუკიდებლად და წარმოადგენენ მათ შემავსებელს.

ისინი დანიშნულია მანქანის მოძრაობის უსაფრთხოების გასაღიღებლად, ძირითადი მუხრუჭების ცვეთის შესამცირებლად და ძირითადად გამოიყენება მცირე სატვირთო ავტომობილებზე და ავტობუსებზე. მაგრამ ასეთი მექანიზმები რთულია და მანქანის მნიშვნელოვან გაძვირებას იწვევს.

უფრო ადვილია ისეთი მოწყობილობების გამოყენება, რომლებიც ძრავას სამუხრუჭე სიმძლავრის გადიდებას იწვევს.

ძრავას სამუხრუჭე სიმძლავრე შეიძლება გაიზარდოს ორი გზით:

1. კუმშვის დასასრულს ცილინდრიდან ჰაერის გამოშვებით,
2. გამობოლქვის წინალობის ხელოვნური გადიდებით (საბოლქვე მუხრუჭი).

იგულისხმება, რომ დამუხრუქების დროს ცილინდრში შეიშვება მხოლოდ სუფთა ჰაერი.

პირველ შემთხვევაში კუმშვაზე დახარჯული მუშაობა არ ბრუნდება გაფართოების ტაქტის დროს, რის გამოც იზრდება დამუხრუქების ინტენსიურობა. უნდა აღინიშნოს, რომ ასეთი ხერხის რეალიზაცია დაკავშირებულია ძრავას კონსტრუქციის მნიშვნელოვან გართულებასთან, რადგანაც საჭირო ხდება კუმშვის კამერაში დამატებითი სარქველის მოწყობა, რომელიც, რა თქმა უნდა, მოითხოვს თავისი ამერიკათვის სპეციალურ მექანიზმს. დამატებითი სარქველის მაგიერ შეიძლება აგრეთვე წარმოვიდგინოთ სპეციალური კონსტრუქციის გამანაწილებელი ლილვი, რომელიც საჭირო შემთხვევაში გადაადგილდება და მოგვეცემს აირგანაწილების სქემას, რომლის დროსაც მუხლა ლილვის ორი შემობრუნების დროს გვექნება ორი კუმშვისა და ორი განდევნის სტეპი.

მეორე შემთხვევაში დამუხრუქების ეფექტის გადიდება მიიღწევა გამობოლქვის წინააღმდეგ გადიდებით, რაც ხორციელდება საჭირო მომენტში აირგამომშვები მილსადენების გადახურვით:

დამუხრუქების ასეთმა სისტემამ საბოლქვე მუხრუქის სახელწოდება მიიღო.

კონსტრუქციული სირთულის გამო პირველმა ხერხმა პრაქტიკული გამოყენება არ ჰპოვა.

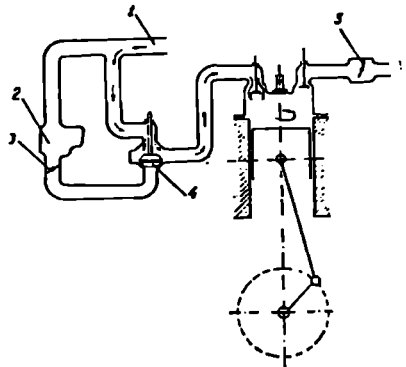
პრაქტიკაში უფრო მეტად გავრცელდა დამუხრუქების საბოლქვე სისტემა, რის გამოც ქვემოთ მხოლოდ ის იქნება განხილული.

§ 2. დამუხრუქების საბოლქვე სისტემა

დამუხრუქების საბოლქვე სისტემის არსი იმაში მდგომარეობს, რომ საჭირო მომენტში წყდება ცილინდრებში საწვავის მიწოდება და ერთდროულად იკეტება ნაშუშეფარი აირების გამომშვები მილსადენის გასაღები კვითი. ამ დროს ცილინდრებში წეღის მხოლოდ ჰაერი, რავე იწყებს მუშაობას როგორც კომპრესორი და შთანთქამს მორავის ავტომობილის კინეტიკურ ენერჯიას.

გამომშვები მილში დაწნეხილი ჰაერის წნევის სიდიდე შეზღუდულია ძრავის გამომშვები სარქველების ზამბარების დრეკადობით და შეადგენს დაახლოებით $2,5 \div 4,0$ კგ/სმ².

მოვადინოთ კარბურატორიანი ძრავის მუშაობის ანალიზი მთავარ მუხრუქად გამოყენების დროს. ამ მიზნით განვიხილოთ საბოლქვე მუხრუქის მქონე ძრავის



ნახ. 81. საბოლქვე მუხრუქის მქონე ძრავის უმარტივესი სქემა: 1—ჭაქვანი, 2—კარბურატორი, 3—სადროსელი მისაფარი, 4—საჭაქო სარქველი, 5—გამობოლქვის ჩამკეტი მისაფარი უმარტივესი სქემა (ნახ. 81).

საბოლქვე დამუხრუპების განსახორციელებლად ძრავას სტანდარტულ სქემას დამატებული აქვს საპაერო სარქველი (4) და გამობოლქვის ჩაქეტი მისათარი (5).

როდესაც საპერო ხდება ცრავას გამოყენება მუხრუქად (მაგალითად, ავტომობილის მოძრაობის დროს დაღმართზე), მცლოლის ზემოქმედებით ან ავტომატურად საპაერო სარქველი (4) დაიწევს ქვემოთ, ხოლო მისათარი 5 გადაქეტს ნამუშევარი აირების გამომშვები მილის გასავალ ქვეთს.

საპაერო სარქველის ქვემოთ დაწვეის გამო, ცილინდრებში, საწვავი ნარევის მაგიერ დაიწყებს შესვლას სუფთა პაერი (ნახ. 81), ხოლო მიხურული მისათარი გადაუღობავს გზას ცილინდრებიდან გამომავალ აირს: ყველაფერი ეს გაზრდის დგუშის მოძრაობის წინაღობას და ცრავას სამუხრუქე მომენტეც გადიდდება.

აღსანიშნავია ისიც, რომ ცილინდრში აღარ მოხდება საწვავი, რაკ ერთის მხრივ გაზრდის ძრავას ეკონომიურობას, მეორეს მხრივ კი გაპორიცხავს ბენზინით ცილინდრების ჩარეცხვასა და ზეთის გათხელებას.

დამუხრუპებიდან ძრავას სამუშაო რეჟიმზე გადასვლისათვის საქმარისია მისათარის (5) გაღება და საპაერო სარქველის (4) ზემოთ აწვევა.

თუ ავტომობილი მოძრაობს მცირე დაქანების დაღმართზე და არაა საპერო ძლიერი დამუხრუპება, მაშინ შესაძლებელია საპაერო სარქველი (4) ქვემოთ დაწვეით შეეწყვიტოთ ცილინდრებში საწვავის მიწოდება და ანავე დროს მისათარი (5) ღია დავტოვეთ.

როგორც აღწერიდან ჩანს, საპაერო სარქველის დანიშნულებას ცილინდრებში საწვავის მიწოდების შეწყვეტა შეადგენს; იმავე მიზანს შეიძლება მივაღწიოთ, თუ საპაერო სარქველის ნაცვლად განვახორციელებთ საწვავის მიწოდების ჩაქეტვას უშუალოდ კარბურატორში.

პრაქტიკული გამოყენებისათვის მეორე ხერხი უფრო ხელსაყრელად უნდა ჩითვალოს.

ძრავას ნორმალური მუშაობის დროს (საბოლქვე მუხრუქის გარეშე) დამუხრუპების ეფექტი შეიძლება მიღწეულ იქნეს, თუ სადროსელო მისათარი მიხურულია და ავტომობილის დაღმართზე მოძრაობის გამო წარმოებს მუხლალილეის ბრუნვის აჩქარება. დამუხრუპება დაიწყება მომენტეიდან, როდესაც ცრავას მზარდი მექანიკური დანაკარგები გაუტოლდება ინდიკატორულ მუშაობას, რომელსაც ძრავა ანვითარებს დროსელის მოცემული მდგომარეობისათვის.

დამუხრუპების ასეთი სქემა პრაქტიკულად ხორციელდება აქსელერატორის განთავისუფლებით და გადაცემათა კოლოფში დაბალი გადაცემის ჩართვით. ასეთ პირობებში ცილინდრებში შედის უქმი სვლის შესაბამისი მდიდარი საწვავი ნარევი, თუცა საწვავის საპირობა ამ დროს სრულიადაც არ არსებობს.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ მდგომარეობა შესამჩნევად გაუმჯობესდება, თუ ცრავას მუხრუქად მუშაობის პერიოდში შეეწყვიტოთ საწვავის მიწოდება და ცილინდრებში შევა მხოლოდ სუფთა პაერი.

ცილინდრში მოხვედრილი პაერი იკუმშება, შემდეგ ისევე ფართოვდება და, ბოლოს, გაიდევნება საბოლქვე მილში. ის ფაქტი, რომ პაერის გაფართოების დროს თითქმის მთლიანად ბრუნდება ის მუშაობა, რომელიც ანავე

ჰაერის კუმშვაზე დაიხარჯა—ამცირებს დამუხრუქების სიმძლავრეს. ეს სიმძლავრე მნიშვნელოვნად გაიზარდებოდა, თუ მოვახერხებდით კუმშვის ბოლოს ცილინდრიდან ჰაერის გამოშვებას. მაგრამ, როგორც ამის შესახებ აღნიშნული იყო ზემოთ, ამის პრაქტიკული განხორციელება დაკავშირებულია სირთულესთან.

უფრო მარტივად წყდება საკითხი, თუ ძრავას მუხრუქად მუშაობის დროს გადავეკრათ გამოშვებ მილს. ასეთ შემთხვევაში მოხდება ჰაერის დატუმბვა საბოლქვე მილში, გაიზარდება წინაღობა განდევნის პროცესის დროს და შეიკმნება დამუხრუქების სიმძლავრის გადიდების პირობები.

საბოლქვე მილში შეკუმშული ჰაერის წნევის სიდიდე დამოკიდებული იქნება გამოშვები სარქველის ზამბარას დრეკადობაზე, მომენტში, როდესაც წნევა საბოლქვე მილში (ჩვეულებრივ $2,5 \div 4,0$ ატმოსფერო) გადააპარბებს სარქველის ზამბარას დრეკადობას, დაიწყება შეკუმშული ჰაერის გადასვლა საბოლქვე მილიდან შემშვებ მილში. ეს მოხდება იმიტომ, რომ შემშვების პროცესის დასაწყისში, როდესაც ღიაა შემშვები სარქველი, საბოლქვე მილში მყოფი შეკუმშული ჰაერის ჰარბი წნევით გაიღება გამოშვები სარქველი. საიდანაც ჰაერი უკრ შემოვა ცილინდრში, ხოლო იქიდან, მეორე სარქველის გავლით, გადავა შემშვებ მილში.

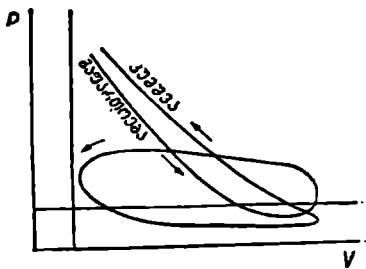
განხილული სქემის მიხედვით (ნახ. 81) აღვიღალ შევამჩნევთ, რომ სრულიად დაუშვებელია საბოლქვე მილის გადაკეტა მანამ, ვიდრე არ შეწყდება ცილინდრში საწვავის მიწოდება (ჩვენი სქემის მიხედვით ვიდრე არ ჩამოიწევა კვემით საჰაერო სარქველი). წინააღმდეგ შემთხვევაში ცილინდრში მოხვედრილი საწვავი დაიწევა, ხოლო წვის ცხელი პროდუქტები შეიკლება მოხვდეს შემშვებ მილში და გამოიწვიოს ფეთქვა.

ნათქვამიდან გამომდინარეობს, რომ საბოლქვე მუხრუქის აძვრის სისტემა ისე უნდა იყოს განხორციელებული, რომ გამორიცხოს საბოლქვე მილის გადაკეტვის საშუალება მანამ, ვიდრე არ გადაიკეტება საჰაერო სარქველი ან არ ჩაიკეტება კარბურატორის ეიკლერებში საწვავის მიწოდება.

82-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ინდიკატორული დიაგრამა, რომელიც ასახავს ცილინდრში ჰაერის წნევის ცვალებადობას ძრავას მუშაობისას საბოლქვე მუხრუქით.

ყურადღებას იქცევს ის გარემოება, რომ ინდიკატორულ დიაგრამაზე გაფართობის ხაზი გადის კუმშვის ხაზზე უფრო დაბლა. ეს აიხსნება კუმშვის განმავლობაში ცილინდრის კედლებისათვის სითბოს გადაცემით. კუმშვისა და გაფართობის ხაზებს შორის მოყოლილი მარყუყვის ფართობი გამოსაბავს კუმშვის მუშაობის იმ ნაწილს, რომელიც არ იქნა დაბრუნებული გაფართობის დროს.

მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდასთან ერთად, სითბოს გადაცემის



ნახ. 82. ინდიკატორული დიაგრამა ძრავას მუშაობისათვის საბოლქვე მუხრუქით

შენიშვნების გამო, მარყუეთის ფართობი კლებულობს. როდესაც ბრუნთა რიცხვი აღემატება 1600 ÷ 1800 ბრ/წ, მარყუეთი სრულიად შეუმჩნეველი ხდება.

საბოლოო მუხრუჭები საკმაოდ ფართოდ გავრცელებულია დიზელის ავტომობილებში. ეს იმით აიხსნება, რომ დიზელში მარტივად წყდება ძრავის მუხრუჭად მუშაობის დროს საწვავის მიწოდების შეწყვეტის საკითხი; ამისათვის საკმარისია საწვავმისაწოდებელი ტუმბოს ლარტყის გადაადგილება თავის განაპირა მდგომარეობამდე.

კარბურატორიან ძრავაში ეს საკითხი გართულებულია, რადგანაც იქ საწვავის მიწოდების შეწყვეტა საკმაოდ ძნელი ხდება.

თ ა ვ ი V I I I

ძ რ ა ვ ა ს თ ბ უ რ ი ბ ა ა ნ ბ ა რ ი შ ბ ა ს მ ა ბ ა ლ ი თ ბ ა ს

მ ა ბ ა ლ ი თ ი № 1

მ ო ც ე მ უ ლ ო ბ ა : მოხდეს ოთხტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავას ც.ტ.უ-
რი გაანგარიშება. პროტოტიპი: ძრავა ЗИЛ—120.

ძრავას სიმძლავრე $N_e = 76$ კვტ; ბრუნთა რიცხვი $n = 2400$ ბრ/წ; ცი-
ლინდრების რაოდენობა $i = 6$.

საწვავის შემადგენლობა: ნახშირბადი—0,855 და წყალბადი—0,145

მივიღოთ:

ატმოსფერული ჰაერის წნევა .	$p_0 = 1,033$ კგ/სმ ² = 0,101 მფ/სმ ² ;
ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურა	$T_0 = 288^\circ$ აბს
ნარჩენი აირების ტემპერატურა	$T_r = 1040^\circ$ აბს;
ნარჩენი აირების წნევა . . .	$p_r = 1,05$ კგ/სმ ² = 0,103 მფ/სმ ² ;
ნარევის შეთბობის ტემპერატურა	$\Delta T = 12^\circ$;
კუმშვის ხარისხი .	$\epsilon = 6$;
კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი .	$n_3 = 1,36$
გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი	$n_4 = 1,3$
სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი .	$\xi = 0,9$
შევსების კოეფიციენტი . . .	$\eta_s = 0,7$;
ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტი	$\alpha = 0,92$;

შევსების პროცესი

ნარჩენი აირების კოეფიციენტი

$$\gamma = \frac{p_r}{p_0} \frac{1}{\epsilon - 1} \frac{1}{T_{12}} \frac{T_0}{T_r} = \frac{1,05}{1,033} \frac{1}{5} \frac{1}{0,7} \frac{288}{1040} \approx 0,08.$$

შევსების ტემპერატურა და წნევა ვიანგარიშოთ დაზუსტებული ფორმუ-
ლების მიხედვით, გვექნება:

$$T_f = \frac{T_0' + \gamma \psi T_r}{1 + \gamma} = \frac{300 + 0,08 \cdot 1,15 \cdot 1040}{1,08} = 366^\circ.$$

აქ მიღებულია, რომ ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტისათვის $\alpha = 0,92$, გვექნება

$$\psi = \frac{m C_{v,r}}{m C_{v,0}} = 1,15.$$

აირის ტემპერატურა ქვედა მკვდარ წერტილში

$$T_0 = T_f \left(\frac{z-1}{z} \eta_0 \frac{T'_0}{T_0} + \frac{\psi}{z} \frac{\rho_f}{\rho_0} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} =$$

$$= 366 \left(\frac{5}{6} \cdot 0,7 \cdot \frac{300}{288} + \frac{1,15}{6} \frac{1,05}{1,033} \right)^{0,36} = 338^\circ.$$

აირის წნევა ქვედა მკვდარ წერტილში

$$p_0 = p_0 \left(\frac{z-1}{z} \eta_0 \frac{T'_0}{T_0} + \frac{\psi}{z} \frac{\rho_f}{\rho_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} =$$

$$= 1,033 \left(\frac{5}{6} \cdot 0,7 \cdot \frac{300}{288} + \frac{1,15}{6} \frac{1,05}{1,033} \right)^{1,36} = 0,76 \text{ კგ/სმ}^2 = 0,075 \text{ მგ/მ}^2.$$

კუმშვის პროცესი

ტემპერატურა და წნევა კუმშვის ბოლოს T_c და p_c იანგარიშება ფორ-
მულებით:

$$T_c = T_0 z^{\gamma-1} = 338 \cdot 6^{0,36} = 644^\circ.$$

და

$$p_c = p_0 z^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 0,76 \cdot 6^{1,36} = 8,7 \text{ კგ/სმ}^2 = 0,85 \text{ მგ/მ}^2.$$

წვის პროცესი

საწვავის მიღებული შედგენილობის შესაბამისად ჰაერის თეორიულად
საჭირო რაოდენობა:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,5160 \text{ მოლი/კგ,}$$

აბ

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,96 \text{ კგ/კგ.}$$

ამის შესაბამისად ჰაერის ნამდვილი რაოდენობა იქნება:

$$\alpha L_0 = 0,92 \cdot 0,5160 = 0,4747 \text{ მოლი/კგ.}$$

ახალი მუხტის რაოდენობა

$$M_0 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_0} = 0,4747 + \frac{1}{114} = 0,4835 \text{ მოლი/კგ.}$$

აქ $m_0 = 114$ საწვავის მოლეკულური წონაა.

წვის პროდუქტების რაოდენობა

$$M_{\text{კ}} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \alpha L_0 = \frac{0,855}{12} + \frac{0,155}{2} +$$

$$+ 0,79 \cdot 0,92 \cdot 0,5160 = 0,5236 \text{ მოლი/კგ.}$$

ნარჩენი აირების რაოდენობა

$$M_r = \gamma M_0 = 0,08 \cdot 0,4835 = 0,0387 \text{ მოლი/კგ.}$$

აირების რაოდენობა კუმშვის. დასასრულს

$$M_r = M_0 + M_r = 0,4835 + 0,0387 = 0,5222 \text{ მოლი/კგ.}$$

აირების რაოდენობა წვის დასასრულს

$$M_z = M_{\text{კრ}} + M_r = 0,5236 + 0,0387 = 0,5623 \text{ მოლი/კგ.}$$

ნოლექულური ცვალებადობის კოეფიციენტი

$$\mu = \frac{M_z}{M_r} = \frac{0,5623}{0,5222} \approx 1,07.$$

საწვავის აქტიური თბოუნარიანობა იქნება:

$$H_u - \Delta H_u = 10400 - 2440 \cdot 0,404 \cdot 14,96 (1 - \alpha) = 9221 \text{ კკალ/კგ.}$$

ააალი მუხტის და წვის პროდუქტების თბოტევადობებისათვის მივიღოთ:

$$m c_{v,r} = 4,815 + 0,000415 T_c$$

და

$$m c_{v,z} = 4,97 + 0,000674 T_z.$$

წვის დასასრულს აირის ტემპერატურის საანგარიშოდ გადაწყვეტით განტოლება:

$$m c_{v,r} T_c + \frac{\gamma(H_u - \Delta H_u)}{M_r} = \mu T_z m c_{v,z}.$$

ან

$$5,078 \cdot 644 + \frac{0,9 \cdot 9221}{0,5222} = 1,07(4,97 + 0,000674 T_z) T_z.$$

ამ განტოლებიდან ვიღებთ:

$$T_z = 2640^\circ.$$

წნევა წვის დასასრულს

$$p_z = \mu p_c \frac{T_z}{T_c} = 1,07 \cdot 8,7 \cdot \frac{2640}{644} = 38 \text{ კგ/სმ}^2 = 3,74 \text{ მფ/მ}^2.$$

გაფართოების პროცეხი

ტემპერატურა და წნევა გაფართოების დასასრულს ვიანგარიშოთ ფორმულებიდან:

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{\gamma_b - 1}} = \frac{2640}{6^{0,3}} = 1540^\circ.$$

და

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{\gamma_b}} = \frac{38}{6^{1,3}} = 3,7 \text{ კგ/სმ}^2 = 0,35 \text{ მფ/მ}^2.$$

საერთო პარამეტრები

საშუალო ინდიკატორული წნევა დაუმრგვალებელი დიაგრამისათვის იქნება:

$$p'_i = \frac{p_c}{z-1} \left[\frac{\lambda}{n_s - 1} \left(1 - \frac{1}{z^{n_s}} \right) - \frac{1}{n_s - 1} \left(1 - \frac{1}{z^{n_s-1}} \right) \right] =$$

$$= \frac{8,7}{5} \left[\frac{4,36}{0,3} \left(1 - \frac{1}{6^{0,3}} \right) - \frac{1}{0,36} \left(1 - \frac{1}{6^{0,36}} \right) \right] = 8,31 \text{ კგ/სმ}^2 = 0,815 \text{ მფ/ს}^2.$$

აქ წნევის ზრდის კოეფიციენტი

$$\lambda = \frac{p_z}{p_r} = \frac{38}{8,7} = 4,36.$$

ნამდვილი საშუალო ინდიკატორული წნევა.

$$p_i = p'_i \varphi - (p_r - p_a) = 8,31 \cdot 0,96 - (1,05 - 0,76) = 7,68 \text{ კგ/სმ}^2 = 0,755 \text{ მფ. მ}^2.$$

ვიღებთ რა 3ИП—120 ძრავასათვის ხახუნის წნევას $p_s \approx 1,55 \text{ კგ/სმ}^2$ (როცა $n = 2400 \text{ ბრ/წმ}$), საშუალო ეფექტურ წნევას ვანგარიშობთ გამოსახულებიდან:

$$p_r = p_i - p_s = 7,68 - 1,55 = 6,13 \text{ კგ/სმ}^2 = 0,61 \text{ მფ/სმ}^2.$$

მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_m = \frac{p_c}{p_i} = \frac{6,13}{7,68} = 0,8.$$

ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_i = \frac{1,985 \cdot M_c T_c (z-1) p_i}{p_r H_u} = \frac{1,985 \cdot 0,5222 \cdot 644 \cdot 5 \cdot 7,68}{8,7 \cdot 10400} = 0,28.$$

ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,28 \cdot 0,8 = 0,23,$$

საწვავის კუთრი ეფექტური ხარჯი

$$g_c = \frac{632 \cdot 1000}{\eta_e \cdot H_u} = \frac{632 \cdot 1000}{0,23 \cdot 10400} = 264 \text{ გრ/ეცხის.}$$

საწვავის საათური ხარჯი

$$G_s = \frac{g_c N_c}{1000} = \frac{264 \cdot 100}{1000} = 26,4 \text{ კგ/ს.}$$

ძრავას ერთი ცილინდრის საშუალო მოცულობა იქნება:

$$V_h = \frac{N_c \cdot 120}{p_e n i} = \frac{76 \cdot 120}{0,61 \cdot 2400 \cdot 6} \approx 1,07 \text{ ლ.}$$

თუ მივიღებთ, რომ დგუშის სვლისა და დიამეტრის ფარდობა $\frac{S}{D} = 1,13$, მაშინ შესაძლებელი ვახდება ცილინდრის დიამეტრი ვიანგარიშით ფორმულიდან:

$$D = \sqrt{\frac{4V_A}{\pi \frac{S}{D}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,07}{3,14 \cdot 1,13}} = 1,05 \text{ დც,}$$

აწ

$$D = 105 \text{ მმ}$$

დგუშის სვლა 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 სადატვირთვო მახასიათებელი სიჩქარით რეჟიმისათვის $n = 2400$ ბრ/წ.

მივიღოთ:

- ძრავას ლიტრაჟი . $V_A = 5,55$ ლ
 - ცილინდრების რაოდენობა . $i = 6$
 - კუმშვის ხარისხი $\varepsilon = 6$
 - ატმოსფერული პაერის წნევა $p_0 = 1,033$ კგ/სმ²
 - ატმოსფერული პაერის ტემპერატურა . . $T_0 = 288^\circ$
 - ნარევის შეთბობის ტემპერატურა $\Delta T = 12^\circ$
 - შეესების კოეფიციენტი სრულ დროსელზე . $\eta_p = 0,7$
 - შეესების კოეფიციენტი უკმ სვლაზე $\eta_s = 0,3$
- გაანგარიშებები ჩავატაროთ შეესების კოეფიციენტის შემდეგი მნიშვნელობებისათვის:

$$\eta_p = 0,7; 0,6; 0,5; 0,4; 0,3.$$

გქსპერიმენტული მონაცემების საფუძველზე შევარჩიოთ საწყისი პარამეტრების შემდეგი მნიშვნელობანი (ცხრილი 13).

ცხრილი 13

თბური გაანგარიშების ხაწუხის პარამეტრები

η_p	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
T_r°	1040	1000	950	900	860
p_r კგ/სმ	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05
n_3	1,36	1,35	1,34	1,32	1,30
ε	0,92	0,96	0,92	0,89	0,88
n_3	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

$$\gamma = \frac{p_r}{p_0} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{\eta_v} \frac{T_0}{T_r} = \frac{1,05}{1,033} \frac{1}{5} \frac{1}{\eta_v} \frac{288}{T_r}$$

ტემპერატურა შევსების ბოლოს

$$T_f = \frac{T'_0 + \gamma \psi T_r}{1 + \gamma} = \frac{300 + \gamma \psi T_r}{1 + \gamma}$$

ფორმულაში შემავალი კოეფიციენტი

$$\psi = \frac{m c_{vr}}{m c_{r0}}$$

გამოითვლება როგორც ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის შესაბამისად ნაანგარიშებ ნარჩენი აირებისა და ახალი მუხტის თბოტევადობათა ფარდობა.

აირის წინევა და ტემპერატურა კვედი მკვლარ წერტილში განისაზღვრება ფორმულებით:

$$T_a = T_f \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \eta_v \frac{T'_0}{T_0} + \frac{\psi}{\varepsilon} \frac{p_r}{p_0} \right)^{\eta_v - 1}$$

და

$$p_a = p_0 \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \eta_v \frac{T'_0}{T_0} + \frac{\psi}{\varepsilon} \frac{p_r}{p_0} \right)^{\eta_v}$$

გამოთვლის შედეგები თავმოყრილია გე-14 ცხრილში.

ცხრილი 14

შევსების პროცესის პარამეტრები

η_v	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
γ	0,080	0,098	0,124	0,163	0,227
T_f°	366	377	387	416	424
	1,15	1,16	1,15	1,14	1,13
T_a°	338	320	302	285	254
p_a კგ/სმ ²	0,76	0,63	0,51	0,39	0,29

კუმშვის პროცესი

კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის შერჩევის შემდეგ (ცხრილი 13), ვინაგარიშით კუმშვის პარამეტრები გამოსახლებებიდან:

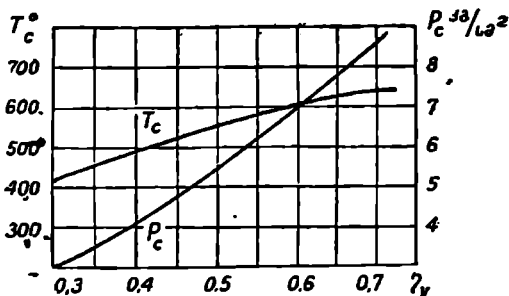
$$p_c = p_a e^{\eta_v}$$

და

$$T_c = T_a e^{\eta_v - 1}$$

გამოთვლის შედეგები ნაჩვენებია მე-15 ცხრილში.

83-ე ნახ-ზე გამოსახულია დადროსელების დროს კუმშვის პარამეტრების ცვლელადობის ხასიათი.



ნახ. 83. კუმშვის პარამეტრების ცვლელადობის ხასიათი

ცხრილი 15

კუმშვის პროცესის პარამეტრები

γ_v	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
P_c კგ/სმ ²	8,70	7,10	5,60	4,20	3,00
T_c °	644	600	566	508	435

წვისა და გაფართოების პროცესები

საწვავისათვის შედგენილობით: $C=0,855$ და $H=0,145$ თეორიულად აუცილებელი ჰაერის რაოდენობა იქნება:

$$L_0 = 0,516 \frac{\text{მოლი}}{\text{კგ}} \quad \text{ან} \quad l_0 = 14,96 \text{ კგ/კგ.}$$

ახალი მუხტის რაოდენობა

$$M_0 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_b} = \alpha \cdot 0,516 + \frac{1}{114}.$$

წვის პროდუქტების რაოდენობა

$$M_{\text{კვ}} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha L_0.$$

ნარჩენი აირების რაოდენობა

$$M_r = \gamma M_0.$$

აირების რაოდენობა კუმშვის ბოლოს

$$M_c = M_0 + M_r.$$

აირების რაოდენობა წვის დასასრულს

$$M_z = M_{\text{კვ}} + M_r.$$

მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი

$$\mu = \frac{M_z}{M_c}$$

საწვავის აქტიური თბოუნარაჩანობა

$$H_n - \Delta H_n = 10400 + 2440 \cdot 0,404 \cdot 14,96 (1 - \alpha)$$

ახალი მუხტის თბოტევადობა განესაზღვროთ გამოსახულებიდან

$$mc_{\theta c} = 4,815 + 0,000415 T_c$$

ბოლო წვის პროდუქტების სითბოტევადობა ფორმულიდან

$$mc_{\theta z} = (4,4 + 0,62\alpha) + (3,7 + 3,3\alpha)10^{-4} T_z$$

წვის ტემპერატურის განსაზღვრისათვის გადავწყვიტოთ განტოლება:

$$mc_{\theta c} T_c + \frac{\xi(H_n - \Delta H_n)}{M_c} = \mu T_z mc_{\theta z}$$

წვის მაქსიმალური წნევა იქნება

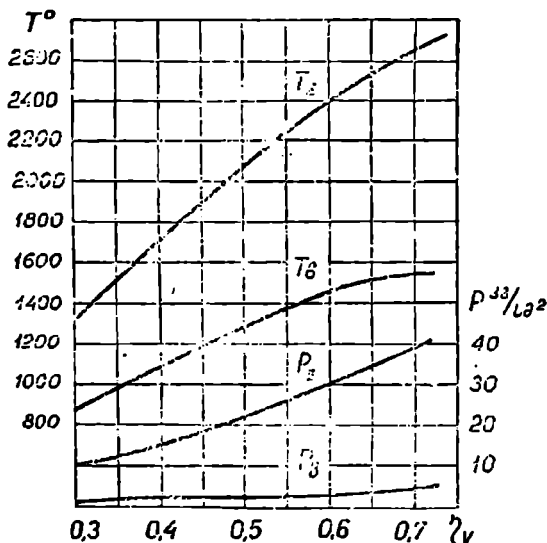
$$p_z = \mu p_c \frac{T_z}{T_c}$$

გაფართოების პროცესის პარამეტრები გამოვთვალოთ ცნობილი გამო-
სახულებებიდან:

$$p_b = \frac{p_z}{\epsilon^{n_b}}$$

$$T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_b - 1}}$$

და



ნახ. 84. წვისა და გაფართოების პარამეტრების ცვალებადობის ხასიათი

მე-16 ცხრილში მოთავსებულია გამოთვლის შედეგები, ხოლო 84-ე ნახ-
 ზე ზოგიერთი პარამეტრი გამოსახულია გრაფიკულად.

ცხრილი 16

წყისა და ვაფართოების პარამეტრები

η_r	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
$M_0 \frac{\text{მოლი}}{\text{კგ}}$	0,4835	0,5042	0,4835	0,4680	0,4629
$M_{30} \frac{\text{მოლი}}{\text{კგ}}$	0,5236	0,5401	0,5236	0,5111	0,5081
$M_r \frac{\text{მოლი}}{\text{კგ}}$	0,0387	0,0494	0,0599	0,0763	0,1051
$M_c \frac{\text{მოლი}}{\text{კგ}}$	0,5222	0,5536	0,5434	0,5443	0,5680
$M_z \frac{\text{მოლი}}{\text{კგ}}$	0,5623	0,5895	0,5835	0,5874	0,6132
T_z^0	1,07	1,06	1,07	1,08	1,08
T_z^0	2640	2410	2020	1720	1330
$p_z \frac{\text{კგ/სმ}^2}$	38,0	30,3	21,8	15,4	10,0
$p_b \frac{\text{კგ/სმ}^2}$	3,9	3,0	2,3	1,7	1,1
T_b^0	1540	1460	1270	1115	900

ზოგადი ხახიათხის პარამეტრები

საშუალო ინდიკატორული და ეფექტური წნევები ამ შემთხვევაში გამო-
 თვლება იმავე ფორმულებით, რომლებიც გამოყენებული იყო წინა მავა-
 ლითში.

ძრევას ინდიკატორული სიმძლავრე იქნება:

$$N_i = \frac{p_i V_n n}{900} \text{ ცხდ.}$$

ხოლო ეფექტური სიმძლავრე

$$N_e = \frac{p_e V_n n}{900} \text{ ცხდ.}$$

მექანიკური შარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}$$

ინდიკატორული შარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_i = \frac{1,985 \cdot M_c T_c (\varepsilon - 1) p_i}{p_c H_n}$$

ეფექტური შარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

საწყავის კუთრი ხარჯი

$$g_i = \frac{632 \cdot 1000}{\eta_i H_n} \text{ და } g_e = \frac{632 \cdot 1000}{\eta_e H_n}$$

საწვავის საათური ხარჯი

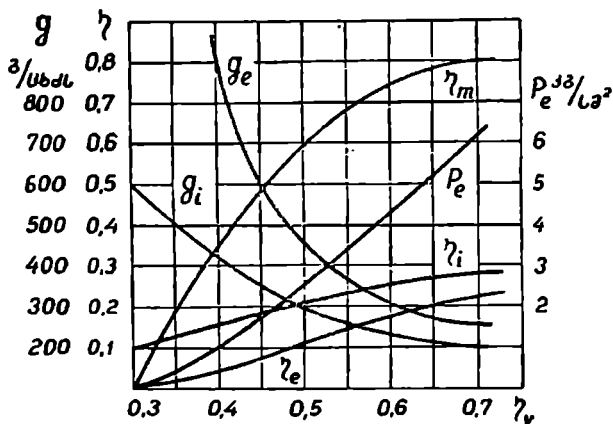
$$G_s = \frac{g_i N_i}{1000} \text{ კგ/ს.}$$

გამოთვლის შედეგები თავმოყრილია მე-17 ცხრილში.

ცხრილი 17

ძრავის ხერხი ხახიასხის პარამეტრები

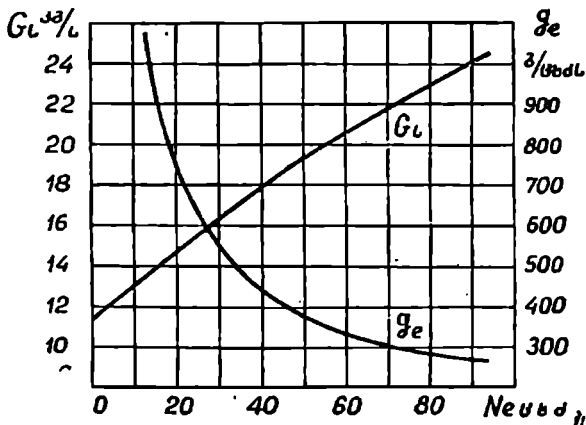
γ_D	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$	4,36	4,27	3,90	3,67	3,34
p_i' კგ/სმ ²	8,31	6,70	4,70	3,32	2,16
p_i კგ/სმ ²	7,68	6,01	4,01	2,52	1,32
P_c კგ/სმ ²	6,13	4,46	2,46	0,97	—*
N_i ცხდ	113	89	59	37	19
N_e ცხდ	91	66	37	14	0
η_m	0,80	0,74	0,61	0,38	0
η_i	0,28	0,26	0,21	0,16	0,10
η_e	0,23	0,19	0,13	0,06	—
g_i ზ/მცხდს	215	234	292	380	608
g_e ზ/მცხდს	264	320	466	1010	—
G_s კგ/ს	24,0	21,0	17,3	14,1	11,5



ნახ. 85. ძრავის ზოგადი პარამეტრების ცვალებადობის ხასიათი

*) შენიშვნა: მიღებულია, რომ $p_c = 1,32 - 155 \approx 0$.

85-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ძრავას ზოგეერთი საერთო პარამეტრის ცვალებადობის ხასიათი, ხოლო 86-ე ნახ-ზე ძრავას სადატვირთო მახასიათებელი.



ნახ. 86. ძრავას სადატვირთო მახასიათებელი

მაგალითი № 3

ამ მაგალითში განხილული იქნება ორი შემთხვევა. პირველი შეეხება სასიმაღლო პირობებში კარბურატორიანი ძრავას მუშაობას კარბურატორის უცვლელი რეგულირების დორს, ხოლო მეორე, ამავე ძრავას მუშაობას საწვავი ნარევის კორექტირებით.

მოცე მულობა 1. ჩატარდეს თბური გაანგარიშება და აგებულ იქნეს ЗИП—120 ძრავას სასიმაღლო 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.

მივიღოთ საწყისი პარამეტრების შემდეგი სიდიდეები:

- კუმშვის ხარისხი $\epsilon = 6$
- საანგარიშო ბრუნთა რიცხვი $n = 2400$ ბრ/წ
- შეესების კოეფიციენტი ზღვის დონეზე $\eta_{\text{ш}} = 0,7$
- ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი $\alpha_0 = 0,92$
- ნარჩენი აირების წნევა $p_{r0} = 1,05$ კგ/სმ²
- ნარჩენი აირების ტემპერატურა $T_{r0} = 1040^\circ$
- სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი $\xi = 0,9$
- კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი $n_{\text{с}} = 1,36$
- ვაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი $n_{\text{в}} = 1,30$

მოცემული სიმაღლეებისათვის წნევები $p_{\text{н}}$ და ტემპერატურები $T_{\text{н}}$, აგრეთ-

ვე ფარდობები $\mu = \frac{p_{\text{н}}}{p_0}$ და $\beta = \frac{T_{\text{н}}}{T_0}$ ალბებულ იქნება სტანდარტული

ატმოსფეროს მიხედვით (ცხრილი 8).

შეფხვების პროცესი

ნარჩენი აირების წნევა მოცემულ სიმაღლეზე იქნება:

$$p_{r\mu} = p_{r0} - p_0(1-\mu) = 1,05 - 1,033(1-\mu)$$

ნარჩენი აირების ტემპერატურის გამოსათვლელად მივიღოთ, რომ სიმაღლის მოშატებებისას უოველ 1000 მეტრზე ის მცირდება 20°-ით.

მოცემული სიმაღლისათვის ჰაერის სიჭარბისა და შეფხვების კოეფიციენტები განისაზღვრება გამოსახულებებიდან:

$$\alpha_{\mu} = \alpha_0 \sqrt{\mu} = 0,92 \sqrt{\mu}$$

და

$$\eta_{\mu} = \eta_{00} \sqrt{\beta}$$

შემდეგი გამოანგარიშებებისათვის საჭირო იქნება აგრეთვე განესაზღვროთ ნარჩენი აირებისა და ახალი მუხტის თბოტევადობათა ფარდობა

$$\psi = \frac{mC_{gr}}{mC_{\mu 0}}$$

სითბოტევადობათა შნიშვნელობანი მოცემული სიმაღლისათვის უნდა განისაზღვროს α_{μ} ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის შესაბამისად.

შეფხვების პროცესის დანარჩენი პარამეტრები განისაზღვრება შემდეგი ფორმულებით:

ნარჩენი აირის კოეფიციენტი

$$\gamma_{\mu} = \frac{p_{r\mu}}{\mu p_0} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{\sqrt{\beta}}{\eta_{\mu}} \frac{T_0}{T_{r\mu}} = \frac{p_{r\mu}}{\mu \cdot 1,033} \frac{1}{5} \frac{\sqrt{\beta}}{0,7} \frac{288}{T_{r\mu}};$$

ტემპერატურა შეფხვების ბოლოს

$$T'_{\mu} = \frac{T'_{\mu} + \psi \gamma_{\mu} T_{r\mu}}{1 + \gamma_{\mu}} = \frac{T_{\mu} + 12 + \psi \gamma_{\mu} T_{r\mu}}{1 + \gamma_{\mu}};$$

ტემპერატურა ქვედა მკვდარ წერტილში

$$T_a = T'_{\mu} \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \eta_{\mu} \frac{T'_{\mu}}{\sqrt{\beta} T_0} + \frac{\psi}{\varepsilon} \frac{p_{r\mu}}{\mu p_0} \right)^{n_3 - 1} =$$

$$= T'_{\mu} \left(\frac{5}{6} 0,7 \frac{T_{\mu} + 12}{\sqrt{\beta} \cdot 288} + \frac{\psi}{6} \frac{p_{r\mu}}{\mu \cdot 1,033} \right)^{0,36}$$

წნევა ქვედა მკვდარ წერტილში

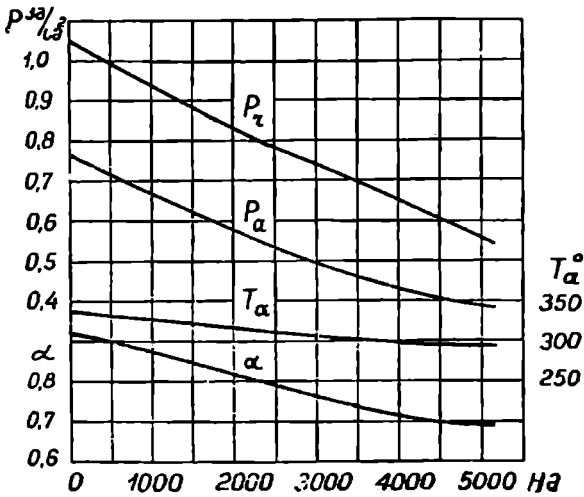
$$p_a = \mu p_0 \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \eta_{\mu} \frac{T'_{\mu}}{\sqrt{\beta} T_0} + \frac{\psi}{\varepsilon} \frac{p_{r\mu}}{\mu p_0} \right)^{n_3} =$$

$$= \mu \cdot 1,033 \left(\frac{5}{6} 0,7 \frac{T_{\mu} + 12}{\sqrt{\beta} \cdot 288} + \frac{\psi}{6} \frac{p_{r\mu}}{\mu \cdot 1,033} \right)^{1,36}$$

გამოთვლის შედეგები, რომლებიც შეეხება შეფხვების პროცესს, თავმოყრილია მე-18 ცხრილში. იგივე მონაცემები გრაფიკული სახით მოცემულია 87-ე ნახ-ზე.

შეფხვების პროცესის პარამეტრები

H მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
p_{r1} კგ/სმ ²	1,05	0,93	0,83	0,73	0,64	0,57
T_{r11} °	1040	1020	1000	980	960	940
z_{11}	0,92	0,87	0,81	0,76	0,72	0,68
η_{z11}	0,70	0,69	0,68	0,67	0,67	0,66
	1,15	1,14	1,13	1,12	1,11	1,10
	0,080	0,080	0,082	0,082	0,083	0,085
T_{j11} °	366	359	351	341	335	327
T_{a1}	338	330	320	311	304	292
p_a კგ/სმ ²	0,760	0,668	0,570	0,502	0,434	0,380



ნახ. 87. შეფხვების პროცესის პარამეტრები

კუმშვის პროცესი

ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობის დროს კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი იცვლება უმნიშვნელოდ. თუ მივიღებთ, რომ ყველა სიმაღლისათვის $n_s = 1,36$, მაშინ გვექნება:

$$p_c = p_a \cdot e^{n_s} = p_a \cdot 6^{1,36} = p_a \cdot 11,35$$

$$T_c = T_a \cdot e^{n_s - 1} = T_a \cdot 6^{0,36} = T_a \cdot 1,9.$$

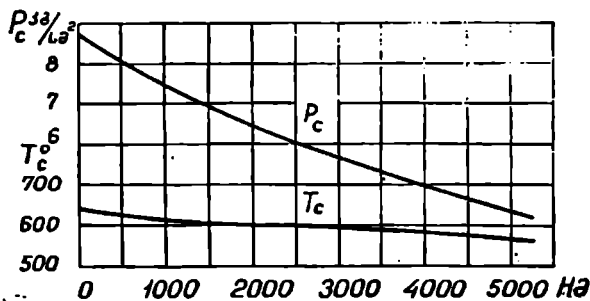
და

კუმშვის p_c წნევისა და T_c ტემპერატურის გამოთვლილი სიდიდეები მოყვანილია მე-19 ცხრილში. ამავე შონაცემების საფუძველზე აგებულია გრაფიკი (ნახ. 88).

ცხრილი 19

კუმშვის პროცესის პარამეტრები

H მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
p_c კგ/სმ ²	8,70	7,65	6,52	5,75	4,96	4,35
T_c °	644	626	608	591	578	556



ნახ. 88. კუმშვის პროცესის პარამეტრები

წვისა და გაფართოების პროცესები

შივილოთ საწვავის წონითი შედგენილობა: ნახშირბადი—0,855; წყალბადი—0,145. მაშინ ჰაერის თეორიული რაოდენობა, რომელიც საჭიროა 1 კგ საწვავის სრულად წვისათვის, იქნება

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,516 \frac{\text{მოლი}}{\text{კგ}},$$

$$I_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,96 \frac{\text{კგ}}{\text{კგ}}.$$

ჰაერის ნამდვილი რაოდენობა

$$\alpha L_0 = \alpha \cdot 0,516 \frac{\text{მოლი}}{\text{კგ}}.$$

ახალი მუხტის რაოდენობა

$$M_0 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_c} = \alpha \cdot 0,516 + \frac{1}{114},$$

სადაც m_c არის საწვავის მოლეკულური წონა.

წვის პროდუქტების რაოდენობა

$$M_{\text{პრ}} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha L_0 = \frac{0,855}{12} + \frac{0,155}{2} + 0,79\alpha \cdot 0,516.$$

ნარჩენი აირების რაოდენობა

$$M_r = \gamma M_g.$$

აირების რაოდენობა კუმშვის ბოლოს

$$M_c = M_g + M_r.$$

აირების რაოდენობა წვის დასასრულს

$$M_z = M_{\text{არ}} + M_r.$$

მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი

$$\mu = \frac{M_z}{M_c}.$$

საწვავის აქტიური თბოუნარიანობა იქნება:

$$H_u - \Delta H_u = 10400 - 2440 \cdot 0,404 \cdot 14,96 (1 - \alpha).$$

ახალი მუხტის თბოტევადობა გამოვთვალოთ გამოსახულებიდან:

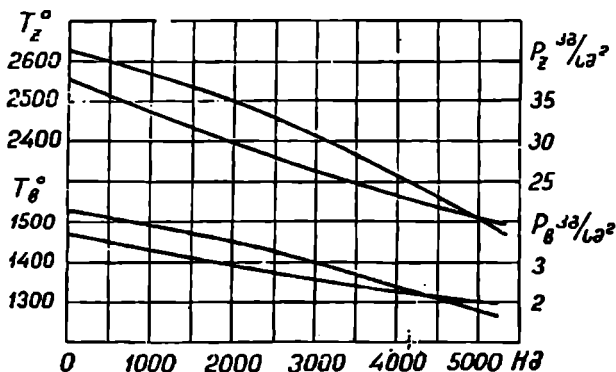
$$m c_{\text{არ}} = 4,815 + 0,000415 T_c,$$

ხოლო წვის პროდუქტების სითბოტევადობა ფორმულიდან:

$$m c_{\text{არ}} = (4,4 + 0,62 \alpha) + (3,7 + 3,32) 10^{-4} T_z.$$

წვის დასასრულს ტემპერატურის საანგარიშოდ გადავწყვიტოთ განტოლება:

$$m c_{\text{არ}} T_c + \frac{\mu (H_u - \Delta H_u)}{M_c} = \mu T_z m c_{\text{არ}}.$$



ნახ. 89. წვისა და გაფართოების პარამეტრები

წვის დროს მაქსიმალური წნევა იქნება:

$$p_z = \mu p_c \frac{T_z}{T_c}.$$

წნევა და ტემპერატურა გაფართოების დასასრულს გამოითვლება ცნობილი თანაფარდობებიდან:

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_b}}$$

და

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

გამოთვლის შედეგები თავმოყრილია მე-20 ცხრილში. 89-ე ნახ-ზე იგივე მონაცემები გამოსახულია გრაფიკულად.

ცხრილი 20

წვისა და გაფართოების პარამეტრები

H მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
αL_0 მოლი	0,4747	0,4489	0,4179	0,3922	0,3715	0,3509
კმ						
M_0 მოლი	0,4835	0,4577	0,4267	0,4010	0,3803	0,3597
კმ						
$M_{არ}$ მოლი	0,5236	0,5028	0,4796	0,4586	0,4426	0,4260
კმ						
M_r მოლი	0,0387	0,0366	0,0340	0,0329	0,0316	0,0306
კმ						
M_c მოლი	0,5222	0,4943	0,4607	0,4339	0,4119	0,3903
კმ						
M_z მოლი	0,5623	0,5394	0,5136	0,4915	0,4742	0,4566
კმ						
μ	1,07	1,09	1,11	1,13	1,15	1,17
T_z°	2640	2570	2500	2410	2310	2205
p_z კგ/სმ ²	38,0	34,2	29,8	26,4	23,6	20,2
$\lambda = \frac{p_z}{p_c}$	4,36	4,48	4,56	4,70	4,75	4,75
p_b კგ/სმ ²	3,72	3,35	2,92	2,59	2,31	1,98
T_b°	1540	1490	1455	1400	1345	1285

საერთო ნახიათის პარამეტრები

საშუალო ინდიკატორული წნევა გამოითვლება ფორმულით:

$$p_i = 0,96 p_i' - (p_r - p_a),$$

სადაც

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_b - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_b-1}} \right) - \frac{1}{n_b - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_b-1}} \right) \right].$$

საშუალო ეფექტური წნევა

$$p_e = p_i - p_a.$$

ЗНЛ—120 ძრავასათვის მაშინ, როცა $n = 2400$ ბრ/წ, შეიძლება მივიღოთ, რომ ხახუნის წნევა $p_e \approx 1,55$ კგ/სმ².

საერთო სახის სხვა პარამეტრები გამოითვლება ფორმულებით:

$$\eta_m = \frac{p_c}{p_l};$$

$$N_e = \frac{p_e V_h n i}{900};$$

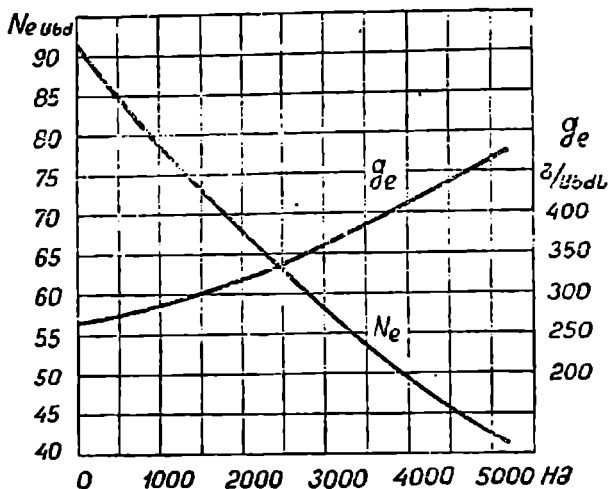
$$\eta_i = \frac{1,985 M_c T_c (\varepsilon - 1) p_i}{p_c H_u};$$

$$\eta_e = \eta_i \eta_m;$$

$$g_e = \frac{632 \cdot 1000}{\eta_e H_u} \text{ გ/ეცხდს};$$

$$G_b = \frac{g_e \cdot N_e}{1000} \text{ კგ/ს.}$$

გაანგარიშების შედეგები თავმოყრილია 21-ე ცხრილში.



ნახ. 90. ძრავას სასიმალო მახასიათებელი

ძრავას სასიმალო მახასიათებელი, რომელიც გამოსახავს ზღვის დონიდან სიმაღლეზე დამოკიდებულებით სიმძლავრისა და საწვავის კუთრი ხარჯის ცვალებადობას, ნაჩვენებია 90-ე ნახ-ზე.

მოცემულია II: ჩატარდეს თბური გაანგარიშება და აგებულ იქნეს ЗНЛ—120 ძრავას სასიმალო მახასიათებელი. წინა მავალითისაგან განსხვავებით მიღებულ იქნეს პირობა, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის შესა-

ძრავის ხაეროი ხახათის პარამეტრები

<i>H</i> მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
p_i კგ/სმ ²	8.31	7,55	6,56	6,02	5,30	4,65
$(p_r - p_u)$ კგ/სმ ²	0,29	0,26	0,25	0,22	0,20	0,19
p_l 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_c ცხმ	91	79	67	59	50	40
η_i	0,28	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20
η_c	0,23	0,21	0,19	0,17	0,15	0,13
ξ_c გ/ცხმს	264	289	321	358	405	468
G_c კგ/ს	24.0	22,8	21,8	21,2	20,2	18,7

ბამისად წარმოებს საწვავი ნარევის კორექტირება და ყველა შემთხვევაში უზრუნველყოფილია ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მუდმივობა ($\alpha = \text{const}$).

საწყისი პარამეტრები და მათ შორის p_{r0} რჩება იგივე, რაც მიღებულ იყო წინა მაგალითში.

ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მუდმივობის გამო საჭიროა მუდმივებად მივიღოთ აგრეთვე ნარჩენი აირების ტემპერატურა T_{r0} და თბოტევადობების ფარდობა ψ .

აშრიგად, ყველა სიმაღლისათვის გვექნება:

$$\alpha = 0,92, T_{r0} = 1040^\circ \text{ და } \psi = 1,15.$$

ყველა სხვა პარამეტრი, რომლებიც შეეხება შეესებისა და კუმშვის პროცესებს, იანგარიშება წინა მაგალითში გამოყენებული ფორმულებით. ასეთი გამოთვლის შედეგები ნაჩვენებია 22-ე ცხრილში,

შეესებისა და კუმშვის პარამეტრები

<i>H</i> მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
γ_n	0,080	0,080	0,079	0,078	0,077	0,077
T_{r0}	366	360	354	347	340	335
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

პეტის ნამდვილი რაოდენობა, რომელიც იხარჯება 1 კგ საწვავზე, იქნება:

$$zL_0 = 0,92 \cdot 0,516 = 0,4747 \frac{\text{მოლი}}{\text{კგ}}$$

ახალი ნუხტის რაოდენობა

$$M_0 = zL_0 + \frac{1}{m_6} = 0,4835 \frac{\text{მოლი}}{\text{კგ}}$$

წვის პროდუქტების რაოდენობა

$$M_{\text{პრ}} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,70zL_0 = 0,5236 \frac{\text{მოლი}}{\text{კგ}}$$

სრულიად უმნიშვნელო გამოდის ცდომილებები, თუ მივიღებთ ნარჩენი აირების კოეფიციენტის მუდმივობას.

ასეთ შემთხვევაში გვექნება:

ნარჩენი აირების რაოდენობა

$$M_r = \gamma M_0 = 0,08 \cdot 0,4835 = 0,0387 \frac{\text{მოლი}}{\text{კგ}}$$

აირების რაოდენობა კუმშვის დასასრულს

$$M_c = M_0 + M_r = 0,4835 + 0,0387 = 0,5222 \frac{\text{მოლი}}{\text{კგ}}$$

აირების რაოდენობა წვის დასასრულს

$$M_z = M_{\text{პრ}} + M_r = 0,5236 + 0,0387 = 0,5623 \frac{\text{მოლი}}{\text{კგ}}$$

ნოლეკულური ცვალეზადობის კოეფიციენტი

$$\alpha = \frac{M_z}{M_c} = \frac{0,5623}{0,5222} = 1,07.$$

საწვავის აქტიური თბოუნარიანობა იქნება:

$$H_u - \Delta H_u = 10400 - 2440 \cdot 0,404 \cdot 14,96 (1 - 0,92) = 9221 \frac{\text{კკალ}}{\text{კგ}}$$

ახალი ნუხტისა და წვის პროდუქტების თბოტევადობის განსაზღვრისათვის გამოვიყენოთ გამოსახულებები:

$$mc_{rc} = 4,815 + 0,000415 T_c$$

და

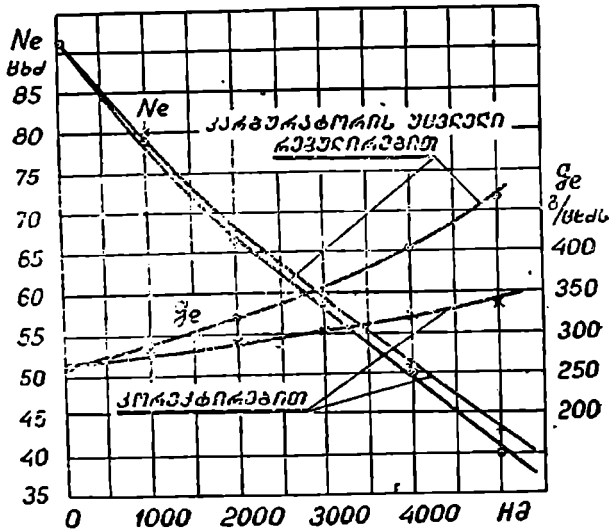
$$mc_{oz} = 4,97 + 0,000674 T_z.$$

ყველა სხვა პარამეტრი გამოითვლება იმავე ფორმულებით, რომლებიც გამოყენებული იყო წინა მაგალითში.

გამოთვლის შედეგები თავმოყრილია 23-ე ცხრილში.

თბური ვანგარეშების შედეგები

H მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
T_z°	2640	2640	2640	2640	2640	2640
p_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
p_b კგ/სმ ²	3,72	3,35	2,94	2,68	2,39	2,13
T_b°	1540	1540	1540	1540	1540	1540
p_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
p_i კგ/სმ ²	7,68	6,99	6,10	5,59	5,01	4,44
p_c 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_c ცხდ	91	80	68	60	51	43
η_i	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28
η_e	0,23	0,22	0,21	0,20	0,19	0,18
$\eta_{\text{სხ}}$	264	276	289	303	321	336
$\eta_{\text{ს}}$	24,0	22,0	19,6	18,1	16,4	14,5



ნახ. 91. 3МП-120 ძრავის შედარებითი სასიმალო მახ:ხო:ებლები

91-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ძრავას სასიმალო მახასიათებელი შემთხვევისათვის, როცა წარმოებს საწვავი ნარევის კორექტირება. შედარებისათვის იქვეა ნაჩვენებ მახასიათებელი, რომელიც მიიღება ნარევის კორექტირების გარეშე (წინა მაგალითი).

გრაფიკი გარკვევით გვიჩვენებს, რომ საწვავი ნარევის კორექტირებას შეუძლია მოგვეცეს მნიშვნელოვანი პრაქტიკული ეფექტი.

მაგალითი № 4

მოცემულია: შესრულდეს თბური გაანგარიშება და აგებულ იქნეს D-54 სატრაქტორო 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 D-54 ძრავას შემდეგი საწყისი პარამეტრები:

საანგარიშო ბრუნთა რიცხვი .	$n = 1300$ ბრ/წ
კუმშვის ხარისხი .	$\epsilon = 16$
ნარჩენი აირების წნევა	$p_{r0} = 1,1$ კგ/სმ ²
ნარჩენი აირების ტემპერატურა	$T_{r0} = 810^\circ$
შეთბობის ტემპერატურა	$\Delta T = 22^\circ$
კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი	$n_s = 1,35$
გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი	$n_g = 1,20$
სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი	$\xi = 0,8$
მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი .	$\gamma_m = 0,62$
წნევის ზრდის ხარისხი	$\lambda = 1,4$
წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტი .	$p = 1,53$
შეესების კოეფიციენტი	$\gamma_c = 0,825$
ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი	$\sigma_p = 1,71$
ლიტრაჟი	$V_k = 7,45$ ლ

მოცემული სიმაღლეებისათვის ატმოსფერული ჰაერის წნევისა და ტემპერატურის სიდიდეები და წნევისა და ტემპერატურის ფარდობები (μ და β) აღებულ იქნება სტანდარტული ატმოსფეროს მიხედვით (ცხრილი 8).

შეგნებისა და კუმშვის პროცესები

ნარჩენი აირების წნევა მოცემულ სიმაღლეზე

$$p_{rH} = p_{r0} - p_g(1 - \mu) = 1,1 - 1,033(1 - \mu).$$

ნარჩენი აირების ტემპერატურა გამოვთვალოთ ემპირიული ფორმულით:

$$T_{rH} = T_{r0}(1 + 0,08H) = 810(1 + 0,08H)$$

მოცემული სიმაღლისათვის ჰაერის კუთრი წონა შესაძლებელია შევიჩინოთ სტანდარტული ატმოსფეროს მიხედვით (ცხრილი 8). ამის საფუძველზე ჰაერის საათურ ხარჯს ვიანგარიშებთ გამოსახულებიდან:

$$G_s = 0,03 V_n \mu \gamma_s \gamma_c \gamma_m \gamma_c \sqrt{\beta} = 0,03 \cdot 7,45 \cdot 1300 \cdot \gamma_s \cdot 0,825 \sqrt{\beta} = 239 \gamma_s \sqrt{\beta}.$$

ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი მოცემული სიმალლისათვის იქნება:

$$\alpha_{II} = \alpha_{0II}$$

ნარჩენი აირებისა და ჰაერის სითბოტევადობების განსაზღვრის შემდეგ გამოითვლება კოეფიციენტი

$$\psi = \frac{m c_r r}{m c_{r0}}$$

შევსების პროცესის სხვა პარამეტრები გამოითვლება ფორმულებით: ნარჩენი აირების კოეფიციენტი

$$\gamma_{II} = \frac{\rho_{rII}}{\mu \rho_0} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{\sqrt{\beta}}{\eta_r} \frac{T_0}{T_{rII}} = \frac{\rho_{rII}}{\mu \cdot 1,033} \frac{1}{15} \frac{\sqrt{\beta}}{0,825} \frac{288}{T_{rII}};$$

ტემპერატურა შევსების ბოლოს

$$T_{rII} = \frac{T'_{rII} + \psi \gamma_{II} T_{rII}}{1 + \gamma_{II}} = \frac{T_{II} + 22 + \psi \gamma_{II} T_{rII}}{1 + \gamma_{II}};$$

აირის ტემპერატურა ქვედა მკვდარ წერტილში

$$\begin{aligned} T_a &= T_{rII} \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \eta_v \frac{T'_{rII}}{\sqrt{\beta} T_0} + \frac{\psi}{\varepsilon} \frac{\rho_{rII}}{\mu \rho_0} \right)^{n_a - 1} = \\ &= T_{rII} \left(\frac{15}{16} 0,825 \frac{T_{II} + 22}{\sqrt{\beta} \cdot 288} + \frac{\psi}{16} \frac{\rho_{rII}}{\mu \cdot 1,033} \right)^{0,35} \end{aligned}$$

აირის წნევა ქვედა მკვდარ წერტილში

$$\begin{aligned} p_a &= \mu \rho_0 \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \eta_v \frac{T'_{rII}}{\sqrt{\beta} T_0} + \frac{\psi}{\varepsilon} \frac{\rho_{rII}}{\mu \rho_0} \right)^{n_a} = \\ &= \mu \cdot 1,033 \left(\frac{15}{16} 0,825 \frac{T_{II} + 22}{\sqrt{\beta} \cdot 288} + \frac{\psi}{16} \frac{\rho_{rII}}{\mu \cdot 1,033} \right)^{1,35} \end{aligned}$$

კუმშვის ბოლოს აირის ტემპერატურა და წნევა გამოითვლება პოლიტროპული კუმშვისათვის მიღებული ჩვეულებრივი ფორმულებით.

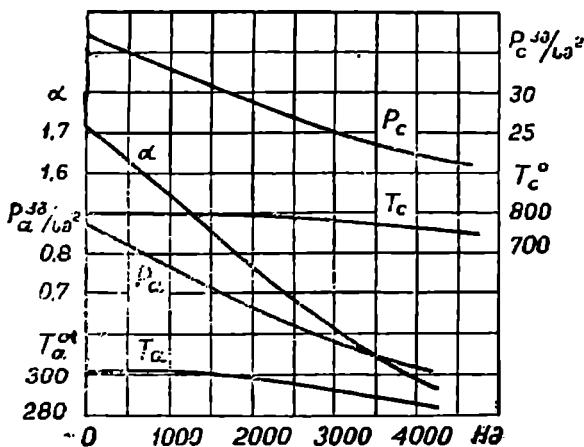
გამოთვლის შედეგები ნაჩვენებია 24-ე ცხრილში.

92-ე ნახ-ზე იგივე შედეგები გამოსახულია გრაფიკულად.

ცხრილი 24

შევსებისა და კუმშვის პარამეტრები

H მ	0	1000	2000	3000	4000
F_{rI} კგ/სმ ²	1,10	0,98	0,88	0,78	0,69
T_{rII}	810	875	940	1004	1069
γ - სკ/მ ³	1,225	1,112	1,006	0,909	0,819
G_a კგ/ს	294	266	234	209	186
x_{II}	1,71	1,55	1,36	1,22	1,08
ψ	1,24	1,25	1,26	1,28	1,30
γ_{II}	0,030	0,028	0,026	0,024	0,022
T'_{rII}	330	327	320	313	308
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



ნახ. 92. შვესებისა და კუმშვის პარამეტრების ცვალეზადობის ხასიათი

წვისა და გაფართოების პროცესები

მიღებული შედეგების საფუძველზე საწვავისათვის ჰაერის თეორიული რაოდენობა იქნება:

$$L_0 = 0,5 \frac{\text{მოლი}}{\text{კგ}}$$

ახალი მუხტის რაოდენობა

$$M_0 = \alpha L_0 = 0,5 \alpha.$$

წვის პროდუქტების რაოდენობა

$$M_{\text{არ}} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha L_0 + 0,21(\alpha - 1) L_0.$$

ნარჩენი აირების რაოდენობა

$$M_r = \gamma M_0.$$

აირების რაოდენობა კუმშვის დასასრულს

$$M_c = M_0 + M_r.$$

აირების რაოდენობა წვის დასასრულს

$$M_z = M_{\text{არ}} + M_r.$$

მოლეკულური ცვალეზადობის კოეფიციენტი

$$\mu = \frac{M_z}{M_c}.$$

კუმშვის დასასრულს ნარჩენის თბოტევადობა მივიღოთ ჰაერის თბოტევადობის ტოლი და განვსაზღვროთ ის გამოსახულებიდან:

$$m_{c_{\text{რ}}} = 4,934 + 0,000613 f_c.$$

თუ მივიღებთ:

$$\text{CO}_2\text{-სათვის } mc'_v = 9,52 + 0,000760t,$$

$$\text{H}_2\text{O-სათვის } mc''_v = 6,5 + 0,000933t,$$

$$\text{N}_2\text{-სათვის } mc'''_v = 5,36 + 0,000330t,$$

$$\text{O}_2\text{-სათვის } mc''''_v = 5,646 + 0,000372t,$$

მაშინ წვის პროდუქტების სითბოტევადობა 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

$$mc_{pz} = mc_{vz} + 1,985.$$

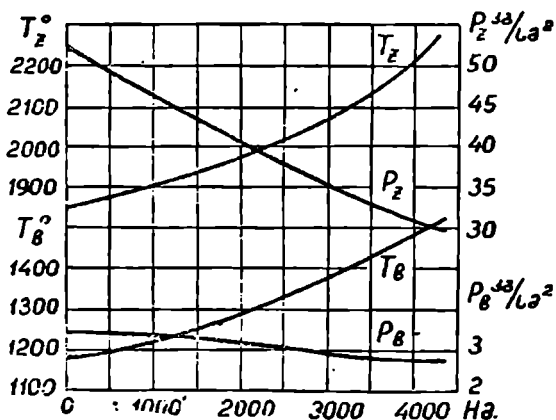
წვის დასასრულს ტემპერატურის საანგარიშოდ გადაეწყვიტოთ განტოლება:

$$t_c(mc_{vc} + \lambda \cdot 1,985) + \frac{\sum H_u}{M_c} = \mu t_z mc_{pz}.$$

წვისა და გაფართოების პროცესების სხვა პარამეტრები გამოითვლება ფორმულებით:

წნევა წვის დასასრულს

$$p_z = \lambda p_c;$$



ნახ. 93. წვისა და გაფართოების პარამეტრების ცვალებადობის ხასიათი

წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტი

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \frac{T_z}{T_c};$$

გაფართოების კოეფიციენტი

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho};$$

წნევა და ტემპერატურა გაფართოების დასასრულს

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_a}} \quad \text{და} \quad T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_a-1}}$$

გამოანგარიშების შედეგები ნაჩვენებია 25-ე ცხრილში. იგივე მონაცემებში გრაფიკულად სახით ასახულია 93-ე ნახ-ზე.

ცხრილი 25

წყისა და გაფართოების პარამეტრები

H მ	0	1000	2000	3000	4000
M_0 $\frac{\text{მოლი}}{\text{კგ}}$	0,8550	0,7750	0,6800	0,6100	0,5400
M_{10} $\frac{\text{მოლი}}{\text{კგ}}$	0,8879	0,8079	0,7129	0,6429	0,5729
M_r $\frac{\text{მოლი}}{\text{კგ}}$	0,0256	0,0217	0,0177	0,0146	0,0119
M_c $\frac{\text{მოლი}}{\text{კგ}}$	0,8806	0,7967	0,6977	0,6246	0,5519
M_z $\frac{\text{მოლი}}{\text{კგ}}$	0,9135	0,8296	0,7306	0,6575	0,5848
μ	1,035	1,041	1,047	1,052	1,060
$T_z, ^\circ$	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
$T_b, ^\circ$	1178	1222	1292	1370	1490
p_b კგ/სმ ²	3,5	3,3	3,1	3,0	2,8

საერთო პარამეტრები

საშუალო ინდიკატორული წნევა განესაზღვროთ ფორმულით:

$$p_i = 0,96 p_i' - (p_r - p_a);$$

სადაც

$$p_i' = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_b - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_b-1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_c-1}} \right) \right],$$

და

$$o_i' = \frac{p_c}{15} \left[1,4(\rho - 1) + \frac{1,4\rho}{0,2} \left(1 - \frac{1}{\delta^{0,2}} \right) - \frac{1}{0,35} \left(1 - \frac{1}{16^{0,35}} \right) \right].$$

საშუალო ეფექტური წნევა ზღვის დონეზე იქნება:

$$p_e = p_i \eta_m.$$

ბახუნის წნევა

$$p_b = p_l - p_e = p_l(1 - \eta_m).$$

თუ მივიღებთ, რომ p_b არაა დამოკიდებული სიმალლეზე ზღვის დონიდან, საშუალო ეფექტურ წნევას მოცემული პირობებისათვის ვიპოვიტ გამო-სახულებიდან:

$$p_{em} = p_{lm} - p_b.$$

ინდიკატორული და ეფექტური სიმძლავრეების საანგარიშოდ გვიქნება:

$$N_{lm} = \frac{P_{lm} V_{H'} t}{900} \text{ და } N_{em} = \frac{P_{em} V_{H'} t}{900}.$$

ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_{lm} = 553,4 \frac{\sqrt{P}}{\mu} \frac{P_{lm}}{H_u} \frac{\alpha L_0}{\eta_v}.$$

მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_{m\mu} = \frac{N_{em}}{N_{lm}}.$$

ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_{em} = \eta_{lm} \eta_{m\mu}.$$

საწვავის ეფექტური კუთრი ხარჯი

$$g_{em} = \frac{632 \cdot 1000}{H_u \eta_{em}} \text{ ან } g_{em} = \frac{G_v}{N_{em}}.$$

რიცხოზრივი გამომანგარიშების შედეგები თავმოყრილია 26-ე ცხრილში.

ცხრილი 26

ძრავას ხაეროდ პარამეტრები

H მ	0	1000	2000	3000	4000
P_l კგ/სმ ²	8,1	7,7	7,3	6,9	6,7
P_e კგ/სმ ²	5,0	4,6	4,2	3,8	3,6
N_e ცხ. ძ	54	49	45	41	39
η_l	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/ეცხძს	220	237	266	292	310

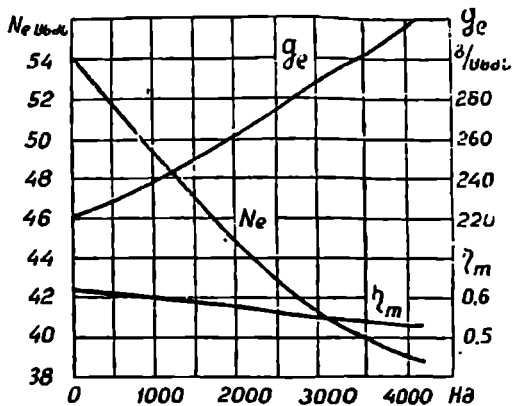
94-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ძრავას სასიმალო მახასიათებელი, აგებული-გამოაუვლის შედეგების მიხედვით.

მოცემულია: განზრახულია დაპროექტებულ იქნეს ЗИЛ—120 ძრავასათვის ჩაბერვის სისტემა, რომელმაც უნდა უზრუნველყოს სიმძლავრის მუდმივობა ყველა საანგარიშო სიმაღლეზე.

საჭიროა გამოითვალოს ძრავას ჩაბერვისათან დაკავშირებული პარამეტრები.

განგარიშებები უნდა შესრულდეს ზღვის დონიდან შემდეგი სიმაღლეებისათვის: $H = 0, 1000, 2000, 3000, 4000$ და 5000 მ.

ჩაბერვა ხორციელდება რუტის ტიპის დამკირხნით. დამკირხნის აძვრა მექანიკურია.



ნახ. 94. ძრავას სასიმაღლო მახასიათებელი

ძრავას საანგარიშო სიჩქარიითი რუეიშია $n = 2400$ ბრ/წ.

ჰაერის საათური ხარჯი იქნება:

$$V = 30 V_h n \tau_v \text{ მ}^3/\text{ს.}$$

ჰაერის იგივე ხარჯი წონით ერთეულებში

$$G = V \gamma_1 \text{ კგ/ს.}$$

თუ ძრავასათვის ЗИЛ—120 მივიღებთ $\tau_v = 0,7$ და გავითვალისწინებთ, რომ ნორმალური ატმოსფერული პირობებისათვის ჰაერის კუთრი წონა შეადგენს $\gamma_1 = 1,225$ კგ/მ³, მაშინ ზღვის დონისათვის მივიღებთ:

$$V = 30 \cdot 0,00555 \cdot 2400 \cdot 0,7 = 280 \text{ მ}^3/\text{ს}$$

და

$$G = 280 \cdot 1,225 = 344 \text{ კგ/ს.}$$

ზღვის დონიდან ყველა სიმაღლეზე ინდიკატორული სიმძლავრის მუდმივი სიდიდის შესანარჩუნებლად საჭიროა, რომ ყველა შემთხვევაში (როცა $n = 2400$ ბრ/წ) დამკირხნს ჰქონდეს მუდმივი და 344 კგ/ს ტოლი მწარმოებლობა.

ამის შესაბამისად დამკირხნის მოცულობითი მწარმოებლობა მოცემულ სიმაღლეზე იქნება:

$$V = \frac{344}{\gamma_1},$$

სადაც γ_1 არის საანგარიშო სიმაღლეზე ჰაერის კუთრი წონა. განგარიშების შედეგები თავმოყრილია 27-ე ცხრილში.

ხაწვის პარამეტრების ხიდადებები

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 კუთრი წონა γ კგ/მ ³	1,225	1,112	1,006	0,909	0,819	0,736
დამპირხნის საკირო მწარმოებლობა G კგ/ს	344	344	344	344	344	344
დამპირხნის მოცულობითი მწარმოებლობა V მ ³ /ს	280	308	341	378	420	467
იგვე V_k მ ³ /წმ	0,078	0,085	0,095	0,105	0,117	0,130

ჩაბერვის წნევა p_k უნდა განისაზღვროს დამპირხნის იმ მწარმოებლობის მიხედვით, რომელიც მას უნდა ჰქონდეს მოცემულ სიმაღლეზე. თუ მივიღებთ დამპირხნის მწარმოებლობის მუდმივობას, მაშინ გვექნება, რომ ჩაბერვის წნევა p_k ყველა სიმაღლეზე უნდა რჩებოდეს მუდმივი და ტოლი ჰაერის წნევისა ზღვის დონეზე.

ასეთ შემთხვევაში, იმის გამო, რომ ატმოსფერული ჰაერის წნევის შემცირების დროს უცვლელი დარჩება ჩაბერვის წნევა, — მოხდება, ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს, ჩაბერვის ჰარბი Δp_k წნევის ზრდა. კერძოდ მივიღებთ:

$$\Delta p_k = p_k - \mu p_0 = p_0 - \mu p_0 = p_0 (1 - \mu) \text{ კგ/სმ}^2.$$

სიმძლავრე, რომელიც საკიროა ჰაერის დამპირხნისათვის

$$N_k = \frac{V_k \cdot \Delta p_k \cdot 10^4}{75 \cdot \eta},$$

სადაც V_k მ³/წმ არის დამპირხნის მოცულობითი მწარმოებლობა;

η — დამპირხნისა და მისი აძვრის სისტემის მარგი ქმედების კოეფიციენტი.

თუ V_k -ს სიდიდეებს ავიღებთ 27-ე ცხრილიდან და ამასთანავე ჩვენი შემთხვევისათვის მივიღებთ, რომ $\eta = 0,88$, მაშინ უკანასკნელი ფორმულით შევძლებთ განვსაზღვროთ სიმძლავრე N_k .

ნორნალურ ატმოსფერულ პირობებში 3ИЛ—120 ძრავას ეფექტური სიმძლავრე საშუალოდ შეადგენს $N_p = 90$ ცხმ, ხოლო შექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტისათვის შეიძლება მივიღოთ $\eta_m = 0,77$.

ასეთ პირობებში ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრე იქნება:

$$N_I = \frac{N_c}{\eta_m} = \frac{90}{0,77} \approx 117 \text{ ცხ.ძ.}$$

თუ ჩაბერვა ხორციელდება ისეთნაირად, რომ ინდიკატორული სიმძლავრე ყველა სიმალლეზე რჩება მუდმივი, მაშინ ძრავას ეფექტური სიმძლავრე მოცემულ სიმალლეზე იქნება:

$$N_{em} = N_c - N_k = 90 - N_k.$$

ნეკანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_{mII} = \frac{N_{em}}{N_I}.$$

წინ მოყვანილი მსჯელობის დროს მიღებული იყო პირობა, რომ ხახუნის წესობა თვით ძრავაში არაა დამოკიდებული ჩაბერვის წნევაზე, რაც ჩვენს შემთხვევისათვის საეწინააღმდეგოა.

ჯამოთვლის შედეგები ნაჩვენებია 28-ე ცხრილში.

ცხრილი 28

სიმძლავრეების ცვალებადობის ხახობა

სიმალლე ზღვის დონიდან H მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
P_k კგ/სმ ²	1,033	1,033	1,033	1,033	1,033	1,033
ΔP_k კგ/სმ ²	—	0,116	0,222	0,318	0,405	0,483
$\frac{P_k}{\rho p_0}$	1,00	1,13	1,28	1,45	1,65	1,83
N_k ცხძ	0,0	1,5	3,2	5,0	7,1	9,5
N_I ცხძ	117	117	117	117	117	117
N_c ცხძ	90,0	88,5	86,8	85,0	82,9	80,5
η_m	0,77	0,76	0,75	0,73	0,71	0,69
N_c -ის შემცირება %/0	0,0	2,0	4,0	6,0	8,0	10,0

28-ე ცხრილის მონაცემები გვიჩვენებენ, რომ თუ ზღვის დონიდან სიმალლის მომატების დროს ჩაბერვის წნევა დატოვებული იქნება მუდმივი და ატმოსფერული ჰაერის ნორმალური წნევის ტოლი, — მაშინ ინდიკატორული სიმძლავრე დარჩება მუდმივი, ხოლო ეფექტური სიმძლავრე რამდენადმე შემცირდება.

ეს აიხსნება დამპირხნის აივრაზე სასარგებლო (ეფექტური) მუშაობის ხარჯვით.

იმისათვის, რომ მივალწით ძრავას ეფექტური სიმძლავრის მუდმივობას ყველა საანგარიშო სიმალლეზე, საჭიროა გავზარდოთ ჩაბერვის წნევა იმდენად, რამდენადაც მცირდება N_c (ცხრილი 28) P_k -ის მუდმივობის დროს.

29-ე ცხრილში ნაჩვენებია შესაბამისად გაზრდილი ჩაბერვისა და ჭარბო წნევის სიდიდეები.

ცხრილი 29

ჩაბერვის წნევის მიღებული ხიდიდეები

H მ	0	1000	2000	3000	4000	5000
P_k კგ/სმ ²	1,033	1,050	1,070	1,090	1,110	
ΔP_k კგ/სმ ²	—	0.133	0,259	0,375	0.482	0.530

საჭიროა აღინიშნოს, რომ ჩაბერვის p_k წნევის კორექტირების შედეგ, ჩამოდენილად შეიცვლება N_k და η_m , მაგრამ ეს ცვალებადობანი არაა დიდი და ისინი შეიძლება არ მივიღოთ მხედველობაში.

თუ საჭირო გახდება ამ ცდომილების გამოორიხება, მაშინ საკმარისია განმეორდეს ჩატარებული გაანგარიშება და დაზუსტდეს ეფექტური სიმძლავრის შემცირების პროცენტები.

ჰაერის ტემპერატურა დამჭირხნის შემდეგ განისაზღვრება გამოსახულებიდან.

$$T_k = \beta T_0 \left(-\frac{P_k}{\mu p_0} \right)^{\frac{n_c - 1}{n_c}}$$

დამჭირხნში ჰაერის კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლისათვის შეიძლება მივიღოთ $n_c = 1,6$.

თუ მივიღებთ, რომ შეთბობის ტემპერატურა $\Delta T = 12^\circ$, მაშინ ცილინდრში შესვლის წინ ნარევის ტემპერატურისათვის გვექნება:

$$T_k' = T_k + 12^\circ.$$

ცხრილი 30

ჩაბერვის ზოგადი პარამეტრის ხიდიდეები

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_{sk}	0,70	0,71	0,72	0,73	0,74	0.75

შევსების კოეფიციენტის კორექტირებისათვის შესაძლებელია გამოვიყენოთ დამოკიდებულება:

$$\eta_{sk} = \eta_s \sqrt{\frac{T_k}{T_0}}$$

სადაც $\eta_s = 0,7$ არის ძრავას შევსების კოეფიციენტი ჩაბერვის გარეზე მისი მუშაობის დროს.

ზემოთ მოყვანილი ფორმულების საშუალებით ჩატარებული გამოთვლის შედეგები ნაჩვენებია 30-ე ცხრილში.

თბური გაანგარიშების შემდეგი მსვლელობა შეიძლება იყოს ჩვეულებრივი.

მრულმხარა-ბარბაცა მექანიზმის კინემატიკა და ლინამიკა

მრულმხარა-ბარბაცა მექანიზმი *წრავას* ძირითადი მექანიზმია. ის დგუშის სწორხაზობრივ მოძრაობას მუხლა ლილვის ბრუნვით მოძრაობად გარდაქმნის.

მრულმხარა-ბარბაცა მექანიზმის ნაწილებზე მოქმედებს აირის წნევით შექმნილი დატვირთვები და მექანიზმის ნაწილების მოძრაობით გამოწვეული ინერციის ძალები.

სატრაქტორო და, განსაკუთრებით, სწრაფსელიან საავტომობილო *წრავებში* ინერციის ძალები თავისი სიდიდით უახლოვდება აირის წნევით შექმნილ ძალებს და ზოგ შემთხვევაში კიდევ აჯარბებს მათ; ამის გამო მრულმხარა მექანიზმის ნაწილების გაანგარიშება ინერციის ძალების გაუთვალისწინებლად დაუშვებელია.

გარდა ამისა, ინერციის ძალა, თუ ის გაწონასწორებული არაა. იწვევს ძრავას ნჯღრევასა და ვიბრაციას.

მრულმხარა ბარბაცა მექანიზმის ნაწილებზე მოქმედი ძალებისა და *წრავას* გაწონასწორების საკითხების შესწავლა ლინამიკის საგანს შეადგენს.

ვინაიდან მრულმხარა-ბარბაცა მექანიზმის მოძრავე ნაწილების ინერციის ძალები დამოკიდებულა ამ ნაწილების მოძრაობის დროს წარმოქმნილ აჩქარებაზე, ამიტომ ლინამიკის საკითხების განხილვამდე, აუცილებელია მექანიზმის კინემატიკური პარამეტრების შესწავლა.

§ 1. მრულმხარა-ბარბაცა მექანიზმის სამართო სქემა

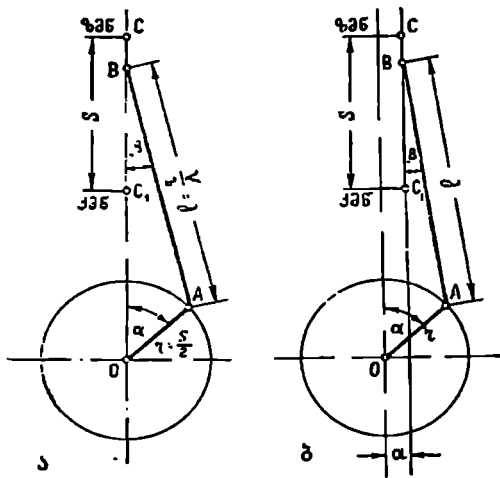
95-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ნორმალური (ა) და ლერძდენილი (ბ) მრულმხარა-ბარბაცა მექანიზმების სქემები.

ამ სქემებზე წერტილი *O* აღნიშნავს მრულმხარას (მუხლა ლილვის) ბრუნვის ცენტრს, *B*—ბარბაცას სახსრულ შეერთებას დგუშთან (ე. ი. დგუშის თითის ცენტრს), *A*—კი ბარბაცას შეერთებას მუხლა ლილვთან.

მრულმხარას ბრუნვის დროს დგუში (ე. ი. წერტილი *B*) ასრულებს ნომოსვლით მოძრაობას, ხოლო ბარბაცა—რთულ მოძრაობას.

ნორმალური მრულმხარა მექანიზმის თავისებურება ისაა, რომ აქ დგუშის თითისა და მრულმხარას ბრუნვის ცენტრები (წერტილები *B* და *O*) ცოლინდრის ლერძზე იმყოფებიან; ლერძდენილ მექანიზმებში ასეთი თანხედენა არა გვაქვს და ცოლინდრის ლერძი *a* მანძილით დაცდენილია მუხლა ლილვის ცენტრში გამავალი ლერძიდან. ლერძდენას მაშინაც ვღებულობთ, თუ მუხლა ლილვის ცენტრი ცოლინდრის ლერძზე რჩება, მაგრამ მისგან *a* მანძილით გადანაცვლებული იქნება დგუშის თითის ცენტრში გამავალი ლერძი.

თანამედროვე შიგაწვის ძრავებში ძირითადად იყენებენ ნორმალურ მრუდ-
მხარა-ბარბაცა მექანიზმს, მაგრამ მათთან ერთად განსაზღვრული რაოდენო-
ბით იყენებენ ლერძდენილ მექანიზმებსაც. ასეთი მექანიზმის გამოყენების მი-
ზანს ღგუშის გვერდით ზედაპირზე შექმნილი წნევის შემცირება წარმოადგენს.



ზოგ შემთხვევაში ლერძდენ-
ნა კონსტრუქციული მოსაზ-
რებითაც ხდება (მაგალი-
თად, იმ მიზნით, რომ ძრავ-
ას მუშაობის დროს ბარ-
ბაცა არ მოედოს მუშტა
ლილვს).

მოდრაობის დროს ღგუ-
ში აღწევს თავის განაპირა
მდგომარეობებს, სადაც მოძ-
რაობის შიმართულებას იც-
ვლის. ამ განაპირა მდგომა-
რეობებს, როგორც აღნიშ-
ნული იყო, მკედარ წერტი-
ლებს უწოდებენ. შესაბამის-
სად გვექნება ზედა მკედარი
წერტილი (ზმწ) და ქვედა
მკედარი წერტილი (ქმწ).

მკედარ წერტილებს
შორის მანძილი ღგუშის
სვლას გამოსახავს.

ნ.ნ. 95. ნორმალური და ლერძდენილი მექანიზმების
სქემები

მრუდმხარა მექანიზმისათვის საჭიროა მივიღოთ შემდეგი სტანდარტული
აღნიშვნები:

- S—ღგუშის სვლა;
- l—ბარბაცას სიგრძე ($l = AB$);
- r—მრუდმხარას რადიუსი;
- α—მრუდმხარას შემობრუნების კუთხე, ათვლილი ზედა მკედარი წერტი-
ლის შესაბამისი მდგომარეობიდან;
- β—ცილინდრის ლერძიდან ბარბაცას განხრის კუთხე.

მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის დაპროექტების დროს ხელმძღვანელობენ
ძრავას თბური გაანგარიშების შედეგად მიღებული ღგუშის სვლის სიდიდით.
ანავე პარამეტრით ანგარიშობენ მრუდმხარას რადიუსის სიდიდეს. რაც შეე-
ხება ბარბაცას სიგრძეს, მას აწესებენ სხვა მსგავსი ძრავების მიხედვით.

რაც უფრო დიდია ბარბაცას სიგრძე, მით უფრო ნაკლებია მისი განხ-
რის კუთხე და ამის გამო ნაკლებია ღგუშის წნევა ცილინდრის კედელზე.
მაგრამ ამავე დროს ბარბაცას სიგრძის ზრდა ძრავას გაბართვების და წონის
გადადებას იწვევს.

ბარბაცას სიგრძის შერჩევის გაადვილების მიზნით შემოღებულა კოე-
ფიციენტი

$$\lambda = \frac{r}{l}$$

რომლის სიდიდე არსებული კონსტრუქციებისათვის მოცემულია ცნობარებში. თანამედროვე ძრავებისათვის ეს კოეფიციენტი იცვლება ზღვრებში

$$\lambda = 0,2 \div 0,3.$$

ბარბაცას შერჩეული სიგრძე აუცილებლად უნდა შემოწმდეს კონსტრუქციული თვალსაზრისითაც; კერძოდ, შესაძლებელია მუშაობის დროს ბარბაცა მოედოს ცილინდრის ქვედა ნაწილს და ამ მიზეზის გამო საჭირო გახდეს ბარბაცას სიგრძის რამდენიმედ გადიდება. ასეთი შემთხვევა უფრო მოსალოდნელია მცირე დიამეტრის მქონე ცილინდრებიან ძრავებში.

სიმარტივისათვის ხშირად მრუდმხარა-ბარბაცა შექანიზმს მრუდმხარა შექანიზმს უწოდებენ.

§ 2. ნორმალური მრუდმხარა შექანიზმის კინემატიკა

ნორმალურ მრუდმხარა შექანიზმს ზოგი ავტორი ცენტრალურ შექანიზმს უწოდებს. ასეთი შექანიზმის სქემა 96-ე ნახ-ზეა ნაჩვენები.

როდესაც დგუში ზედა მკედარ წერტილშია, მაშინ დგუშის თითის ცენტრს C წერტილი გამოსახავს, ხოლო მრუდმხარას სატაცის ცენტრს — A_1 წერტილი.

ამ მდგომარეობაში ბარბაცა და მრუდმხარა ერთ სწორ ხაზზე იმყოფებიან ($CO = l - r$). როდესაც დგუში ქვედა მკედარ წერტილში გადავა, მაშინ C გადაინაცვლებს C_1 წერტილში, ხოლო A_1 კი — A_{II} წერტილში.

დგუშის ზედა მკედარი წერტილის შესაბამის მდგომარეობას ლებულობენ, როგორც შექანიზმის საწყის მდგომარეობას, და აქედან აწარმოებენ მრუდმხარას შემობრუნების კუთხის (α), დგუშის გადაადგილების (x) და ბარბაცას განხრის კუთხის (β) ათვლას.

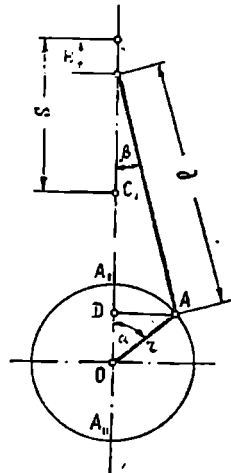
ჩვეულებრივად მრუდმხარა შექანიზმის კინემატიკასა და დინამიკას ირავას დამყარებული რეჟიმით მუშაობის შესაბამისად იხილავენ; ამ დროს მუხლა ლილვის ბრუნთარიცხვი მუდმივია და, მაშასადამე, ბრუნვა თანაბარია.

რადგან თანაბარი ბრუნვის დროს მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხე დროის პირდაპირ პროპორციულია, ამიტომ, საანგარიშო ფორმულების გამარტივების მიზნით, შექანიზმის კინემატიკური პარამეტრები გამოისახება არა დროის, არამედ მრუდმხარას მობრუნების კუთხის ცვალებადობის მისელებით.

თუ მუხლა ლილვის ბრუნთა. რიცხვია n ბრ/წმ, მაშინ მუხლა ლილვის მიერ ერთ წამში შესრულებული კუთხე იქნება $\frac{360 \cdot n}{50} = 6n^\circ$. აქედან გამომდინარეობს, რომ ლილვის α კუთხით შემობრუნების შესაბამისი დრო იქნება.

$$t = \frac{\alpha}{6 \cdot n} \text{ წამი.}$$

(199)



ნახ. 96. ნორმალური მრუდმხარა შექანიზმის სქემა

მექანიზმის კინემატიკურ პარამეტრებს შორის დამოკიდებულების განმსაზღვრელი ფორმულების გამოყენების გამარტივების მიზნით სასურველია წინასწარ დაფიქსირებულ დამოკიდებულება α და β კუთხეებს შორის.

ამ დამოკიდებულების დამყარება ადვილია მრუდმხარა მექანიზმის სქემის მიხედვით (ნახ. 96), საიდანაც გვაქვს

$$AD = l \sin \beta = r' \sin \alpha.$$

ამ ტოლობიდან ვღებულობთ

$$\sin \beta = \frac{r'}{l} \sin \alpha = \lambda \sin \alpha. \quad (200)$$

ბარბაცას განხრის მაქსიმალური β_{\max} კუთხის საანგარიშოდ გვექნება ტოლობა

$$\sin \beta_{\max} = \lambda. \quad (201)$$

ადვილი წარმოსადგენია, რომ კუთხე β მრუდმხარას ერთ შემობრუნებაზე ორჯერ მიაღწევს თავის მაქსიმუმს.

(200) ტოლობის გამოყენებით შეიძლება დავწეროთ:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}.$$

ამ ტოლობის მარჯვენა ნაწილის დაშლა ნიუტონის ბინომის მიხედვით გვაცდევს

$$\cos \beta = 1 - \frac{\lambda^2 \sin^2 \alpha}{2} - \frac{\lambda^4 \sin^4 \alpha}{8} \dots$$

λ კოეფიციენტის გავრცელებული მნიშვნელობისათვის მიღებული განმოსახლებების შესანე და სხვა მომდევნო წევრების სიდიდე შეტად მცირეა და შეიძლება მხედველობაში არ შევიღოთ. ასეთი პირობის მიხედვით გვექნება

$$\cos \beta \approx 1 - \frac{\lambda^2 \sin^2 \alpha}{2}, \quad (202)$$

ქვემოთ განხილულია მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის მოძრავი ნაწილების კინემატიკური პარამეტრები ცალ-ცალკე.

მრუდმხარას კინემატიკა

მრუდმხარას (ე. ი. მუხლა ლილვის) ბრუნვის კუთხური სიჩქარე იანგარიშება მისი ბრუნთა რიცხვის მიხედვით, რისთვისაც გამოიყენება ტოლობა

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} \text{ 1/წმ}, \quad (203)$$

სადაც n არის მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში.

მრუდმხარას სატაციის ცენტრის (ნახ. 96, წერტილი A) წრიული სიჩქარე იღნება:

$$V = \frac{2\pi r n}{60} \text{ მ/წმ} \quad (204)$$

ან

$$V = r \omega \text{ მ/წმ}. \quad (205)$$

ვინაიდან მუხლა ლილვის ბრუნვა თანაბარია, ამიტომ მრუდმხარას სატა-
ცის ჯერძი განიკლის ნორმალურ ცენტრისკენულ აჩქარებას. ამ აჩქარების
სიდიდე მუდმივია და გამოითვლება ტოლობით

$$j_{\lambda} = r \omega^2 \text{ მ/წმ}^2. \quad (206)$$

დგუშის მიერ გავლილი მანძილი

როდესაც მრუდმხარა α კუთხით შემობრუნდება, დგუში გაივლის x მან-
ძილს. სქემის მიხედვით შეიძლება დაეწეროს (ნახ. 96)

$$x = CO - BO,$$

სადაც:

$$CO = l + r$$

და

$$BO = BD + DO = l \cos \beta + r \cos \alpha;$$

ამგვარად

$$x = l + r - (l \cos \beta + r \cos \alpha). \quad (207)$$

ან ტოლობაში $\cos \beta$ -ს მაგიერ (202) ტოლობიდან მისი მნიშვნელობის
შეტანით მივიღებთ

$$\begin{aligned} x &= l + r - \left(l - \frac{l \lambda^2 \sin^2 \alpha}{2} + r \cos \alpha \right) = l + r - l + \\ &+ \frac{l \lambda^2 \sin^2 \alpha}{2} - r \cos \alpha. \end{aligned}$$

თუ ფრჩხილებს გარეთ გამოვიტანთ r -ს, გვექნება

$$x = r \left(1 + \frac{l \lambda^2 \sin^2 \alpha}{2r} - \cos \alpha \right).$$

მაგრამ, რადგანაც $\frac{l}{r} = \frac{1}{\lambda}$, ამიტომ საბოლოოდ შეიძლება დაეწეროს

$$x = r \left(1 + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha - \cos \alpha \right) \quad (208)$$

თუ წარმოვიდგენთ, რომ მრუდმხარამ შეასრულა ნახევარი შემობრუნება
და, ნაწასადამე, $\alpha = 180^\circ$, მაშინ (208) ტოლობის მიხედვით მივიღებთ

$$x = 2r = S,$$

ე. ი. მრუდმხარას ნახევარი შემობრუნების დროს დგუში აკეთებს ერთ სვლას.
თუ მრუდმხარამ შეასრულა მეოთხედი შემობრუნება და $\alpha = 90^\circ$, მაშინ

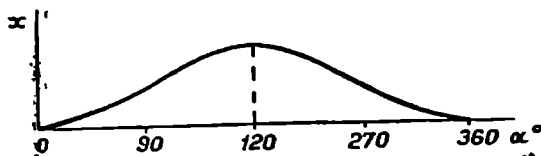
$$x = r + \frac{r \lambda}{2},$$

ე. ი. როცა მრუდმხარა შეასრულებს მეოთხედ შემობრუნებას, დგუში ნახევარ
სვლას კი არ გაივლის, არამედ $\frac{r \lambda}{2}$ სიდიდით მეტს.

უნდა გვახსოვდეს, რომ დგუშის გადაადგილების სიდიდე მუდამ აითე-
ლება ზედა მკვლარი წერტილიდან, რის გამოც მრუდმხარას ბრუნვის დროს

პირველ ნახევარში დგუშის გადაადგილება მატულობს, ხოლო მრუდმხარას ბრუნვის დროს მეორე ნახევარში კლებულობს.

(208) ტოლობის მიხედვით ადვილია დგუშის გადაადგილების გამოთვლა x -ს ნებისმიერი მნიშვნელობისათვის. ეს გარემოება საშუალებას გვაცდევს



ნახ. 97. დგუშის გადაადგილების გრაფიკი

(208) ტოლობის დახმარებით ავაგოთ დგუშის გადაადგილების ცვლებადობის გრაფიკი. ასეთი სანიშნურო გრაფიკი ნაჩვენებია 97-ე ნახ-ზე.

დგუშის მიერ გავლილი მანძილის განმარტებობს გრაფიკულ

სათვლელად, გარდა აღწერილი ანალიზური ხერხისა, ხერხებიც; განვიხილოთ ისინი ცალ-ცალკე.

დგუშის მიერ გავლილი მანძილის განსაზღვრის პირველი გრაფიკული ხერხი. ეს ხერხი შემდეგში მდგომარეობს (ნახ. 98): მრუდმხარას O ცენტრიდან ქვევით გადავზოძავთ მანძილს $\frac{\lambda r}{2}$; მიღებული O' წერტილიდან გავავლებთ

x კუთხაა დახრილ ხაზს და ვიღებთ გადაკვეთით M წერტილის პროექციას ძრავას ღეროზე, ე. ი. ვლებულობთ C წერტილს.

მონაკვეთი AC ეთანადება მრუდმხარას x კუთხით შემობრუნებისას დგუშის მიერ გავლილ x მანძილს.

მართლაც, შეიძლება დავწეროთ, რომ

$$AC = AB + BC,$$

სადაც:

$$AB = r - r \cos \alpha$$

და

$$BC = NS = NM \sin \alpha;$$

მაგრამ

$$NM = DO = OO' \sin \alpha = \frac{\lambda r}{2} \sin \alpha$$

და, მაშასადამე,

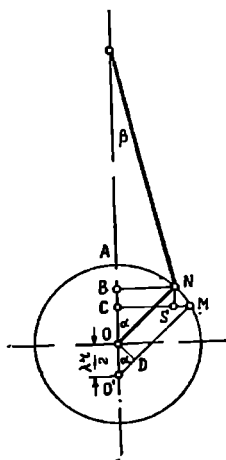
$$BC = \frac{\lambda r \sin^2 \alpha}{2}.$$

AC -ს გამოსახულებაში AB -ს და BC -ს მნიშვნელობათა შეტანით გვექნება

$$AC = r - r \cos \alpha + \frac{\lambda r \sin^2 \alpha}{2} = r \left(1 + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha - \cos \alpha \right).$$

მიღებული გამოსახულების შედარება (208) ტოლობასთან გვარწმუნებს, რომ

$$AC = x.$$



ნახ. 98. დგუშის მიერ გავლილი მანძილის განსაზღვრის პირველი გრაფიკული ხერხი

აღწერილი ხერხი სავსებით ზუსტი არ არის, ვინაიდან აქ დაშვებული იყო NM ქორდისა და OD მონაკვეთის ტოლობა.

დგუშის მიერ გავლილი მანძილის განსაზღვრის მეორე გრაფიკული ხერხი. განსახილველი ხერხი (ნახ. 99) პირველთან შედარებით უფრო ზუსტ შედეგს იძლევა.

ამ შემთხვევაში დგუშის ზედა მკვდარი წერტილის შესაბამისი მდგომარეობიდან ბარბაცას სიგრძის ტოლი l რადიუსით ვატარებთ A_1A_2 რკალს.

დგუშის გადაადგილების სიდიდეს მივიღებთ, თუ მრუდმხარას ბოლო წერტილიდან გაატარებთ ცილინდრის ღერძის პარალელურ ხაზს A_1A_2 რკალის გადაკვეთამდე მაგალითად, როცა მრუდმხარა შემობრუნდა α_1 კუთხით (ნახ. 99), დგუშმა გაიარა A_1C_1 მონაკვეთის ტოლი მანძილი; როცა მრუდმხარა შემობრუნდა α_2 კუთხით, დგუშმა გაიარა A_2C_2 მონაკვეთის ტოლი მანძილი და ა. შ.

ამ გარემოების დასადასტურებლად შევვიძღვარე დაწვეროთ

$$A_1C_1 = A_1B_1 + B_1C_1;$$

მაგრამ

$$A_1B_1 = l - l \cos \alpha_1 \text{ და } B_1C_1 = r - r \cos \alpha_1,$$

რის შედეგად გვექნება

$$A_1C_1 = l - l \cos \alpha_1 + r - r \cos \alpha_1.$$

მიღებული გამოსახულების შედარება

(207) ტოლობასთან გვარწმუნებს, რომ

$$A_1C_1 = x.$$

დგუშის სიჩქარე

დგუშის გადაადგილების W სიჩქარე, მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხის შესაბამისად, შეიძლება განესაზღვროთ, როგორც გავლილი მანძილის წარმოებული დროით

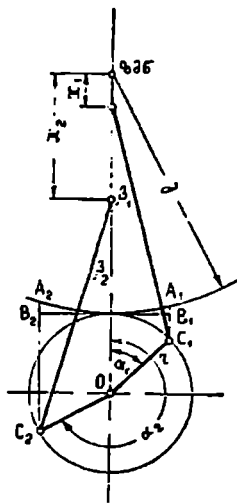
$$W = \frac{dx}{dt}.$$

მაგრამ x -ის გამოსახულების უშუალო განწარმოება დროით შეუძლებელია, რადგანაც იქ ცვლადია α .

ამ მიზეზის გამო დაწერილი ტოლობის მარჯვენა ნაწილი გავამრავლოთ და გავყოთ $d\alpha$ -ზე. შეიძლება

$$W = \frac{dx d\alpha}{d\alpha dt} = \omega \frac{dx}{d\alpha},$$

სადაც $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$ მუხლა ლილვის ბრუნვის კუთხური სიჩქარეა.



ნახ. 99. დგუშის მიერ გავლილი მანძილის განსაზღვრის მეორე გრაფიკული ხერხი

დგუშის მიერ გავლილი მანძილის გამოსახულების (ფორმულა 208) განწარმოება გვაცლებს

$$\frac{dx}{d\alpha} = r \left(\frac{\lambda}{2} 2 \sin \alpha \cos \alpha + \sin \alpha \right) = r \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right),$$

რის გამო

$$W = r\omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (209)$$

ვინაიდან $V = r\omega$ მრუდმხარას სატაციის ცენტრის წრეული სიჩქარეა, ანტიკომ (209) ტოლობა შეიძლება დავწეროთ შემდეგი სახითაც:

$$W = V \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (210)$$

გამოყვანილი ტოლობების მიხედვით ვღებულობთ, რომ მკვდარ წერტილებში, როცა

$$\alpha = 0^\circ$$

ან

$$\alpha = 180^\circ,$$

დგუშის სიჩქარე ნულის ტოლია.

თუ წარმოვიდგენთ, თითქოს ბარბაცას სიგრძე უსასრულოდ დიდია, მაშინ მივიღებთ

$$W = V \cdot \sin \alpha,$$

რაც იმას ნიშნავს, რომ ასეთ შემთხვევაში დგუშის სიჩქარე ცილინდრის ლერძზე მრუდმხარას წრეული სიჩქარის პროექციის ტოლი იქნებოდა.

გარდა ამისა, ასეთი პირობისათვის დგუშის უდიდეს სიჩქარეს მივიღებდით მაშინ, როცა $\alpha = 90^\circ$.

სინამდვილეში იმის გამო, რომ ბარბაცას განსაზღვრული სიგრძე აქვს, დგუშის სიჩქარე თავის მაქსიმუმს აღწევს უფრო ადრე. მისი შესაბამისი α კუთხის სიდიდის განსაზღვრისათვის საჭიროა ავიღოთ $\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha$ სიდიდის წარმოებული და ის გავეტოლოთ ნულს.

ანრიგად, დგუშის უდიდესი სიჩქარის შესაბამისი α კუთხის გამოსათვლელად გვექნება ტოლობა

$$\frac{d \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)}{d\alpha} = 0,$$

საიდანაც:

$$\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha = 0$$

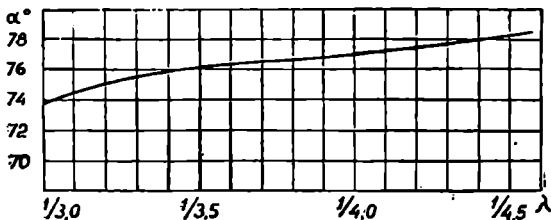
ან

$$\frac{\lambda \cos 2\alpha}{\cos \alpha} = -1. \quad (211)$$

ამ განტოლებიდან განსაზღვრული α კუთხე გვაძლევს მრუდმხარას ისეთ მდგომარეობას, რომლის დროსაც დგუშის სიჩქარე უდიდესია. საინტერესოა ის გარემოება, რომ შექინიზმის სწორედ ამ მდგომარეობაში კუთხე ბარბაცასა და მრუდმხარას შორის დაახლოებით 90° -ის ტოლი გამოდის.

ამის მიხედვით შეგვიძლია მივიღოთ, რომ დგუშის სიჩქარე მაქსიმუმს მაშინ მიაღწევს, როდესაც ბარბაცა და მრუდმხარა ერთმანეთის მართობია.

α კუთხის სიდიდეები, რომლებიც შეესაბამება დგუშის უდიდეს სიჩქარეს λ -ს სხვადასხვა მნიშვნელობისათვის, მოცემულია დიაგრამაზე (ნახ. 100).



ნახ. 100. დიაგრამა დგუშის სიჩქარის მაქსიმუმის შესაბამისი α კუთხის გამოსარკვევად

დგუშის საშუალო სიჩქარე. მრუდმხარას ერთი შემობრუნების დროს დგუში გაივლის $2S$ მანძილს. ამის შესაბამისად დგუშის მიერ ერთ წამში გავლილი მანძილი იქნება

$$\frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30};$$

ამრიგად, დგუშის საშუალო სიჩქარეა

$$u = \frac{S \cdot n}{30}, \quad (212)$$

სადაც: n არის მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში;

S —დგუშის სვლა.

მრუდმხარას სატაყის ცენტრის წრიული სიჩქარე

$$V = \frac{2\pi r n}{60} = \frac{\pi S \cdot n}{60},$$

რაც უფლებას გვაძლევს დავწეროთ

$$u = \frac{2}{\pi} V = 0,626 V. \quad (213)$$

ასევე შეიძლება დავწეროთ

$$V = \frac{\pi}{2} u = 1,57 u. \quad (214)$$

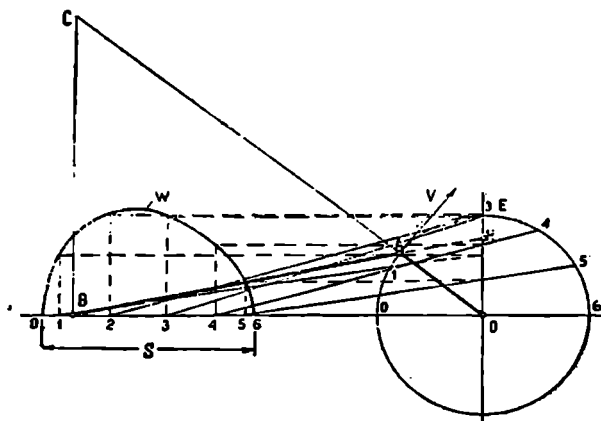
დგუშის სიჩქარის განსაზღვრის გრაფიკული ხერხი. თუ ავაგებთ მრუდმხარა შექანიზმის სქემას ისეთი მასშტაბით, რომ მრუდმხარას OA რადიუსი (ნახ. 127) უდრიდეს მის წრიულ V სიჩქარეს და ბარბაცას გავაგრძელებთ ცილინდრის ღერძის მართობ, მრუდმხარას ბრუნვის წრის დიამეტრის გადაკვეთამდე, მაშინ OH მონაკვეთი გამოსახავს დგუშის სიჩქარეს განსახილველი მომენტისათვის.

ასეთი დასკვნის შესამოწმებლად გამოვიყენოთ შემდეგი მსჯელობა.

წერტილი B ეკუთვნის ბარბაცას და მოძრაობს დგუშთან ერთად, ე. ი. მისი სიჩქარე დგუშის W სიჩქარეს უდრის (ნახ. 101), ასევე წერტილი A

დგუთენის ბარბაცას და ბრუნავს შრულმხარასთან ერთად, მაშასადამე, მისი სიჩქარე შრულმხარას წრიულ V სიჩქარეს უდრის.

თუ აღვმართავთ W და V სიჩქარეების პერპენდიკულარებს, მაშინ მათი



ნახ. 101. დგუშის სიჩქარის განსაზღვრის გრაფიკული ზერხი

გადაკვეთის C წერტილი მოგვეყვამ ბარბაცას ქანაობის მუისა ცენტრს, რომლის მიმართ შეიძლება დავწეროთ:

$$W = \omega_1 \cdot BC$$

და

$$V = \omega_1 \cdot AC.$$

სადაც ω_1 არის ბარბაცას ქანაობის მუისა კუთხური სიჩქარე.

ამ ტოლობების ერთმანეთზე გაყოფით ვღებულობთ

$$\frac{W}{V} = \frac{BC}{AC}.$$

მაგრამ AOH და ABC სამკუთხედების მსგავსებიდან გვაქვს

$$\frac{BC}{AC} = \frac{OH}{OA},$$

რაც უფლებას გვაძლევს დავწეროთ

$$\frac{W}{V} = \frac{OH}{OA},$$

საიდანაც

$$W = V \frac{OH}{OA}.$$

თუკი შრულმხარა მექანიზმის სქემა აგებულია ისეთი მასშტაბით, რომ $OA = V$, მაშინ გვექნება

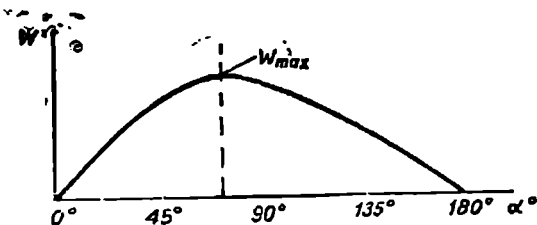
$$W = OH.$$

ასეთი წესით შესაძლებელია გრაფიკულად გამოვარკვიოთ დგუშის სიჩქარის სიდიდე შრულმხარას ნებისმიერი მდგომარეობისათვის. 101-ე ნახ-ზე განსაზღვრულია დგუშის სიჩქარე შრულმხარას რამდენიმე მდგომარეობისათვის

და ამის საფუძველზე აგებულია სიჩქარის ცვალებადობის მრუდი ღვეშის გადაადგილებაზე დამოკიდებულებით.

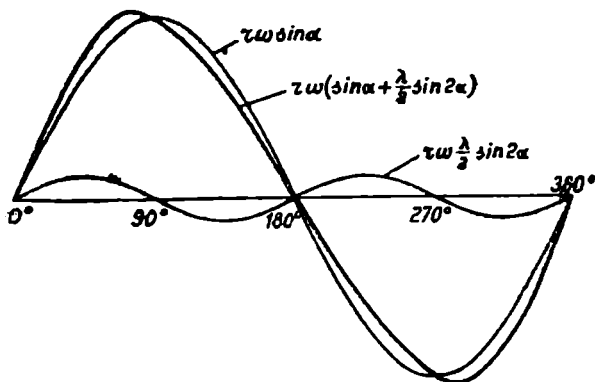
ღვეშის სიჩქარის გრაფიკი. პრაქტიკული გამოყენებისათვის ხშირად ხელსაყრელია ღვეშის სიჩქარის ცვალებადობა გრაფიკით გამოვსახოთ α და W კოორდინატებში.

ასეთი გრაფიკის აგება შესაძლებელია (209) ტოლობის გამოყენებით. მართლაც, თუ ამ ტოლობით ვიანგარიშებთ ღვეშის სიჩქარეს მრუდმხარას



ნახ. 102. ღვეშის სიჩქარის გრაფიკი

რამდენიმე მდგომარეობისათვის (ვთქვათ, ყოველი 15 ან 20°-ს შემდეგ), მაშინ, განსაზღვრული მასშტაბის შერჩევის შემდეგ, ადვილად მოხერხდება საკირო გრაფიკის აგება. ასეთი სანიმუშო გრაფიკი ნაჩვენებია 102-ე ნახ-ზე.



ნახ.103. ღვეშის სიჩქარის სინუსოიდები

ღვეშის სიჩქარე შეგვიძლია აგრეთვე წარმოვიდგინოთ, როგორც ორი სინუსოიდის ჯამი. მართლაც, (209) ტოლობის მიხედვით გვაქვს

$$W = r\omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) = r\omega \sin \alpha + r\omega \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha,$$

რაც იმის მიჩვენებელია, რომ ღვეშის სიჩქარე შედგება ორი სინუსოიდისაგან. პირველი რიგის სინუსოიდა $r\omega \sin \alpha$

და მეორე რიგის სინუსოიდა $r\omega \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha$.

ამრიგად, შესაძლებელია ცალ-ცალკე ავავოთ ნაჩვენებები სინუსოიდები და შემდეგ, ორდინატების შეკრებით, ავავოთ მათი ჯამი.

ასეთი აგების მაგალითი ნაჩვენებია 103-ე ნახ-ზე.

დგუშის აჩქარება

დგუშის აჩქარება განისაზღვრება, როგორც სიჩქარის წარმოებული დრო-ით. ამის საფუძველზე გვაქვს

$$j = \frac{dW}{dt} = \frac{dW \cdot d\alpha}{d\alpha \cdot dt} = \omega \frac{dW}{d\alpha}.$$

დგუშის სიჩქარის გამომსახველი (209) ტოლობის განწარმოებით ვღებულობთ

$$\frac{dW}{d\alpha} = r\omega \left(\cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \cos 2\alpha \cdot 2 \right) = r\omega (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha),$$

რის გამო

$$j = r\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha). \quad (215)$$

α -ს მნიშვნელობა, რომელსაც ეთანადება აჩქარების მაქსიმუმი, შეგვიძლია ვიპოვოთ ტოლობიდან

$$\frac{d(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)}{d\alpha} = 0.$$

საიდანაც:

$$\sin \alpha + 2\lambda \cdot \sin 2\alpha = 0$$

ან

$$\sin \alpha \left(1 + \frac{2\lambda \sin 2\alpha}{\sin \alpha} \right) = 0,$$

რაც გვაძლევს

$$\sin \alpha = 0.$$

ეს პირობა შეესაბამება მრუდმხარას მდგომარეობას, როდესაც $\alpha = 0^\circ$ ან $\alpha = 180^\circ$ და, მაშასადამე, გამოდის. რომ დგუშის აჩქარება მკვედარ წერტილებში უდიდესია.

მრუდმხარას იმ მდგომარეობის მოსაძებნად, როდესაც აჩქარება ნულის ტოლია, შეიძლება დაეწეროთ ტოლობა

$$j = r\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) = 0.$$

საიდანაც:

$$\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha = 0$$

ან

$$\frac{\lambda \cdot \cos 2\alpha}{\cos \alpha} = -1. \quad (216)$$

მიღებულ შედეგს შედარება (211) ტოლობასთან გვარწმუნებს, რომ დგუშის აჩქარება მაშინაა ნულის ტოლი, როცა სიჩქარე მაქსიმალურია.

დგუშის აჩქარების გრაფიკი. თუ (215) ტოლობის მიხედვით ვიანგარიშებთ დგუშის აჩქარების სიდიდეებს მრუდმხარას რამდენიმე მდგომარეობისათვის, მაშინ ადვილად მოხერხდება α და j კოორდინატებში დგუშის აჩქარების გრაფიკის აგება.

ასეთი წესით აგებული დგუშის აჩქარების სანიმუშო გრაფიკი ნაჩვენებია 104-ე ნახ.ზე.

გრაფიკი გვიჩვენებს, რომ ზედა და ქვედა მკვდარ წერტილებში აჩქარება საწინააღმდეგო მიმართულებებისაა. გარდა ამისა, ზმწ-ში აჩქარების აბსოლუტური სიდიდე მეტია ქმწ-ში მიღებული აჩქარების აბსოლუტურ სიდიდესთან შედარებით. საწინააღმდეგო ნიშნების არსებობის გამო შეიძლება მივიღოთ ზმწ-ში განვითარებული აჩქარება მაქსიმალურად, ხოლო ქმწ-ში განვითარებული აჩქარება კი მინიმალურად. ამის შესაბამისად (215) ფორმულა გვაძლევს: ზედა მკვდარი წერტილისათვის, როცა $\alpha = 0$,

$$j_{max} = r\omega^2(1+\lambda); \quad (217)$$

ქვედა მკვდარი წერტილისათვის, როცა $\alpha = 180^\circ$,

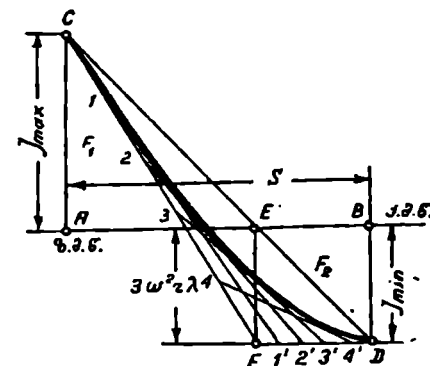
$$j_{min} = r\omega^2(-1+\lambda)$$

ან

$$j_{min} = -r\omega^2(1-\lambda). \quad (218)$$

დგუშის აჩქარება შეიძლება აგრეთვე წარმოვიდგინოთ, როგორც ორი კოსინუსოიდის ჯამი. მართლაც (215) ფორმულის მიხედვით გვაქვს

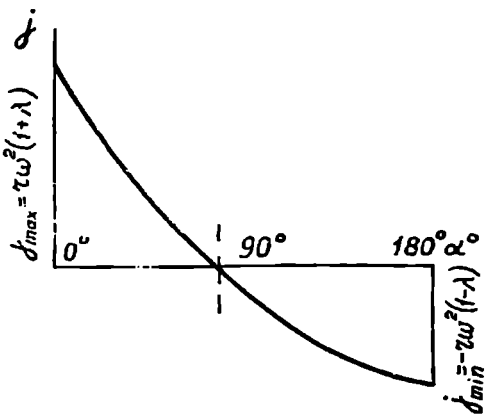
$$j = r\omega^2(\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) = r\omega^2 \cos \alpha + r\omega^2 \lambda \cos 2\alpha,$$



ნახ. 105. დგუშის აჩქარების გრაფიკული განსაზღვრა

დგუშის აჩქარების განსაზღვრის გრაფიკული ხერხი. აჩქარების განსაზღვრა გრაფიკული ხერხით მარჯვეა პრაქტიკული გამოყენებისათვის, რის გამოც მას დიდი გავრცელება აქვს მოპოვებული.

აგება შემდეგნაირად წარმოებს (ნახ. 105).



ნახ. 104. დგუშის აჩქარების გრაფიკი

რაც იმის მაჩვენებელია, რომ დგუშის აჩქარება შედგება ორი კოსინუსოიდისაგან:

პირველი რიგის კოსინუსოიდა

$$r\omega^2 \cos \alpha$$

და მეორე რიგის კოსინუსოიდა

$$r\omega^2 \lambda \cos 2\alpha.$$

ამრიგად, შესაძლებელია ცალკე ავგაოთ ნაჩვენები კოსინუსოიდები და შემდეგ, ორდინატების შეკრებით, ავგაოთ მათი ჯამი.

დგუშის სვლის ტოლი მონაკვეთის საწყისი A წერტილიდან ზევით გადავზომავეთ $j_{max} = r\omega^2(1 + \lambda)$ სიდიდეს, ხოლო B წერტილიდან ქვევით კი $j_{min} = -r\omega^2(1 - \lambda)$ სიდიდეს. მიღებულ C და D წერტილებს შევადერთებთ. გადაკვეთის E წერტილიდან, AB მონაკვეთის მართობულად, გადავზომავეთ ქვევით $3r\omega^2\lambda$ სიდიდეს. მიღებულ F წერტილს ვაერთებთ C და D წერტილებთან. GF და DF მონაკვეთებს ვყოფთ ერთნაირი რაოდენობის რამდენიმე თანაბარ ნაწილად. წერტილებს $1-1'$, $2-2'$, $3-3'$ და ა. შ. ერთმანეთთან ვაერთებთ.

ჩახაზული მრუდი, რომელიც ეხება $1-1'$, $2-2'$, $3-3'$ და ა. შ. მონაკვეთებს, წარმოადგენს აჩქარების ცვალებადობის დიაგრამას. F_1 და F_2 ფართობების ტოლობა აგების სისწორის მაჩვენებელია.

ბარბაცას კუთხური სიჩქარე და აჩქარება

ბარბაცას კუთხური სიჩქარე დგუშის თითის ცენტრის გარშემო მისი ქანაობის დროს. თუ განვიხილავთ ბარბაცას ქანაობას დგუშის თითის ცენტრის გარშემო, მაშინ ბარბაცას განხრის სიდიდე ყოველ ალებულ მომენტში გამოისახება β კუთხით (ნახ. 106).

β კუთხის წარმოებული დროით მოგვცემს ბარბაცას კუთხურ სიჩქარეს (ω_1) დგუშის თითის ცენტრის გარშემო მისი ქანაობის დროს. ამის საფუძველზე გვიქნება

$$\omega_1 = \frac{d\beta}{dt} \quad (219)$$

აღრე ნაჩვენები იყო, რომ

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha,$$

რის დროით განწარმოება გვაძლევს:

$$\frac{d \sin \beta}{d\beta} \cdot \frac{d\beta}{dt} = \lambda \cdot \frac{d \sin \alpha}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt},$$

ან

$$\omega_1 \cdot \cos \beta = \omega \lambda \cdot \cos \alpha,$$

საიდანაც

$$\omega_1 = \omega \lambda \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \quad (220)$$

თუ მიღებულ ტოლობაში $\cos \beta$ -ს შევცვლით მისი გამოსახულებით (202) ტოლობიდან, გვიქნება

$$\omega_1 = \omega \lambda \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \quad (221)$$

ნახ. 106. მრუდმზარა მექანიზმის სქემა

სადაც ω არის მუხლა ლილვის კუთხური სიჩქარე.

ბარბაცას კუთხური სიჩქარე მრუდმხარას სატაციის ცენტრის გარშემო მისი ქანაობის დროს. ამ შემთხვევაში ბარბაცას განხრის კუთხური მანძილი გამოისახება კუთხით (ნახ. 106)

$$\varphi = \alpha + \beta.$$

ბარბაცას კუთხური სიჩქარე იქნება

$$\omega_2 = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{d\alpha}{dt} + \frac{d\beta}{dt} = \omega + \omega_1 \quad (222)$$

ან საბოლოოდ

$$\omega_2 = \omega + \omega_1 \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} = \omega \left(1 + \frac{\lambda \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right) \quad (223)$$

ბარბაცას კუთხური აჩქარება დგუშის თითის ცენტრის გარშემო მისი ქანაობის დროს. განსახილველ შემთხვევაში ბარბაცას აჩქარება

$$j_{\Sigma} = \frac{d\omega_1}{dt} = \frac{d\omega_1}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{d\omega_1}{d\alpha}. \quad (224)$$

თუ გავიხსენებთ ω_1 -ის გამოსახულებას (221) ფორმულის მიხედვით და დავუშვებთ მუხლა ლილვის კუთხური სიჩქარის მუდმივობას, მაშინ განწარმოებთ მივიღებთ

$$j_{\Sigma} = \omega^2 \lambda \frac{-\sin \alpha \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} + \cos \alpha \frac{\lambda^2 \sin \alpha \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}}}{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}.$$

ზოგიერთი გამარტივების შემდეგ საბოლოოდ გვექნება

$$j_{\Sigma} = \omega^2 \lambda \sin \alpha \frac{\lambda_2 - 1}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{3/2}}. \quad (225)$$

ბარბაცას ქანაობის კუთხურ აჩქარებას მრუდმხარას სატაციის ცენტრის შინაბრთ ასეთივე სახე ექნება, რადგანაც $[\omega_2 = \omega + \omega_1$ და ω -ს მუდმივობის გამო

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{d\omega_1}{dt} = j_{\Sigma}.$$

(225) ტოლობა გვიჩვენებს, რომ მექანიზმის მკვდარ მდგომარეობაში ბარბაცას კუთხური აჩქარება ნულის ტოლია და, მაშასადამე, ამ დროს კუთხური სიჩქარე თავის მაქსიმუმს აღწევს.

§ 3. ლერძდენილი მრუდმხარა მძანისონის კინემატიკა

ლერძდენილი მრუდმხარა მექანიზმის სქემა ნაჩვენებია 107-ე ნახ-ზე. ამ სქემაზე ლერძდენის სიდიდე აღნიშნულია a ასოთა.

ნორმალურ მექანიზმთან შედარებით ლერძების დაცდენას თან სდევს შენედეც ცვლილებები:

1. ლილვის მუხლის ვერტიკალურ მდგომარეობაში დგუში არ არის მკვდარ წერტილში, არამედ ის ამ მდგომარეობას აღწევს ცოტა უფრო გვიან, როდესაც მრუდმხარა და ბარბაცა განლაგდებიან ერთ სწორ ხაზზე;

2. მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხე მკვდარ წერტილებს შორის არ არის 180° .

3. დგუშის სელის ნამდვილი სიგრძე არ უდრის მრუდმხარას გაორკეცვულ სიგრძეს. არამედ ოდნავ მეტია მასზე.

სქემა (ნახ. 107) გვიჩვენებს, რომ დგუშის სელის ნამდვილი სიგრძე

$$S = CO' - DO',$$

მაგრამ COO' სამკუთხედიდან

$$CO' = \sqrt{CO^2 - a^2} = \sqrt{(l+r)^2 - a^2};$$

ასევე DOO' სამკუთხედიდან

$$DO' = \sqrt{DO^2 - a^2} = \sqrt{(l-r)^2 - a^2}.$$

მიღებული სიდიდეების ჩასმა S -ის გამოსახულებაში გვაძლევს

$$S = \sqrt{(l+r)^2 - a^2} - \sqrt{(l-r)^2 - a^2}.$$

ამ ფორმულის მიხედვით შესაძლებელია გამოვიანგარიშოთ ლერძდენილი მექანიზმის შემთხვევაში დგუშის სელის ნამდვილი სიდიდე.

აღსანიშნავია, რომ პრაქტიკულად ლერძდენის არსებობა უმნიშვნელოდ ზრდის დგუშის სელას.

ნ.ხ. 107. ლერძდენილი მრუდმხარა მექანიზმი

მაგალითისათვის, თუ ავიღებთ ნორმალურ მექანიზმს, რომლის დგუშის სელა, ვთქვათ, უდრის 125 მმ-ს, ბარბაცას სიგრძე კი 250 მმ-ს და ამ მექანიზმში მოვახდენთ ლერძების აცდენას 25 მმ-ით, მაშინ დგუშის სელა გაიზრდება 125,675 მმ-მდე. როგორც ამ მაგალითიდან ჩანს, ლერძდენის შედეგად დგუშის სელა უმნიშვნელოდ გაიზარდა.

(226) ტოლობაში ლერძდენა გათვალისწინებულია მისი აბსოლუტური a სიდიდით. ხშირად ხელსაყრელი ხდება ლერძდენა დავახასიათოთ კოეფიციენტით

$$k = \frac{a}{r} \quad (227)$$

რომელიც გამოსახავს ლერძდენის ფარდობით სიდიდეს.

როდესაც მრუდმხარა საწყისი მდგომარეობიდან α კუთხით შემობრუნდება, დგუში გაივლის x მანძილს, ბარბაცა კი ცილინდრის ლერძიდან გადაიხრება β კუთხით.

სკემის მიხედვით (ნახ. 107) შეიძლება დავწეროთ

$$x = CB = CO' - BO' = b - l \cos \beta - r \cos \alpha, \quad (22a)$$

სადაც

$$b = CO' = \sqrt{(l+r)^2 - a^2}.$$

სასურველია x -ის გამოსახულებაში β კუთხე შევცვალოთ α კუთხით: ამ მიზნით დავწეროთ:

$$AB_1 + B_1A' = r \sin \alpha$$

ან

$$l \sin \beta + a = r \sin \alpha,$$

საიდანაც

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \sin \alpha - \frac{a}{l} = \lambda \sin \alpha - k \lambda.$$

მაგრამ

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - (\lambda \sin \alpha - k \lambda)^2}.$$

ამ გამოსახულების გამარტივების მიზნით შეიძლება დავუშვათ

$$1 - (\lambda \sin \alpha - k \lambda)^2 \approx \left\{ 1 - \frac{1}{2} (\lambda \sin \alpha - k \lambda)^2 \right\}^2.$$

მიღებულ ტოლობაში კვადრატული ფრჩხილების გახსნის შემდეგ პირველი ორი წევრი მოგვცემს წინა გამოსახულების ტოლ სიდიდეს, მესამე წევრი კი მეტად მცირეა და შეიძლება მხედველობაში არ მივიღოთ. ასეთი დაშვებით გვექნება

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} (\lambda \sin \alpha - k \lambda)^2.$$

(22b) ტოლობაში ამ გამოსახულების შეტანა მოგვცემს:

$$x = b - l \left\{ 1 - \frac{1}{2} (\lambda \sin \alpha - k \lambda)^2 \right\} - r \cos \alpha$$

ან

$$\begin{aligned} x &= b - l + \frac{l}{2} (\lambda^2 \sin^2 \alpha - 2k \lambda^2 \sin \alpha + k^2 \lambda^2) - r \cos \alpha = \\ &= b - l + \frac{l \lambda^2}{2} (\sin^2 \alpha - 2k \sin \alpha + k^2) - r \cos \alpha. \end{aligned} \quad (229)$$

დღუშის სიჩქარე

$$W = \frac{dx}{dt} = \frac{dx \cdot d\alpha}{d\alpha \cdot dt} = \omega \frac{dx}{d\alpha};$$

(229) ტოლობის განწარმოების შედეგად

$$\begin{aligned} \frac{dx}{d\alpha} &= \frac{l \lambda^2}{2} 2 \sin \alpha \cdot \cos \alpha - l \lambda^2 k \cos \alpha + r \sin \alpha = \\ &= r \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha - r \lambda k \cos \alpha + r \sin \alpha = \\ &= r \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha - \lambda k \cos \alpha \right), \end{aligned}$$

რის გამო

$$W' = r \omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha - \lambda k \cos \alpha \right). \quad (230)$$

დღეღისის აჩქარება იქნება:

$$j = \frac{dW'}{dt} = \frac{dW' \cdot d\alpha}{d\alpha \cdot dt} = \omega \frac{dW'}{d\alpha}$$

აბ

$$j = r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha + \lambda k \sin \alpha). \quad (231)$$

საინტერესოა აღვნიშნოთ ის გარემოება, რომ ნორმალური მრუდმხარა მექანიზმისათვის გამოყვანილ (215) ფორმულასთან შედარებით ამ უკანასკნელ ფორმულაში ლერცდენის შედეგად დაემატა $\lambda k \sin \alpha$ წევრი.

ქვემომოყვანილ 25-ე ცხრილში ნაჩვენებია ზოგიერთი ძრავის დამახასიათებელი პარამეტრები.

ცხრილი 31

ძრავის ნაწილი	ბრუნთა რიცხვი n ბრ/წმ	მუხლა ლილვის კუთხური სიჩქარე ω 1/წმ	$\lambda = \frac{r}{1}$	დგუშის საშუალო სიჩქარე v მ/წმ	დგუშის უდიდესი სიჩქარე W_{max} მ/წმ
3M1-120	2 400	252	0,267	9,18	14,1
ΓA3--51	3 600	377	0,270	13,20	20,3
KDM-46	1 000	104	0,270	6,84	10,4
Д-35	1 400	146	0,250	6,08	9,4
Д-34	1 300	136	0,231	6,60	9,5

§ 4. მრუდმხარა მიძანიჭმუი მოძველი ქალევი და მოკმნებები

ძრავას ხაერთო დინამიკა

ნორმალური მრუდმხარა მექანიზმის მქონე ძრავა. 108-ე ნახ-ზე მოცემულია ძრავას სქემა, რომელზედაც ნაჩვენებია მრუდმხარა მექანიზმში მოქმედი ძალები.

ცილინდრში მყოფი აირის წნევა ქმნის ძალას, რომელიც ტვირთავს დგუშსა და ცილინდრის სახურავს.

დგუშის ძირზე (ასევე დგუშის თითზე) მოქმედი აირის წნევით შექმნილი ძალა იქნება

$$P = \frac{\pi D^2}{4} p, \quad (232)$$

ზაუაღ: D აირის ცილინდრის დიამეტრი;

p —აირის საშუალო წნევა.

დგუშის თითზე, აირის წნევით შექმნილი P ძალის გარდა, მოქმედებს გადატანით მოძრაობაში მყოფი ნაწილების ინერციის X ძალა. ამრიგად, დგუშის თითზე მოქმედებს ძალა

$$P_1 = P + X$$

N ძალა A მხარეზე გვაძლევს ეგრეთ წოდებულ უკუშომენტს W . თუ M_k შომენტის მიმართულებას დადებითად მივიღებთ, გვექნება

$$W = -NA. \quad (235)$$

უკუშომენტი რიცხობრივად ძრავას შომენტის ტოლია; ამის დამტკიცება ადვილია შემდეგნაირად:

$$\begin{aligned} W &= -NA = -P_1 \operatorname{tg} \beta (l \cos \beta + \\ &+ r \cos \alpha) - P_1 \frac{\sin \beta}{\cos \beta} r \left(\frac{l}{r} \cos \beta + \right. \\ &\left. + \cos \alpha \right) = -P_1 \frac{r}{\cos \beta} \times \\ &\times \left(\frac{\sin \beta \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta}{\sin \beta} + \right. \\ &\left. + \cos \alpha \cdot \sin \beta \right) = -\frac{P_1 r \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \end{aligned}$$

ძრავას მაბრუნებელი შომენტის გამოსახულებასთან მიღებული შედეგის შედარება გვარწმუნებს, რომ

$$W = -M_k.$$

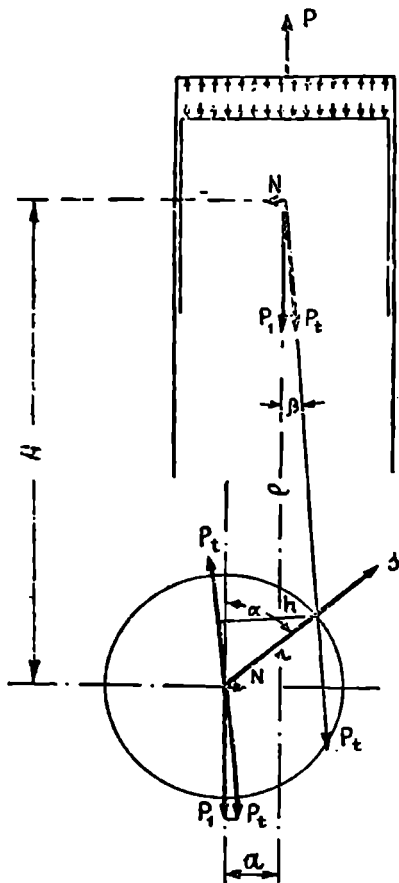
ძრავას მუშაობის დროს უკუშომენტი გადაეცემა მანქანის ჩარჩოს.

აღსანიშნავია ის გარემოება, რომ თუ ძრავას მუხლა ლილვს ყრულ გავამაგრებთ და ცილინდრებს ბრუნვის საშუალებას მივცემთ, მაშინ უკუშომენტი ძრავას მაბრუნებელი შომენტის სახეს მიიღებს. ასეთ ძრავებს როტატიულ ძრავებს უწოდებენ.

დასასრულ საჭიროა შევნიშნოთ, რომ ზემოთაყვანილ განხილვაში აღებული იყო მხოლოდ აიარის

წნევით შექმნილი და ინერციის ძალები. ისეთი ძალები კი, როგორც, მაგალითად, ნაწილების წონის ძალებია, შედარებითი სიმცირის გამო მხედველობაში არ იყო მიღებული.

ღერძცდენილი მრუდმხარა მექანიზმის მქონე ძრავა ასეთი ძრავას სქემა ნაჩვენებია 109-ე ნახ.ზე. მის ნაწილებზე მოკმედი ძალები



ნახ. 109. ღერძცდენილი მრუდმხარა მექანიზმის მქონე ძრავას სქემა

ბისა ღა ძრავას მამბრუნებელი მომენტის შესახებ აქ შეიძლება გავიმეოროთ ის. რაც ნორმალური მრუდმხარა მექანიზმის მქონე ძრავას განხილვის დროს იყო ნათქვამი. რაც შეეხება უკუმომენტს, ის, როგორც სქემიდან ჩანს, გამოისახება

$$W = -P_1 \cdot a - N \cdot A. \quad (236)$$

თუ ამ ტოლობაში შევიტანთ გამოსახულებებს:

$$a = r \sin \alpha - l \sin \beta, \quad A = l \cos \beta + r \cos \alpha,$$

და

$$N = P_1 \operatorname{tg} \beta = P_1 \frac{\sin \beta}{\cos \beta},$$

მივღებთ:

$$W = -P_1 (r \sin \alpha - l \sin \beta) - \frac{P_1 \sin \beta}{\cos \beta} (l \cos \beta + r \cos \alpha) = -\frac{P_1 r \sin (\alpha + \beta)}{\cos \beta},$$

ე. ი. აქაც

$$W = -M_k.$$

როგორც ძრავას საერთო დინამიკურმა განხილვამ გვიჩვენა, მის მრუდმხარა მექანიზმში მოქმედებენ აირების წნევით შექმნილი ძალები და ინერციის ძალები. განვიხილოთ ისინი ცალ-ცალკე.

ცილინდრში მყოფი აირის წნევით შექმნილი ძალები

ცილინდრში მყოფი აირის სამუშაო p წნევა, რომელიც მუხლა ლილვის α კუთხით შემობრუნებას შეესაბამება, განისაზღვრება ინდიკატორული დიაგრამიდან.

ინდიკატორული დიაგრამის აგება წარმოებს ძრავას თბური გაანგარიშების საფუძველზე და განსახილველ შემთხვევაში იგულისხმება, როგორც წინასწარ მოცემული.

ჩვეულებრივი ინდიკატორული დიაგრამის აბსცისა გამოსახავს ცილინდრის მოცულობას და, მაშასადამე, მრუდმხარას მოცემული მდგომარეობის შესაბამისი წნევის მისაღებად საჭირო იქნება წინასწარ გამოვთვალოთ მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის მიხედვით დგუშის მიერ გავლილი მანძილის სიდიდე.

ასეთი გამოთვლები მოითხოვს დიდ დროს და ამიტომ უმჯობესია გამოვიყენოთ გრაფიკული ხერხი, რომელიც შემდეგში მდგომარეობს (ნახ. 110).

ინდიკატორული დიაგრამის ქვეშ ვატარებთ ნახევარწრეს, რომლის რადიუსი, დიაგრამის მასშტაბით, ცილინდრის სამუშაო სვლის ნახევარია. ამის შემდეგ წრის ცენტრიდან ქვედა მკედარი წერტილისაკენ გადავზომავთ $\frac{\lambda r}{2}$

მანძილს. მიღებულნი წერტილიდან ვატარებულნი α კუთხით დაბრლილი სხივი წრესთან გადაკვეთით გვაძლევს წერტილს, რომლის პროექცია აბსცისთან ღერძზე გვიჩვენებს დგუშის სათანადო მდგომარეობას და, მაშასადამე, შესაბამის წნევასაც.

წნევის ათვლისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ აგრეთვე მკორე გრაფიკული ხერხი, რომლის სქემა ნაჩვენებია 111-ე ნახ.ზე. სიმარტივის გამო ეს ხერხი ცალკე განმარტებას არ მოითხოვს.

აირის წნევის ათვლის შემდეგ ვანგარიშობთ დღეში მოქმედ, ამ წნევით შექმნილ P ძალას შემდეგი ფორმულით:

$$P = (p - p_0) \frac{\pi D^3}{4}, \quad (237)$$

სადაც: p არის აირის წნევა განსახილველ მომენტში;

p_0 —ატმოსფერული წნევა;

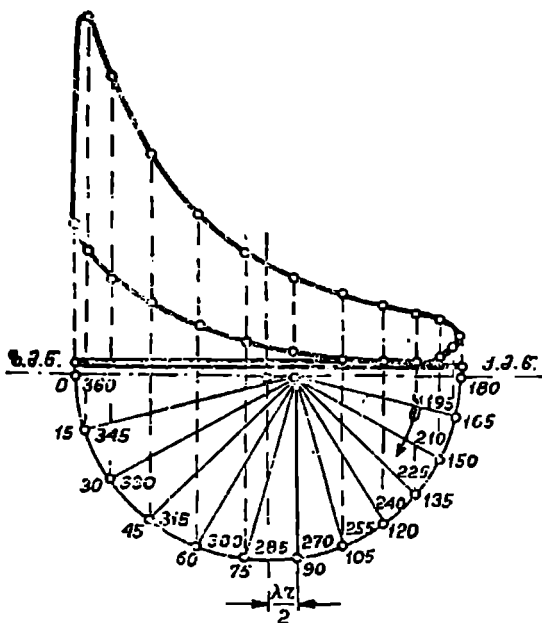
D —ცილინდრის დიამეტრი.

თუ P ძალას გამოეთვლით მუხლა ლილვის რამდენიმე მდგომარეობისათვის (ჩვეულებრივ ყოველი $15 \div 30^\circ$ შემდეგ), შეიძლება ავაგოთ დიაგრამა.

რომლის აბსცისა გამოსახავს მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხეს, ორდინატი კი აირის წნევით გამოწვეულ დღეში მოქმედ ძალას.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ ასეთი დიაგრამა სხვა მასშტაბში მოგვეცემს გაშლილ ინდიკატორულ დიაგრამას.

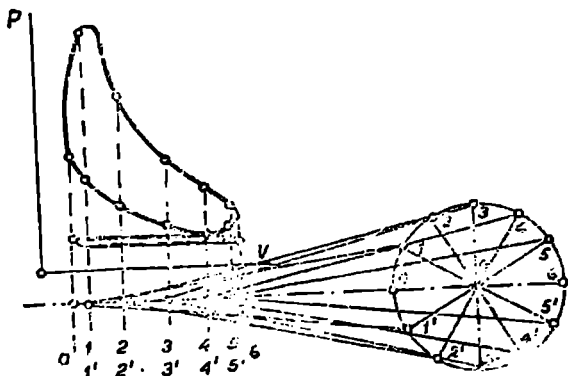
P ძალის მიმართულევა ემთხვევა ცილინდრის ღერის, ამიტომ მრუდმხარას ელემენტებზე მოქმედი ძალების გამორკვევის დროს ეს ძალა შეგვიძლია წარმოვიდგინოთ, როგორც დღეში თითის ცენტრში მოდებული.



ნახ. 110. აირის წნევის ათვლის პირველი გრაფიკული ხერხი

ატმოსფერულზე მეტია, დღეში მოქმედი P ძალის მიმართულევა ითვლება დადებითად, ხოლო როცა აირის წნევა ატმოსფერულზე ნაკლებია (შეწოვის პროცესი), P ძალის მიმართულევა უარყოფითია.

112-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ნორმალური მრუდმხარა მექანიზმის ელემენტებზე მოქმედი ძალები, შექმნილი აირის წნევით (ინერციის ძალების გათვალისწინებლად).



ნახ. 111. აირის წნევის ათვის ნეორე გრაფიკული ხერხი

სქენის მიხედვით შეიძლება გამოვარკვიოთ, რომ:

$$P'_t = \frac{P}{\cos \beta} \quad (238)$$

და
$$N' = P \operatorname{tg} \beta. \quad (239)$$

მრუდმხარა მექანიზმის მოძრავი ნაწილების მახის ინერციით შექმნილი ძალები

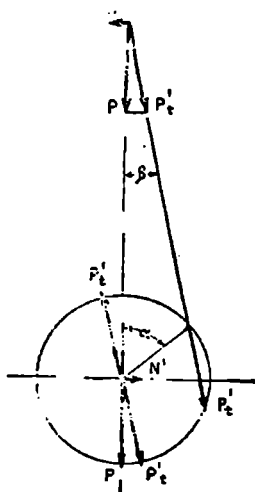
მრუდმხარა მექანიზმში შექმნილი ინერციის ძალების სიდიდე დამოკიდებულია მექანიზმის მოძრავი ნაწილების მასაზე და აჩქარებაზე. მრუდმხარა მექანიზმის მოძრავი ნაწილებია: ბარბაცა, დგუში და მუხლა ლილვი. განვიხილოთ ზათ მიერ შექმნილი ინერციის ძალები ცალ-ცალკე.

ბარბაცას ინერციის ძალები. მუხლა ლილვის ბრუნვის დროს ბარბაცა ასრულებს რთულ მოძრაობას: გადატანით მოძრაობას ცენტრის ღერძის გასწვრივ და ბრუნვას დგუშის თითის ცენტრის გარშემო. ასეთი მოძრაობის განო ბარბაცაზე იმოქმედებს:

1) ცილინდრის ღერძის გასწვრივ მოქმედი, გადატანითი მოძრაობით შექმნილი, ინერციის ძალა;

2) ბარბაცას სიგრძივ მოქმედი, ბრუნვით გამოწვეული, ცენტრიდანული ინერციის ძალა;

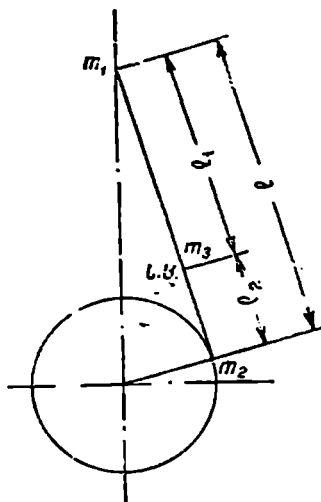
3) ბარბაცას ღეროს პერპენდიკულარულად მნილი, ტანგენციალური ძალა.



ნახ. 112. მრუდმხარა მექანიზმის ელემენტებზე მოქმედი ძალები

მოქმედი, ქანაობით შექ-

ამ ცალბების არსებობა მეტად აბრთულებს ძრავას დინამიკურ გაანგარიშებას: ამიტომ ჩვეულებრივად იყენებენ გამარტივებულ, მიახლოებითს მეთოდს. ამ წარჩე ძრავას საერთო დინამიკური განხილვისათვის მეტად ხელსაყრელი ბარბაცას მასის პირობითი დანაწილება.



113. ბარბაცას მასის დანაწილება

არსებობს ბარბაცას მასის დანაწილების მრავალი მეთოდი. ჩვენ აქ განვიხილავთ მხოლოდ პროფ. ე. დ. ლვოვის მიერ დამუშავებულ ყველაზე მეტად გავრცელებულ მეთოდს.

ამ მეთოდის მიხედვით ბარბაცას მასა განხილულია, როგორც შეყურსული სამ წერტილში: დგუშის თითის ცენტრში, მრუდმხარას სატაცის ცენტრსა და ბარბაცას სიმძიმის ცენტრში.

ბარბაცას მასის ასეთი განაწილება ნაჩვენებია სქემაზე (ნახ. 113).

აქ m_1 გამოსახავს ბარბაცას ზედა თავში (დგუშის თითის ცენტრში) შეყურსულ მასას, m_2 —ბარბაცას ქვედა თავში (მრუდმხარას სატაცის ცენტრში) შეყურსულ მასას და m_3 —ბარბაცას სიმძიმის ცენტრში შეყურსულ მასას.

ბარბაცას მასის ასეთი დანაწილება დასაშვებია მხოლოდ იმ შემთხ-

ვევაში, თუ დაცული იქნება შემდეგი სამი პირობა:

1) ცალკეული მასების ჯამი უნდა უდრიდეს ბარბაცას ნამდვილ მასას;

2) ამ მასების სიმძიმის ცენტრი უნდა უთავსდებოდეს ბარბაცას სიმძიმის ცენტრს;

3) სიმძიმის ცენტრის მიმართ აღებული ცალკეულ მასების ინერციის მომენტების ჯამი უნდა უდრიდეს ბარბაცას I_0 ინერციის მომენტს ამავე ცენტრის მიმართ.

ნაჩვენებ მ სამი პირობა დაიწერება შემდეგნაირად:

$$m_1 + m_2 + m_3 = m_b,$$

$$m_1 l_1 = m_2 (l - l_1),$$

$$m_1 l_1^2 + m_2 (l - l_1)^2 = I_0.$$

ამ განტოლებების გადაწყვეტით ვღებულობთ:

$$m_1 = \frac{I_0}{I_1}, \tag{240}$$

$$m_2 = \frac{I_0}{(l - l_1) l}, \tag{241}$$

$$m_3 = m_b - \frac{I_0}{(l - l_1) l}. \tag{242}$$

პრაქტიკაში ხშირად m_3 მასა იმდენად მცირეა, რომ მისი უგულებელყოფა დასაშვებია.

თუ მივიღებთ პირობას $m_3 = 0$ და გვეცოდინება ბარბაცას სიმძიმის ცენტრის მდებარეობა, მაშინ m_1 და m_2 მასის გამოსათვლელად შეიძლება გამოვიყენოთ გამოსახულებები:

$$m_1 = m_b \cdot \frac{l_2}{l}$$

და

$$m_2 = m_b - m_1 = m_b \left(\frac{l - l_2}{l} \right).$$

სავარაუდო გამოთვლებისათვის პროფ. ვ. ნ. ბოლტინსკი იძლევა სიდიდეებს:

$$m_1 = 0,275 m_b ;$$

$$m_2 = 0,725 m_b .$$

საკიროა ხაზგასმით აღვნიშნოთ ის გარემოება, რომ აღწერილი მეთოდის მიხედვით ბარბაცას მასის დანაწილების შედეგად ვლდებულაობთ მხოლოდ ტოლქნედი ძალისა და მომენტის ნამდვილ სიდიდეს. ამიტომ ასეთი გაანგარიშებანი მისაღებია მხოლოდ ძრავას საერთო დინამიკური განხილვისათვის. თუ საჭირო გახდება ბარბაცას ლეროს სიმტკიცის გაანგარიშება (ლუნვა ინერციის ცალეებით), მაშინ მასის დაყოფაზე უარს უნდა ეთქვათ და გაეითვალისწინოთ მასის ნამდვილი განაწილება ლეროს სიგრძეზე.

ამრიგად, ზემომოყვანილი მსჯელობიდან შეგვიძლია დავასკვნათ, რომ პრაქტიკული გაანგარიშებისათვის ბარბაცას მასა უნდა გავყოთ ორ, m_1 და m_2 მასად. m_1 მასა დგუშთან ერთად ასრულებს მიმოსვლით მოძრაობას, m_2 მასა კი—მუხლა ლილვის მუხლთან ერთად—ბრუნვით მოძრაობას. ამის გამო, როგორც ამას ქვემოთ დავინახავთ, მიზანშეწონილია m_1 მასის შეკრება დგუშის კომპლექტის მასასთან, ხოლო m_2 მასის შეკრება მუხლა ლილვის მუხლის შეუწონასწორებელ მასასთან.

დგუშის ინერციის ძალა. დგუში ასრულებს უკუმქვევ გადატანით მოძრაობას, რის გამოც მისი ინერციის ძალა იქნება დგუშის კომპლექტის მასესა და უარყოფითი ნიშნით აღებული აჩქარების ნამრავლის ტოლი. ინერციის ძალის მიმართულება მუდამ აჩქარების საწინააღმდეგოა. მაგალითად, როცა დგუში ზედა მკვდარ წერტილშია, აჩქარება მუხლა ლილვის ცენტრისკენაა მიმართული, ხოლო ინერციის ძალა კი—მუხლა ლილვის ცენტრიდან ცლინდრის სახურავისაკენ. ასევე: როცა დგუში იმყოფება ქვედა მკვდარ წერტილში, ინერციის ძალა მუხლა ლილვის ცენტრისკენაა მიმართული.

თუ მიღებული გვექნება ნიშნების განსაზღვრული წესი, შესაძლებელი გახდება გამოვტოვოთ ინერციის ძალის გამოსახულებაში უარყოფითი ნიშანი.

ამრიგად, დგუშის ინერციის ძალა იქნება

$$X_{\text{დ}} = m_{\text{დ}} j = m_{\text{დ}} r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha), \quad (243)$$

სადაც $m_{\text{დ}}$ არის დგუშის კომპლექტის მასა და შეიცავს დგუშის, თითის რგოლების, მილსაყებისა და სხვა სამაგრი დეტალების მასას.

მუხლა ლილვის მუხლის ინერციის ძალა. მუხლა ლილვის მუხლი იძლევა მხოლოდ ცენტრიდანული ინერციის ძალას, რომელიც გამოსახება ტოლობით

$$S_2 = m'_{\kappa} y^2,$$

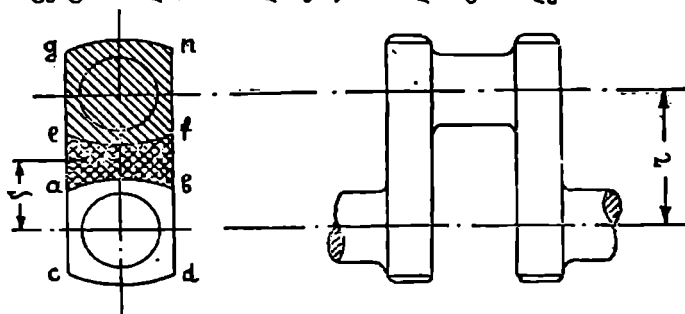
სადაც: m'_{κ} არის მუხლის შეუწონასწორებელი მასა;

y —ამ მასის სიმძიმის ცენტრის დაცილება ლილვის ბრუნვის ღერძიდან;

κ —მუხლა ლილვის ბრუნვის კუთხური სიჩქარე.

მუხლა ლილვის მუხლის სქემა ნაჩვენებია 114-ე ნახ-ზე.

აქ ლილვის შეუწონასწორებელი მასა გამოსახულია კონტურით: $abng$. როგორც ვხედავთ, ამ მასის ფორმა საკმაოდ რთულია, რაც აძნელებს მისი სიმძიმის ცენტრისა და, მაშასადამე, y მანძილის განსაზღვრას.



ნახ. 114. ლილვის მუხლი

საკითხი უფრო მარტივად წყდება r რადიუსზე დაყვანილი (რედუცირებული) მასის გამოთვლით, რაც შემდეგში მდგომარეობს.

მუხლის შეუწონასწორებელი მასა შეიძლება გაეყოთ ორ ნაწილად: ერთი—შემოთარგმნილი $efng$ კონტურით (m'), რომელიც თავმოყრილია საბარბაცე ყელის ღერძის გარშემო და იმყოფება ლილვის ბრუნვის ღერძიდან r რადიუსზე, და მეორე—შემოთარგმნილი $abfe$ კონტურით (m'') და განლაგებული ბრუნვის ღერძიდან ρ რადიუსზე.

ρ რადიუსზე მყოფი m'' მასა შეგვიძლია შევცვალოთ r რადიუსზე განლაგებული პირობითი (ფაქტიური) მასით m''_{κ} ; ამისათვის საჭიროა დატულ იქნეს პირობა

$$m''_{\kappa} r^2 = m'' \rho^2,$$

საიდანაც

$$m''_{\kappa} = m'' \frac{\rho}{r}.$$

ამრიგად დაგვრჩა ორი, r რადიუსზე განლაგებული მასა m' და m''_{κ} . მუხლის შეუწონასწორებელი r რადიუსზე დაყვანილი მასა იქნება

$$m_{\kappa} = m' + m''_{\kappa}.$$

მუხლის მასის დაყვანის შემდეგ ადვილად იანგარიშება მუხლის შეუწონასწორებელი მასით შექმნილი ცენტრიდანული ინერციის ძალა ფორმულით

$$S_2 = m_{\kappa} r^2. \quad (244)$$

მრუდმხარა მექანიზმის ჯამური ინერციის ძალები. ბარბაცას, დგუშისა და მუხლა ლილვის მუხლის ინერციის ძალების გამოკვევის შემდეგ შეიძლება გადავიდეთ მრუდმხარაში მოქმედი ჯამური ინერციის ძალების განხილვაზე. ამ მიზნით მრუდმხარა მექანიზმის მოძრავე ელემენტების მასები დავყოთ ორ ჯგუფად:

- 1) მასები, რომლებიც ასრულებენ უკუქცევ გადატანით მოძრაობას;
- 2) მასები, რომლებიც ასრულებენ ბრუნვით მოძრაობას.

ბირველ ჯგუფს უნდა მივაკუთვნოთ დგუშის კომპლექტის m_d მასა და ბარბაცას მასის m_1 ნაწილი, თავმოყრილი დგუშის თითის ცენტრში.

მეორე ჯგუფს მიეკუთვნება მუხლის შეუწონასწორობელი m_k მასა და ბარბაცას მასის m_2 ნაწილი, თავმოყრილი მრუდმხარას სატაცის ცენტრში.

ამრიგად გვექნება:

- 1) გადატანით მოძრაობაში მყოფი მასა

$$m = m_d + m_1; \quad (245)$$

- 2) ბრუნვით მოძრაობაში მყოფი მასა

$$m_r = m_k + m_2 \quad (246)$$

ძალების ნაჩვენებ დაჯგუფების თანახმად მივიღებთ:

1) მრუდმხარა მექანიზმის სწორხაზობრივ, გადატანით მოძრაობაში მყოფი ძალების ინერციის ძალას

$$X = mj = (m_d + m_1)j; \quad (247)$$

2) მრუდმხარა მექანიზმის ბრუნვით მოძრაობაში მყოფი ძალების ცენტრიდანული ინერციის ძალას

$$S = m_r j_A = (m_k + m_2)j_A, \quad (248)$$

სადა: j არის დგუშის აჩქარება;

j_A — მრუდმხარას სატაცის ღერძზე მიღებული ცენტრისკენული აჩქარება.

თუ გავიხსენებთ j და j_A გამოსახულებებს (ფორმულები 215, 231, 206), შეგვიძლია დავწეროთ:

ნორმალური მრუდმხარა მექანიზმისათვის

$$X = mr \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha); \quad (249)$$

ღერძცდენილი მრუდმხარა მექანიზმისათვის

$$X = mr \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha + \lambda k \sin \alpha) \quad (250)$$

და აგრეთვე

$$S = S_1 + S_2 = m_r \omega^2 \quad (251)$$

ინერციის ძალის უკეთესი ანალიზისათვის სასურველია ის დავყოთ შემადგენელ ნაწილებად, სახელდობრ:

ნორმალური მრუდმხარა მექანიზმისათვის

$$X = mr \omega^2 \cos \alpha + mr \omega^2 \lambda \cos 2\alpha = X_1 + X_2;$$

ლერძდენილი მრუდმხარა მექანიზმისათვის

$$X = m r \omega^2 \cos \alpha + m r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha + m r \omega^2 \lambda k \sin \alpha = X_1 + X_2 + X_3.$$

X_1 , X_2 და X_3 ძალებს 'შესაბამისად უწოდებენ პირველი, მეორე და მესამე რიგის ინერციის ძალებს.

ზემონათქვამის საფუძველზე შეიძლება დავასკვნათ, რომ ნორმალურ მრუდ-მხარა მექანიზმში მოქმედებენ შემდეგი ინერციის ძალები:

1) სწორხაზობრივ გადატანით მოძრაობაში მყოფი მასებით შექმნილი პირველი რიგის ინერციის ძალა

$$X_1 = m r \omega^2 \cos \alpha; \quad (252)$$

2) სწორხაზობრივ გადატანით მოძრაობაში მყოფი მასებთათვის შექმნილი მეორე რიგის ინერციის ძალა

$$X_2 = m r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha; \quad (253)$$

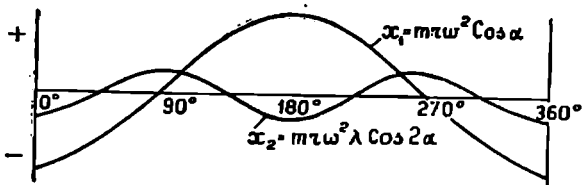
3) მბრუნავი შეუწონასწორებელი მასებით შექმნილი ცენტრიდანული ინერციის ძალა

$$S = m r \omega^2. \quad (254)$$

ლერძდენილი მრუდმხარა მექანიზმისათვის დამატებით გვექნება მესამე რიგის ინერციის ძალა

$$X_3 = m r \omega^2 \lambda k \sin \alpha. \quad (255)$$

ინერციის ძალების ნიშნის გამორკვევისათვის საჭიროა წინასწარ მივიღოთ ნიშნების რაიმე პირობითი წესი, რომელიც შეიძლება სხვადასხვაგვარი იყოს. როგორც აღნიშნული იყო, ჩვენ ვირჩევთ ნიშნების წესს, რომლის თა-



ნახ. 115. X_1 და X_2 ძალების ცვალებადობის მრუდები

ნახმად ძალა, მიმართული მუხლა ლილვის ბრუნვის ცენტრისკენ, ითვლება დადებითად. რაც შეეხება ცენტრიდანულ ძალას, ის მუდამ მიმართულია რადიუსზე—ცენტრიდან გარეთ.

მიღებული ნიშნების წესის საფუძველზე ინერციის ძალის გამოსახულებებში გამოტოვებულია უარყოფითი ნიშანი.

115-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია X_1 და X_2 ძალების ცვალებადობის მრუდები.

როგორც ვხედავთ, X_1 ძალის ცვალებადობის პერიოდი არის მუხლა ლილვის ერთი შემობრუნება, X_2 ძალის პერიოდი კი—ნახევარი შემობრუნება.

ერთცილინდრიანი ძრავას მრუდმხარა შექანიზმში
მოქმედი ჯამური ძალები

აქ ჩვენ განვიხილავთ იმ ჯამურ ძალებს, რომლებიც მიიღება აირის წნე-
ვით შექმნილი ძალებისა და ინერციის ძალების შეკრებით.

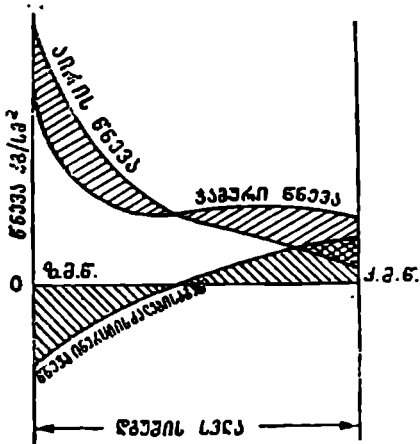
როგორც ზემოთ ვნახეთ, დგუშის თითზე მოქმედებს აირის წნევით შექ-
მნილი P ძალა და ინერციის X ძალა. ჯამური ძალა იქნება

$$P_1 = P + X.$$

P და X ძალები პერიოდულად იცვლებიან. თუ რაღაც ოთხტაქტიანია,
მაშინ P ძალის ცვალებადობის პერიოდი გამოისახება მუხლა ლილვის ორი
შემობრუნებით.

P და X ძალების ერთობლივი მოქმედება განსაზღვრავს მრუდმხარა შე-
ქანიზმის დინამიკურ დაცვითებას; ამიტომ აუცილებელია P_1 ძალის ცვალებად-
ობის ხასიათის გამოკვლევა მუხ-
ლა ლილვის ორჯერ შემობრუნე-
ბის განმავლობაში. ყველაზე მე-
ტად ხელსაყრელია ეგრეთ წოდებ-
ული დინამიკური დიაგრამის აგე-
ბა, რომლის აბსცისთა ღეროზე
მოზომილია მუხლა ლილვის შემობ-
რუნების კუთხეები გრადუსებში,
ორდინატთა ღეროზე კი P_1 ძალის
სიდიდე.

116-ე ნახ-ზე მაგალითისათ-
ვის ნაჩვენებია ინერციის ძალის
გავლენა გაფართოების პროცესის
(სამუშაო სვლა) დიაგრამაზე. უნ-
და გვახსოვდეს, რომ ინერციის
ძალები დიდ გავლენას ახდენს
წნევების განაწილებაზე, მაგრამ
ამავე დროს არ ცვლის ძრავას
ინდიკატორულ სიმძლავრეს.



ნახ. 116. ინერციის ძალის გავლენა გაფართოების
პროცესის დიაგრამაზე

მრუდმხარა შექანიზმის დინა-
მიკური დიაგრამის აგებისათვის საჭიროა P და X ძალების გამოთვლა მუხლა
ლილვის რამდენიმე მდგომარეობისათვის (ყოველი 15—30°-ის შემდეგ). მიღე-
ბული სიდიდეების შეჯამებით ვანგარიშობთ P_1 ძალის შესაბამის მნიშვნელო-
ბებს. მიღებული მონაცემების მიხედვით ვაგებთ დიაგრამას.

დინამიკური დიაგრამის აგება შესაძლებელია გრაფიკულადაც. ამისათვის
საჭიროა ერთ დიაგრამაზე გამოვსახოთ P და X ძალების ცვალებადობის
მრუდები და ორდინატების გეომეტრიული შეკრებით ავაგოთ P_1 ძალის ცვა-
ლებადობის მრუდი.

დინამიკური დიაგრამა შეიძლება ავაგოთ ძალების აბსოლუტური მნიშე-
ნელობისათვის. შეიძლება აგრეთვე ის ავაგოთ დგუშის ფართობის ერთ კვად-
რატულ სანტიმეტრზე მოსული ძალის მიხედვით.

მეორე შემთხვევაში გვექნება

$$p_1 = p + x,$$

სადაც: p არის დგუშის ფართობის 1 სმ²-ზე მოსული აირის წნევა;

$x = \frac{X}{F}$ — დგუშის ფართობის 1 სმ²-ზე მოსული ინერციის ძალით შექ-

მნილი წნევა;

$p_1 = \frac{P_1}{F}$ — დგუშის ფართობის 1 სმ²-ზე მოსული ჯამური წნევა.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ თუ დიაგრამა აგებულია კუთრი წნევებისათვის, მაშინ ძალის აბსოლუტური სიდიდის გამოსათვლელად საჭირო იქნება დიაგრამის მონაცემის გამრავლება დგუშის F ფართობზე.

ზემოთ განხილული იყო ძრავას საერთო დინამიკა. რაც შეეხება წნევას მუხლა ლილვის ყელზე, ის განხილულია ქვემოთ, ლილვის გაანგარიშებასთან ერთად.

ცილინდრის კედელზე და ბარბაცას სივრცე მოქმედი ძალები

ზემოთ ნაჩვენებო იყო (ძრავას საერთო დინამიკა), რომ ბარბაცას სივრცე მოქმედებს P_1 ძალა, ხოლო ცილინდრის კედლის მართობად N ძალა. მათი სიდიდეებია:

$$P_1 = \frac{P_1}{\cos \beta}$$

და

$$N = P_1 \operatorname{tg} \beta.$$

β კუთხის სიდიდე ჩვეულებრივ არ აღემატება 18°-ს. ამის გამო, მიახლოებითი გაანგარიშების დროს, ზოგჯერ ლებულობენ $\cos \beta \approx 1$ და, მაშასადამე, $P_1 = P_1$. P_1 ძალის ნიშანი იღება შენდები წესის საფუძველზე: თუ ძალა მიმართულია დგუშის თითის ცენტრიდან მრუდმხარას სატაციისაკენ, — ძალა დადებითი; საწინააღმდეგო შემთხვევაში ძალა უარყოფითია.

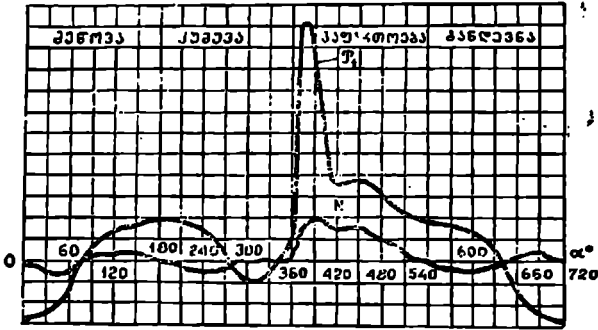
N ძალა ქმნის უკუმომენტს, რომელიც ცდილობს შემოაბრუნოს ძრავა მუხლა ლილვის გარშემო; გარდა ამისა, N ძალის სიდიდე გავლენას ახდენს დგუშსა და ცილინდრს შორის შექმნილ ხახუნზე და ამით განსაზღვრავს მათს ცვეთას.

N ძალა ითვლება დადებითად, თუ ის ქმნის მუხლა ლილვის ბრუნვის საწინააღმდეგო მომენტს.

117-ე ნახ-ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია P_1 და N ძალების ცვალებადობის მრუდები.

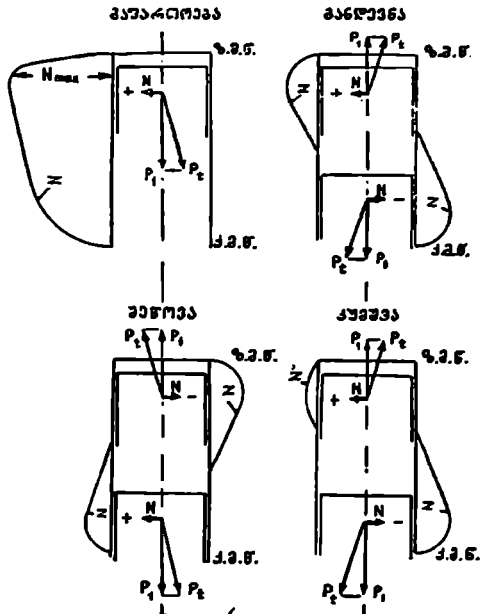
N ძალის ცვალებადობის კანონი განსაზღვრავს ცილინდრის ცვეთის ხასიათს და გვაძლევს ცილინდრის ეგრეთ წოდებულ ცვეთის დიაგრამას. თვალსაჩინოებისათვის 118-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ასეთი დიაგრამები ცალ-ცალკე პროცესებისათვის.

ნოცემული ძრავასათვის N ძალის სიდიდებზე გავლენას ახდენს ბარბაცის სიგრძე (კოეფიციენტი). რაც შეეხება ბარბაცის სიგრძე, ე. ი. ნაკლებია z , შით ნაკლები იქნება წნევა ცილინდრის კედელზე.



ნახ. 117. N და P_1 ძალების ცვალებადობის მრუდები

ღერძდენილი მრუდმხარა შექანიზმის გამოყენებით მცირდება N ძალა გალაართების პროცესის განმდლოპაში. სამუშაო სელის დროს. N ძალის შემცირებასთან ერთად, რამდენიმედ ნატულობს წნევა ცილინდრზე კუმშვის პროცესის განმდლოპაში: ამის გამო ცვეთის დიაგრამა უფრო თანაბარ სახეს ღებულობს.



ნახ. 118. N ძალის ცვალებადობის დიაგრამები

ტანგენციალური T და ნორმალური Z ძალები. ძრავას მომენტი

ბარბაცის სიგრძეზე მოქმედი P_1 ძალა გადაეცემა მუხლა ლილვის საბარბაცე ყელს და კმნის ძრავას მომენტს

$$M_t = \frac{P_1 r \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (256)$$

P_1 ძალის უკეთესი ანალიზისათვის ხელსაყრელია იგი დავშალოთ ორ მდგენელად ისე, როგორც ეს ნაჩვენებია 119-ე ნახ-ზე.

ნახ. 119. P_1 ძალის დავშვების დიაგრამები

ერთი მდგენელი მრუდმხარით შემოწერილი წრის მხედის და წარმოადგენს მხედ T ძალას; მეორე მდგენელი თანხედება წრუდმხარას რადიუსსა და კმნის ნორმალურ Z ძალას.

სქემის მიხედვით (ნახ. 119) შეიძლება დაწეროთ:

$$\begin{aligned} T &= P_1 \cdot \sin(\alpha + \beta) = \\ &= \frac{P_1}{\cos \alpha} \sin(\alpha + \beta) \end{aligned} \quad (257)$$

და

$$\begin{aligned} Z &= P_1 \cos(\alpha + \beta) = \\ &= \frac{P_1}{\cos \alpha} \cos(\alpha + \beta). \end{aligned} \quad (258)$$

ნორმალური Z ძალა იწვევს ზეხლის კუმშვას ან გაკეცივას, მუდამ ჯადის ლილვის ბრუნვის ღერძში და ამიტომ გაეღენას არ აიღენს ძრავას მომენტზე. ძრავას მამბრუნებელი მომენტის სიდიდეს განსაზღვრავს მხოლოდ მხედი T ძალა.

ვინაიდან T ძალა მოუბეზლა r რადიუსზე, ამიტომ ძრავას მომენტის გამოსახულება მიიღებს სახეს

$$M_k = T \cdot r. \quad (259)$$

ძრავას მომენტი იცვლება ზეხლის შემობრუნების კუთხეზე დაპო-

კიდებულებით. რადგანაც მრუდმხარას r რადიუსი მუდმივ სიდიდეს წარმოადგენს, ამიტომ (259) ტოლობის საფუძველზე შეიძლება გავაკეთოთ დასკვნა, რომ მხედი T ძალის ცვალებადობის მრუდი განსაზღვრულ მასშტაბში გამოისახავს ძრავას მომენტის ცვალებადობის კანონს.

ვინაიდან ინდიკატორულ დიაგრამაზე მოცემულია დგუშის ფართობის 1 სმ²-ზე მოსული წნეგები, ამიტომ ზოგჯერ ხელსაყრელი ხდება ძალების ცვალებადობის მრუდები ავსავთ არა მათი აბსოლუტური მნიშვნელობებისათვის, არამედ დგუშის ფართობის 1 სმ²-ზე მოსული ძალებისათვის. ასე, მაგალითად,

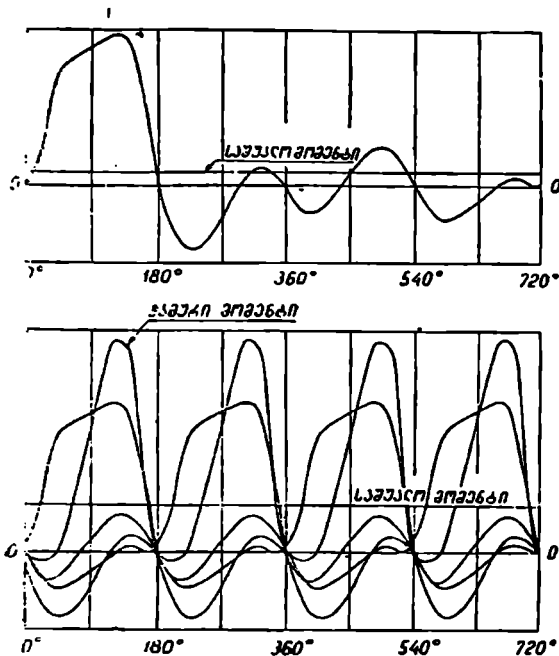
დგუშის ფართობის 1 სმ²-ზე მოსული მხედი ძალა იქნება $t = \frac{T}{F}$; ასევე P_1 ძა-

ლა მოსული 1 სმ²-ზე $p_1 = \frac{P_1}{F}$, სადაც F დგუშის ფართობია.

მხედი ძალის ცვალებადობას შეიძლება დავაკვირდეთ OC მონაკეთის სიდიდის მიხედვით (ნახ. 119). მართლაც, სქემის საფუძველზე შეიძლება დაწეროთ

$$\frac{OC}{OB} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \varphi} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin(90^\circ - \beta)} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}.$$

ადგილი წარმოსადგენია, რომ ძრავას საშუალო მომენტსა და ინდიკატორულ სიმძლავრეს შორის უნდა არსებობდეს დამოკიდებულება



ნახ. 121. მუხვი ძალების დიაგრამები

ლინდრიანი ოთხტაქტიანი ძრავებისათვის აგებული მუხვი ძალების დიაგრამები.

ამ დიაგრამების შესაბამისად ვღებულობთ:

ერთცილინდრიანი ძრავისათვის $\sigma = 8,6$;

ოთხცილინდრიანი ძრავისათვის $\sigma = 2,0$;

მრავალცილინდრიანი ძრავას ცილინდრებში აფეთქებათა მორიგეობა

ძრავას დინამიკაზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ის გარემოება, თუ რა მორიგეობით წარმოებს აფეთქებები მის ცილინდრებში. აფეთქებათა მორიგეობა აწესრიგებს ცალკეული ცილინდრების შივრ განვითარებული ძალებისა და მომენტების მოქმედების ფაზებს და ამით განსაზღვრავს ძრავაში მიმდინარე დინამიკური პროცესების ხასიათს.

ნოცემული ტიპის ძრავაში აფეთქებათა მორიგეობის დაწესების დროს ხელნაღვანელობენ შემდეგი მოსაზრებებით:

1. ძრავას ცილინდრებში აფეთქებები უნდა მიჰყვებოდეს ერთიმეორეს ისე, რომ ნათ შორის დროის მონაკვეთი ან, რაც იგივეა, მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხე ერთნაირი იყოს. თუ ძრავას ექნება i ცილინდრი, მაშინ, გამოთ-

$$M = 716,2 \frac{N_l}{n}$$

სადაც n ძრავას ბრუნთა რიცხვია.

ძრავას ჯამური უდიდესი მომენტის შეფარდებას მის საშუალო მომენტთან უწოდებენ მამრუნებელი მომენტის უთანაბრობის ხარისხს (σ):

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{M}$$

მრავალცილინდრიანი ძრავას ერთ-ერთი უპირატესობა იმაში მდგომარეობს, რომ ცილინდრების რაოდენობის ზრდასთან ერთად უთანაბრობის ხარისხი σ მცირდება.

121-ე ნახ-ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია ერთ და ოთხცი-

ქმული მოსახრების თანახმად, მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხე ადეთქებებს შორის უნდა იყოს:

$$\text{ოთხტაქტიანი ძრავასათვის } \alpha = \frac{720^\circ}{i};$$

$$\text{ორტაქტიანი ძრავასათვის } \alpha = \frac{360^\circ}{i}.$$

2. მუხლა ლილვის მუხლები ერთიმეორის მიმართ ისე უნდა განლაგდნენ, რომ მათი ცენტრიდანული ინერციის ძალები ურთიერთ წონასწორდებოდეს და არ ქმნიდეს შეუწონასწორებელ წყვილ ძალას.

3. აფეთქებები ცილინდრებში ერთიმეორეს უნდა მისდევდეს ისეთნაირად, რომ მომყოლი ცილინდრები მოხვდეს მუხლა ლილვის შუა ძირითადი საკისრიდან სხვადასხვა მხარეს. ეს პირობა მუხლა ლილვის ელემენტების უფრო თანაბარ დატვირთვის იძლევა და მაქსიმალური ნაბეგების შემცირებას იწვევს.

ამ პირობებთან ერთად მხედველობაში უნდა მივიღოთ აფეთქებათა მორიგობის გავლენა ლილვის გრეხით რხევებზე.

აღსანიშნავია ის გარემოება, რომ ზემოაპროვოლილი პირობების ზუსტი დაცვა ზოგ ძრავაში ვერ ხერხდება.

ქვემოთყოფიან 32-ე ცხრილში მოცემულია საბჭოთა სატრაქტორო და საავტომობილო ძრავების დამახასიათებელი ზოგიერთი დინამიკური პარამეტრი.

ცხრილი 32

ძრავის მარკა	ცილინდრის დიამეტრი D მმ	დგუშის სულა S მმ	ბრუნთა რიცხვი n ბრ/წ	დგუშის კომპ. მასა $\frac{m}{g}$	ბარბაქას მასა $\frac{m}{g}$
Д-35 . . .	100	130	1 400	0,199	0,360
КДМ-46 . .	145	205	1 000	0,602	0,890
Д-54 . . .	125	152	1 300	0,539	0,546
ГАЗ-51 . .	82	110	3 600	0,065	0,0905
ЗИЛ-5 . . .	101,6	114,3	2 400	0,187	0,1545
ЗИЛ-120 . .	101,6	114,3	2 400	0,120	0,107
ЯАЗ-204 . .	108	127	2 000	0,359	0,339

§ 5. ძრავას შემწონასწორება

ერთცილინდრიანი ძრავას დინამიკურმა განხილვამ გვიჩვენა, რომ მის მრუდმხარა მექანიზმში მოქმედებენ შეწონასწორებული და შეუწონასწორებელი ძალები-

შეწონასწორებულ ძალებს მიეკუთვნება ისეთი ძალები, რომლებიც ძრავაში წონასწორდება რეაქციის ძალებით და არ გადაეცემა ძრავას საყრდენებს. ასეთებია, მაგალითად, ძრავას ცილინდრში მყოფი აიროს წნევით შექმნილი ცილინდრის სიგრძივ მოქმედი ძალები, ხაბუნის ძალები და სხვ.

შეუწონასწორებელ ძალებს წარმოადგენს ისეთი ძალები, რომლებიც ძრავაში არ წონასწორდება და ძრავას ჩაჩჩოს გადაეცემა.

შეუწონასწორებელი ძალა შეიძლება წარმოვიდგინოთ როგორც მულმივი ან ცვალებადი. მულმივი ძალა (მაგალითად, ძრავას წონა) ძრავას მუშაობის

დროს არ იცვლის არც სიდიდეს, არც მიმართულებას და, მაშასადამე, არავითარ წიგნზე გავლენას არ ახდენს ძრავას მუშაობაზე.

ძრავას მუშაობაზე მეტად მავნე გავლენას ახდენს შეუწონასწორებელი ცვალებადი ძალები (ინერციის ძალები), რომლებიც ძრავას მუშაობის დროს პერიოდულად იცვლიან როგორც სიდიდეს, ისე მიმართულებას. ასეთი ძალები გადაეცემა ძრავას ჩარჩოს და იწვევს მის ნჯღრევასა და ვიბრაციას.

ნჯღრევა, გადაეცემა რა მანქანას (ტრაქტორს ან ავტომობილს), იწვევს მისი უკუკუთონი მექანიზმებისა და შემავრებების დაზიანებას, ხოლო რეზონანსის შემთხვევაში მათს ნჯღრევასაც. გარდა ამისა, ნჯღრევა გადაეცემა მანქანის მძღოლსა და მანქანაში მყოფ მგზავრებს, რითაც იწვევს სწრაფ დაღლას.

ამ არასასურველი მოვლენების მთლიანად ან ნაწილობრივ მინიჭ თავიდან ასაცილებლად ახდენენ ძრავას შეწონასწორებას.

შეწონასწორებულად ითვლება ისეთი ძრავა, რომლის დამყარებული რეჟიმი მუშაობის დროს ჩარჩოს გადაეცემა მხოლოდ მუდმივი სიდიდისა და მიმართულების მქონე ძალები.

ძრავას ძლიერ ნჯღრევასა და ვიბრაციის იწვევს შეუწონასწორებელი მბრუნავი მასებით შექმნილი ცენტრიდანული ინერციის ძალები და გადატანით ნორჩაობაში მყოფი მასებით შექმნილი პირველი და მეორე რიგის ინერციის ძალები. უფრო მაღალი რიგის ინერციის ძალების სიდიდე უმნიშვნელოა: ანიტომ მათი შეწონასწორება არ წარმოებს. არ წარმოებს აგრეთვე უკუკუთონის შეწონასწორებაც.

ანტიგად, შეწონასწორებას მოითხოვს:

1) შეუწონასწორებელი მბრუნავი მასის ცენტრიდანული ინერციის ძალა

$$S = m r \omega^2,$$

2) უკუკუთონე გადატანით ნორჩაობაში მყოფი მასის პირველი რიგის ინერციის ძალა

$$X_1 = m r \omega^2 \cos \alpha^2;$$

3) უკუკუთონე გადატანით მოძრაობაში მყოფი მასის მეორე რიგის ინერციის ძალა $X_2 = m r^2 \lambda \omega^2 \alpha^2$.

ზოგ შემთხვევაში შეწონასწორებას მოითხოვს აგრეთვე ამ ძალებით შექმნილი მომენტებიც.

უნდა შევნიშნოთ, რომ პრაქტიკულად ზოგიერთ ძრავაში არ ხერხდება დასახელებული სამივე ძალის შეწონასწორება.

ინერციის ძალებისა და მათი მომენტების შეწონასწორებას აღწევენ ორი გზით:

1) მუხლა ლილვის ფორმისა და ცილინდრების განლაგების სათანადო შერჩევით, რომლის დროს სხვადასხვა ცილინდრის შესაბამისი ინერციის ძალები ურთიერთ წონასწორდებიან. შეწონასწორების ასეთ ხერხს შეიძლება უკუწოდოთ ძრავას თვითშეწონასწორების ხერხი;

2) წონწინალების გამოყენებით, როდესაც ძრავას ინერციის ძალები წონასწორდება წონწინალების შეუწონასწორებელი მასის ინერციის ძალებით.

ვინაიდან ძრავას შეწონასწორება დაკავშირებულია ცილინდრების რაოდენობასთან და ძრავას მიღებულ სქემასთან, ამიტომ ქვემოთ ცალ-ცალკე განხილულია შეწონასწორების საკითხები სხვადასხვა ტიპის ძრავებისათვის.

ერთცილინდრიანი ძრავას შეწონასწორება

ადვილი წარმოსადგენია, რომ ასეთ ძრავაში, ერთი ცილინდრის არსებობის გამო, თვითშეწონასწორება შეუძლებელია; ამიტომ ერთცილინდრიან ძრავაში შეწონასწორებას ახორციელებენ მხოლოდ წონწინალების გამოყენებით.

122-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ერთცილინდრიანი ძრავას სქემა და ინერციის ცალები (J , X_1 და X_2), რომლებიც მოითხოვს შეწონასწორებას. ახლა განვიხილოთ ამ ძალების შეწონასწორების საკითხები ცალ-ცალკე.

ცენტრიდანული S ძალის შეწონასწორება. S ძალის სრული შეწონასწორება ადვილად ხერხდება ნუხლა ლილვზე წონწინალის მოწყობით (ნახ. 123).

შართლაც, თუ მუხლის ლოყის გაგრძელებაზე მოვაწყობთ ორ წონწინალს m_1 მასით და ამ წონწინალებს მოვათავსებთ ბრუნვის ცენტრიდან r მანძილზე, მაშინ ცენტრიდანული ინერციის ძალის სრული შეწონასწორებისათვის საკმარისია დატულ იქნეს პირობა

$$m_1 r^2 = m_2 r^2,$$

საიდანაც წონწინალის მასა

$$m_2 = m_1 \quad (260)$$

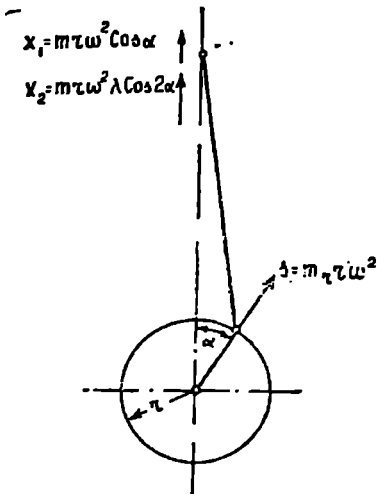
ნიღებული პირობა გვიჩვენებს, რომ წონწინალის წონის შემცირების მიზნით რადიუსი შესაძლებლობის ფარგლებში დიდი უნდა იყოს.

თუ $r = r$, მაშინ გვექნება

$$m_2 = m_1.$$

პირველი რიგის X_1 ინერციის ძალის ნაწილობრივ შეწონასწორება. წარწოდვინათ, რომ მუხლა ლილვის მუხლის ლოყების გაგრძელებაზე დასმულია ორი წონწინალი. წონწინალების მასა და განლაგების რადიუსი ისეა შერჩეული, რომ ცენტრიდანული ინერციის ძალა $S_2 = m_1 r^2 \sin \alpha$ (ნახ. 124).

S_2 ძალას თუ დავშლით ვერტიკალურ და ჰორიზონტალურ შემდგენებად, მივიღებთ, რომ ვერტიკალური $m_1 r^2 \sin \alpha \cos \alpha$ შემდგენი მუხლა ლილვის ყოველ გვარი მდგომარეობისათვის უღრის X_1 ძალას და მიმართულია მის საწინააღმდეგოდ, ე. ი. აწარმოებს მის შეწონასწორებას. მაგრამ აქვე შევამჩნევთ, რომ ერთდროულად წარმოიქმნა ახალი, შეუწონასწორებელი $m_1 r^2 \sin \alpha$ ძალა (ჰორიზონტალური შემდგენი).

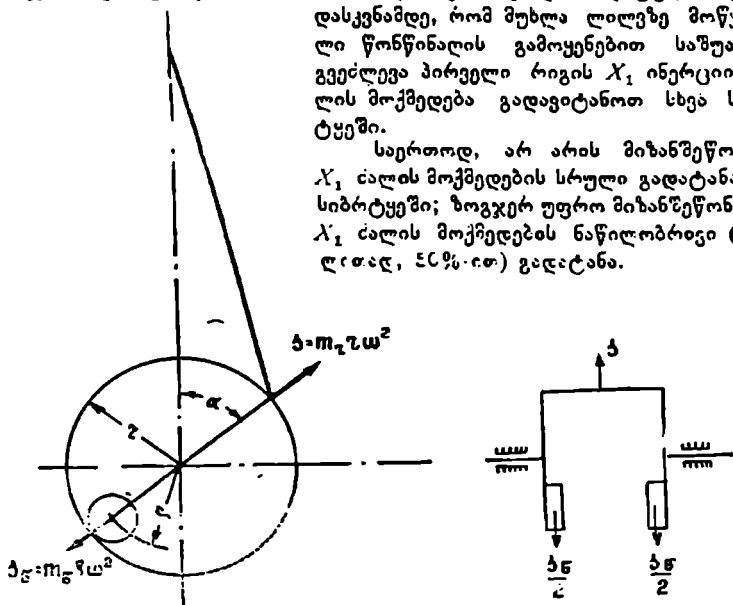


ნახ. 122. ერთცილინდრიანი ძრავას სქემა

მაშასადამე, შეიძლება ვთქვათ, რომ ფაქტიურად ვერ მოხერხდა X_1 ძალის შეწონასწორება, რადგან მის მაგიერ შეიქმნა სხვა შეუწონასწორებელი, X_1 ძალის მოქმედების სიბრტყის მართობ სიბრტყეში მოქმედი, $m r \omega^2 \sin \alpha$ ძალა.

თუ გავითვალისწინებთ, რომ $m r \omega^2 \sin \alpha$ ძალის პერიოდი და ამპლიტუდა ისეთივეა, როგორც $X_1 = m r \omega^2 \cos \alpha$ ძალის პერიოდი და ამპლიტუდა, მივალთ დასკვნამდე, რომ მუხლა ლილვზე მოწყობილი წონწინალის გამოყენებით საშუალება გვეძლევა პირველი რიგის X_1 ინერციის ძალის მოქმედება გადავიტანოთ სხვა სიბრტყეში.

საერთოდ, არ არის მიზანშეწონილი X_1 ძალის მოქმედების სრული გადატანა სხვა სიბრტყეში; ზოგჯერ უფრო მიზანშეწონილია X_1 ძალის მოქმედების ნაწილობრივი (მაგალითად, 50%-ით) გადატანა.



ნახ. 123. S ძალის შეწონასწორების სქემა

ამრიგად, მუხლა ლილვზე მოწყობილი წონწინალების გამოყენებით შეესაძლებელია საეცებით შევასწონასწოროთ ცენტრიდანული ინერციის ძალა და, გარდა ამისა, ნაწილობრივ ან მთლიანად გადავიტანოთ პირველი რიგის ინერციის ძალის მოქმედება ცილინდრის ღერძის მართობ სიბრტყეში.

საკეთები იმის შესახებ, თუ X_1 ძალის რა ნაწილი გადავა სხვა სიბრტყეში, წყდება წონწინალის მასის სიდიდის შესაბამისი შერჩევით.

თუ m_5 მასის ბქონე წონწინალი განლაგებული იქნება ρ რადიუსზე და დაცული იქნება პირობა

$$m_5 \omega^2 = m r \omega^2, \text{ ე. ი. } m_5 = m \frac{r}{\rho},$$

მაშინ მივალწვეთ X_1 ძალის მოქმედების სრულ გადატანას სხვა სიბრტყეში. მაგრამ თუ, მაგალითად, გვსურს გადავიტანოთ X_1 ძალის მოქმედება 50%-ით, საჭირო იქნება ავილოთ ρ რადიუსზე განლაგებული წონწინალი შემდეგი მასით:

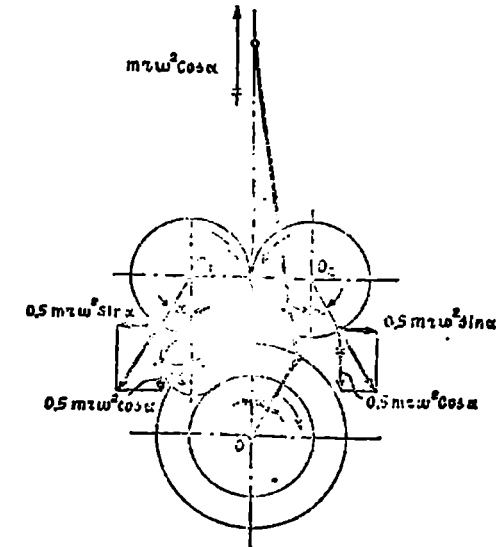
$$m_5 = \frac{m}{2} \frac{r}{\rho}.$$

არ უნდა დაგვევიწყდეს, რომ λ_1 ძალის მოქმედების გადატანისათვის საჭირო წონწინალის მასა უნდა დაემატოს ცენტრიდანული ინერციის ძალის შეწონასწორებისათვის საჭირო წონწინალის მასას.

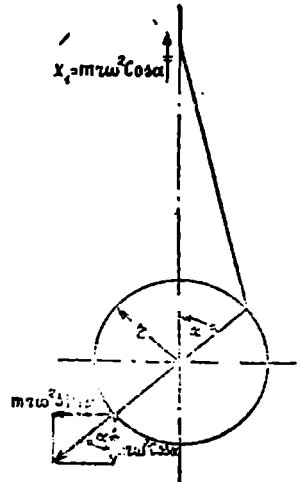
პირველი რიგის λ_1 ინერციის ძალის სრული შეწონასწორება. შეწონასწორების ასეთი სქემა, კონსტრუქციული სირთულის გამო, პრაქტიკაში იშვიათად გამოიყენება. აქ შეწონასწორების მისაღწევად ორ წონწინალს იყენებენ. წონწინალები დაყენებულია დამატებით ლილვებზე O_1 და O_2 -ზე და განლაგებულია ცილინდრის ღერძის სიმეტრიულად (ნახ. 125). დამატებითი ლილვები ბრუნავს ერთივეორის საწინააღმდეგო მიმართულებით ისეთივე სიჩქარით, როგორითაც ბრუნავს მუხლა ლილვი.

წონწინალები ისეა დაყენებული, რომ, როდესაც დგუში იპყობება ხედა მკვდარ წერტილში, ცენტრიდანული ინერციის ძალები მიმართულია ქვემოთ.

სქემიდან ჩანს, რომ წონწინალების ცენტრიდანული ინერციის ძალების პოროზონტალური შემდგენები ერთმანეთს აწონასწორებენ, ხოლო ვერტიკალური შემდგენები აწონასწორებენ პირველი რიგის λ_1 ინერციის ძალას.



ნახ. 125. λ_1 ძალის სრული შეწონასწორების სქემა



ნახ. 124. λ_1 ძალის ნაწილობრივი შეწონასწორების სქემა

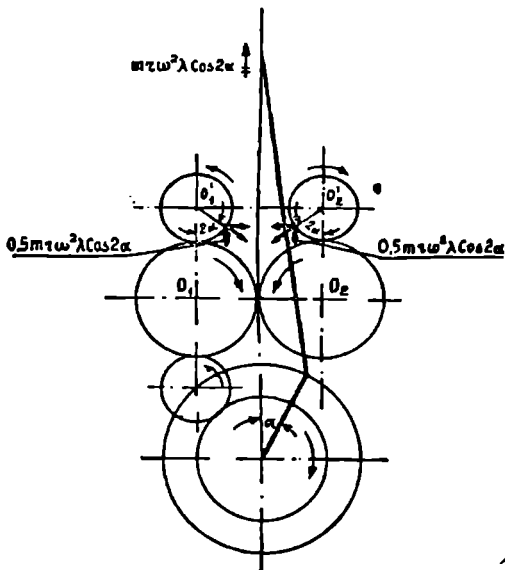
შემდგენები აწონასწორებენ პირველი რიგის λ_1 ინერციის ძალას.

თუ წონწინალები განლაგებულია ბრუნვის ცენტრიდან r მანძილზე, მაშინ ერთი წონწინალის მასა უნდა უდრიდეს გადატანით მოძრაობაში მყოფი ნაწილების მასის ნახევარს.

მეორე რიგის λ_2 ინერციის ძალის სრული შეწონასწორება. λ_2 ძალის სრული შეწონასწორების სქემა ნაჩვენებია 126-ე ნახ.ზე.

კონსტრუქციული სირთულის გამო ასეთ სქემას პრაქტიკულად გამოიყენება არა აქვს და მისი განხილვა მხოლოდ თეორიულ ინტერესს წარმოადგენს.

ზემოგანხილულ სქემასთან შედარებით აქ დამატებულია ორი ლილევი O_1 , და O_2 , რომლებიც ერთმანეთის საწინააღმდეგოდ და მუხლა ლილვზე ორჯერ უფრო სწრაფად ბრუნავენ. O_1 და O_2 ლილვებზე დასმულია წონწინალები ისეთნაირად, რომ, როცა დღუში იმყოფება ზედა მკვდარ წერტილში, წონწინალების ინერციის ძალები ქვემოთაა მიმართული.



ნ.ხ. 126. X_2 ძალის სრული შეწონასწორების სქემა

მიღებული პირობის თანახმად, წონწინალის ბრუნვის კუთხური სიჩქარე $\omega_1 = 2\omega$, რის გამო

$$III_6 = \frac{III}{8} \lambda \frac{r}{\rho}, \quad (261)$$

სადაც ρ წონწინალის ბრუნვის რადიუსია.

ერთცილინდრიანი ძრავას შეწონასწორების შესახებ მსჯელობიდან შეიძლება დავასკვნათ, რომ ასეთი ძრავას სრული შეწონასწორება მოითხოვს კონსტრუქციის დიდ გართულებას.

პრაქტიკულად ერთცილინდრიანი ძრავებისათვის იყენებენ მხოლოდ მუხლა ლილვზე მოწყობილ წონწინალებს, რომლებითაც საეცებით წონასწორდება მუხლის ცენტრიდანული ინერციის ძალა და ზოგ შემთხვევაში ნაწილობრივ პირველი რიგის ინერციის ძალა. მეორე რიგის ინერციის ძალა მულამ თავისუფალი რჩება.

ორცილინდრიანი ძრავას შეწონასწორება

ორცილინდრიანი ძრავა შეიძლება დამზადდეს სხვადასხვა სქემის მიხედვით; ქვემოთ განხილულია ოთხი შესაძლო სქემა.

1. მრუდ მხარები მიმართულია ერთ მხარეს (ნახ. 127). ასეთა სქემა შეიძლება გამოვიყენოთ ოთხტაქტიანი, ორცილინდრიანი ძრავასათვის. მუხლა ლილვის მიღებული ფორმის გამო ორივე ცილინდრის შესაბამისი ინერციის ძალები მიმართულია ერთ მხარეს და იკრიბებიან. ინერციის ძალების შეკრებით მივიღებთ ტოლქმედებს:

$$\Sigma X_1 = X'_1 + X''_1 = 2mr \omega^2 \cos \alpha; \quad (262)$$

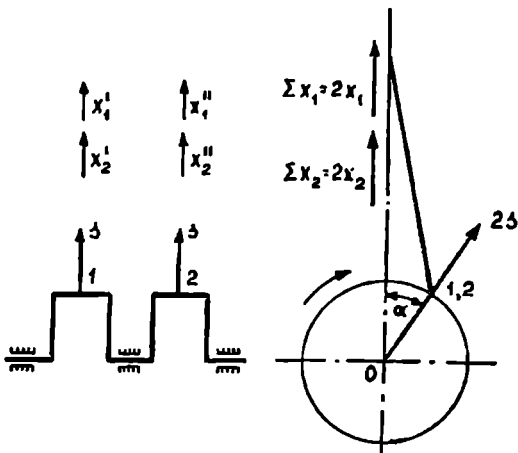
$$\Sigma X_2 = X'_2 + X''_2 = 2mr \omega^2 \cos 2\alpha \quad (263)$$

$$\Sigma S = S_1 + S_2 = 2mr \omega^2. \quad (264)$$

მიღებული ტოლქმედების შეწონასწორების შესახებ შესჯელობა ისეთივეა, როგორც იყო ერთცილინდრიანი ირავასათვის.

აღსანიშნავია, რომ განხილულ ძრავაში შეიძლება ბრუნვის კარგი თანაბრიანობის და მუხლა ლილვის ყოველ შემობრუნებაზე თითო სამუშაო სვლის მიღება.

2. მრუდ მხარები განლაგებულია 180° -ით (ნახ. 128). ასეთი სქემა გამოიყენება როგორც ორტაქტიანი, ისე ოთხტაქტიანი ძრავასათვის.



ნახ. 127. ორცილინდრიანი ძრავა მრუდმხარების ერთმხრივი განლაგებით

სქემის მიხედვით გვექნება: $\Sigma X_1 = 0;$ (265)

$$\Sigma X_2 = 2mr \omega^2 \cos 2\alpha; \quad (266)$$

$$\Sigma S = 0. \quad (267)$$

ამავე დროს აღსანიშნავია, რომ პირველი რიგის და ცენტრიდანული ინერციის ძალები ქმნიან წყვილ ძალებს და გვაძლევენ მომენტებს:

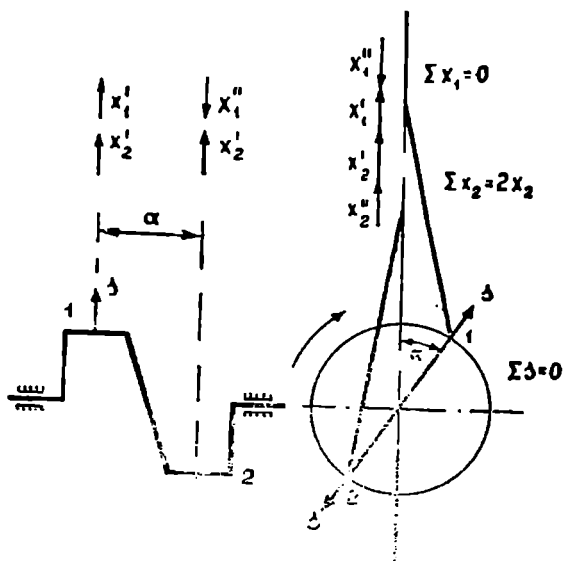
$$Mx_1 = mr \omega^2 \cos \alpha \cdot a; \quad (268)$$

$$Mx_2 = mr \omega^2 \cdot a. \quad (269)$$

მომენტი Mx_1 მოქმედებს ცილინდრების ღერძების სიბრტყეში, ხოლო მომენტი Mx_2 —მუხლა ლილვის მუხლების სიბრტყეში.

ამგვარად, განხილულ სქემაში პირველი რიგის ინერციის ძალები და ცენტრიდანული ძალები ერთმანეთს აწონასწორებენ, მაგრამ ერთდროულად ქმნიან მომენტებს, რითაც იზრდება მუხლა ლილვის დატვირთვა.

მუხლა ლილვის განტვირთვის მიზნით სასურველია ასეთ ძრავას დაეყუდნოთ წონწინალები (მიუხედავად იმისა, რომ $\Sigma S = 0$), რითაც ცენტრიდანულ ძალები ცალ-ცალკე შეწონასწორდებიან და მომენტი M_s გაუტოლდება ნულს.



ნახ. 128. ორცილინდრიანი ძრავა მრუდმხარების განლაგებით 180° -ით

შობირდაპირე მიმართულებითაა განლაგებული. მუხლა ლილვის მრუდმხარებს შორის კუთხე უდრის 180° -ს.

ასეთ სქემას ჩვეულებრივ იყენებენ ოთხტაქტიანი ძრავებისათვის. სქემის მიხედვით ვლებულობთ:

$$\Sigma X_1 = 0, \quad \Sigma X_2 = 0 \quad \text{და} \quad \Sigma S = 0;$$

გარდა ამისა, შეიქმნება მომენტები:

$$M_1 X_1 = \pi r \omega^2 \cos \alpha \cdot a; \quad (270)$$

$$M_2 X_2 = \pi r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha \cdot a; \quad (271)$$

$$M_s = \pi r \omega^2 \cdot a. \quad (272)$$

M_s მომენტი სავსებით წონასწორდება მუხლა ლილვზე წონწინალების დაყენებით. რაც ნიშნავს $M_1 X_1$ და $M_2 X_2$ მომენტებს, მათი შეწონასწორება ანე-ლია და მოითხოვს დამატებით ლილვებზე მოწყობილი წონწინალების გამო-ყენებას.

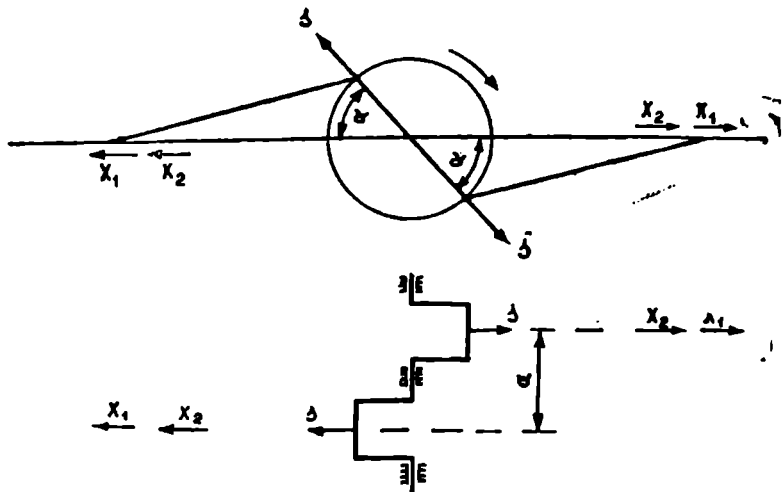
4. V -ს მაგვარი ძრავა (ნახ. 130). ორცილინდრიანი V -ს მაგვარი ძრავა ხშირად გამოიყენება მოტოციკლებისათვის. ასეთი ძრავას ცილინ-

$M_1 X_1$ მომენტის შეწონასწორებისათვის საჭირო იქნება დამატებით ლილვებზე მოწყობილი წონწინალების გამოყენება.

თუ ზემოგანვი-ლულ სქემას გამოვიყენებთ ოთხტაქტიანი ძრავისათვის, მაშინ სა-მუშაო სელები ერთმა-ნეთს ზედინედ ნაყე-ბა, აფეთქებებს შორის შუალედი დრო თანა-ბარი არ იქნება და, მაშასადამე, ლილვის ბრუნვის უთანაბრობა გაიზარდება.

3. ო მ ო ზ ი ტ უ-რი ძრავა (ნახ. 127) ასეთი ძრავები მზად-დება პორიზონტალუ-რი ტიპის, სადაც ცი-ლინდრები ერთმანეთის

დრები ერთიმეორესთან შეიძლება სხვადასხვა კუთხით განლაგდეს. განვიხილოთ შემთხვევა, როცა ცილინდრების ღერძებს შორის კუთხე 90° -ს უდრის და ორივე ბარბაცა მუშაობს ერთ ყელზე.



ნახ. 129. ორცილინდრიანი ოპოზიტური ძრავას სქემა

სქემის მიხედვით გვექნება:

ძირველი ცილინდრისათვის:

$$X_1 = m r \omega^2 \cos \alpha; \quad (273)$$

$$X'_2 = m r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha \quad (274)$$

მეორე ცილინდრისათვის:

$$X''_1 = m r \omega^2 \cos (90^\circ - \alpha) = m r \omega^2 \sin \alpha; \quad (275)$$

$$X' = m r \omega^2 \lambda \cos 2(90^\circ - \alpha) = -m r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha. \quad (276)$$

თუ ამ ძალებს გადავითანთ მუხლა ლილვის ბრუნვის ცენტრში და შესაბამისად შევკრებთ, მივიღებთ:

$$\Sigma X_1 = \sqrt{X'^2_1 + X''^2_1} = \sqrt{(m r \omega^2)^2 (\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha)} = m r \omega^2;$$

$$\Sigma X_2 = \sqrt{X'^2_2 + X''^2_2} = \sqrt{2 (m r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha)^2} = m r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha \sqrt{2}.$$

საყურადღებოა ის გარემოება, რომ პირველი რიგის ინერციის ძალების ჯამი მუდმივი სიდიდეა და მუდამ რადიალურადაა მიმართული; ამიტომ ცხადია, რომ მრუდმხარას გაგრძელებაზე დაყენებული წონწინალებით შესაძლებელია პირველი რიგის ინერციის ძალების სრული შეწონასწორება.

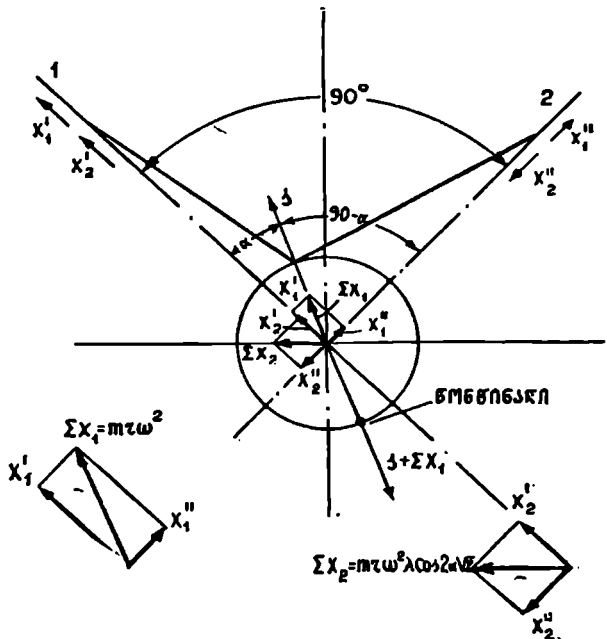
ასეთივე წონწინალებით სავსებით შეწონასწორდება აგრეთვე ცენტრიდანული ინერციის ძალაც.

როცა შევხება მეორე რიგის ინერციის ძალების ჯამს, ის რჩება თავისუფალი და მოქმედებს პარიოზონტალურ სიბრტყეში.

V-ს მაგვარი ძრავას დიდ უპირატესობად უნდა ჩაითვალოს ის, რომ მის მუხლა ლილვზე მოწყობილი წონწინალებით ხერხდება პირველი რიგის ინერციის ძალების სრული შეწონასწორება. არც ერთი სხვა სქემა ამის საშუალებას არ გვაძლევს.

განხილული სქემების შედარება ადასტურებს, რომ შეწონასწორების თვალსაზრისით უპირატესობა აქვს *V*-ს მაგვარ ძრავას.

კარგ შეწონასწორებას იძლევა აგრეთვე ოპოზიტური ძრავაც, თუმცა მისი გავრცელება შეზღუდულია დიდი გაბარიტული ზომებით.



ნახ. 130. *V*-ს მაგვარი ძრავას სქემა

ძრავა, სადაც მუხლა ლილვის მრუდმხარები განლაგებულია 180° -ით, იძლევა დამაკმაყოფილებელ შეწონასწორებას. ბრუნვის თანაბრიანობის შხრივ ასეთი სქემა არ არის ხელსაყრელი ოთხტაქტიანი ძრავასათვის.

შეწონასწორების თვალსაზრისით პირველი სქემა, სადაც მრუდმხარები ერთ მხარესაა მიმართული, უკანასკნელ ადგილზე დგას, თუმცა ოთხტაქტიანი პროცესისათვის ის იძლევა ბრუნვის კარგ თანაბრიანობას.

პრაქტიკაში უმთავრესად გავრცელებულია ორცილინდრიანი *V*-ს მაგვარი ძრავები და ისეთი ძრავები, რომელთა მრუდმხარები განლაგებულია 180° -ით (მეორე სქემა).

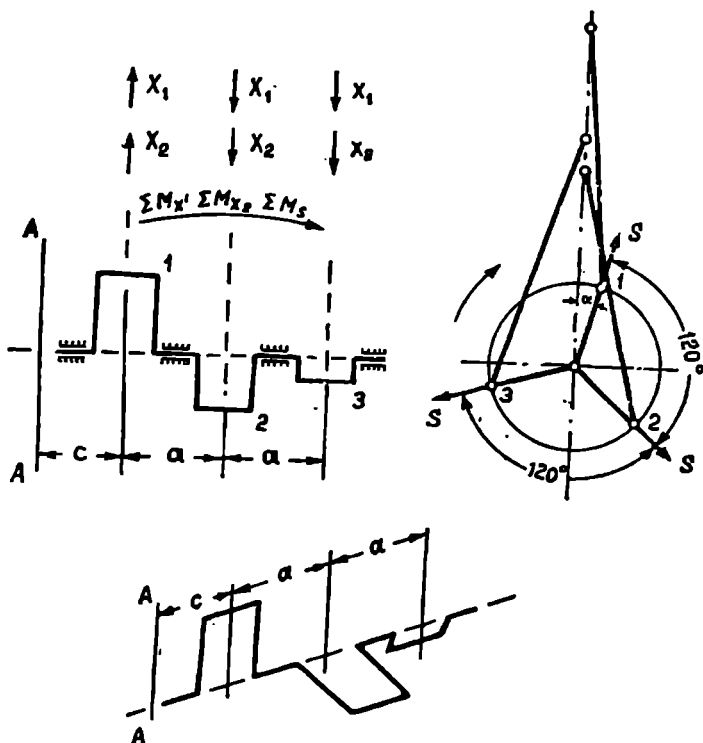
სამცილინდრიანი ძრავას შეწონასწორება

ასეთი ძრავას მუხლა ლილვის მუხლებს შორის კუთხე შეადგენს 120° -ს. (ნახ. 131).

თუ X_1 და X_2 ძალებს დავაგეგმილებთ მუხლა ლილვის ლერძის მართობ სიბრტყეზე და პროექციებს შესაბამისად შევკრებთ, მივიღებთ:

პირველი რიგის ინერციის ძალებს ჯამს

$$\begin{aligned} \Sigma X_1 &= m r \omega^2 [\cos \alpha + \cos (\alpha - 120^\circ) + \cos (\alpha - 240^\circ)] = \\ &= m r \omega^2 [\cos \alpha - \cos (\alpha - (90^\circ + 30^\circ)) + \cos (\alpha - (180^\circ + 60^\circ))] = \\ &= m r \omega^2 \left(\cos \alpha - \frac{1}{2} \cos \alpha - \frac{1\sqrt{3}}{2} \sin \alpha - \frac{1}{2} \cos \alpha + \frac{1\sqrt{3}}{2} \sin \alpha \right) = 0; \end{aligned}$$



ნახ. 131. სამცილინდროანი ძრავას სქემა

მეორე რიგის ინერციის ძალებს ჯამს

$$\Sigma X_2 = m r \omega^2 \lambda [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \cos 2(\alpha + 240^\circ)] = 0.$$

ასევე მივიღებთ, რომ

$$\Sigma S = 0.$$

ეს უკანასკნელი ტოლობა ადვილად შემოწმდება, თუ S ძალებს დავა-

გვეწილებთ ორ პერპენდიკულარულ h და l' სიბრტყეებზე და პროექციებს შესაბამისად შევკრებთ: მართლაც, გვექნება:

$$\Sigma S_h = m, r \omega^2 [\cos \alpha + \cos (\alpha + 120^\circ) + \cos (\alpha + 240^\circ)] = 0 \quad (277)$$

და $\Sigma S_{l'} = m, r \omega^2 [\sin \alpha + \sin (\alpha + 120^\circ) + \sin (\alpha + 240^\circ)] = 0. \quad (278)$

ამრიგად, სამცილინდრიან ძრავაში გადატანით მოძრაობაში მყოფი მასების პირველი და მეორე რიგის ინერციის ძალები და აგრეთვე შეუწონასწორებელი მბრუნავი მასების ცენტრიდანული ინერციის ძალები შესაბამისად ერთმანეთს აწონასწორებენ.

აღსანიშნავია, რომ განხილული ძალები ქმნიან მომენტებს და ტვირთავენ მუხლა ლილვს.

პირველი რიგის ინერციის ძალებით შექმნილი ჯამური მომენტი ნებისმიერი $A-A$ ღერძის მიმართ (ნახ. 131) იქნება:

$$\begin{aligned} \Sigma M x_1 &= m r \omega^2 [c \cos \alpha + (c+a) \cos (\alpha + 120^\circ) + (c+2a) \cos (\alpha + 240^\circ)] = \\ &= m r \omega^2 \left[c \cos \alpha + (c+a) \left(-\frac{1}{2} \cos \alpha + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin \alpha \right) + \right. \\ &= (c-2a) \left(-\frac{1}{2} \cos \alpha + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin \alpha \right) \left. \right] = \\ &= m r \omega^2 (-1,5a \cos \alpha + a 0,865 \sin \alpha). \end{aligned}$$

ამ გამოსახულების შემოწმება მაქსიმუმზე გვაძლევს:

$$\frac{dM x_1}{d\alpha} = m r \omega^2 a (1,5 \sin \alpha + 0,866 \cos \alpha) = 0$$

ან $\operatorname{tg} \alpha = -0,578. \quad \alpha = 330^\circ.$

თუ α -ს მიღებულ სიდიდეს შევიტანთ $\Sigma M x_1$ გამოსახულებაში, მივიღებთ

$$\Sigma M x_{1 \max} = 1,732 m r \omega^2 a. \quad (279)$$

ანალოგიურად შეიძლება დაეწეროს მეორე რიგის ინერციის ძალებით შექმნილი ჯამური მომენტი იმავე $A-A$ ღერძის მიმართ. გვექნება:

$$\Sigma M x_2 = m r \omega^2 [c \cos \alpha - (c+a) \cos 2 (\alpha + 120^\circ) + (c+2a) \cos (\alpha + 240^\circ)]$$

და $\Sigma M x_{2 \max} = 1,732 m r \omega^2 a, \quad (280)$

$A-A$ ღერძის მიმართ ცენტრიდანული ინერციის S ძალების მომენტების ჯამი განიხილავება ტოლობებით:

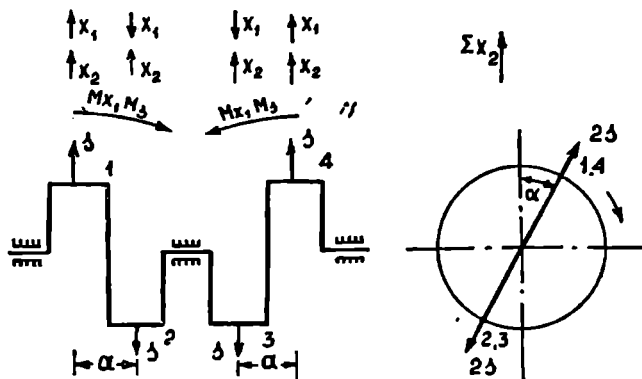
$$\Sigma M_s = m, r \omega^2 [c \cos \alpha + (c+a) \cos (\alpha + 120^\circ) + (c+2a) \cos (\alpha + 240^\circ)]$$

და $\Sigma M_{s \max} = 1,732 m, r \omega^2 a. \quad (281)$

მიღებული მომენტი სავსებით წონასწორდება მუხლა ლილვზე წონწინა-ღების დაყენებით. ასეთ შემთხვევაში ცალკეული მუხლების ცენტრიდანული S ძალები ცალ-ცალკე წონასწორდება და ΣM_s მომენტი ნულის ტოლია.

ოთხცილინდრიანი ძრავას შეწონასწორება

ოთხტაქტიანი ძრავა (ნახ. 132). როგორც ზემოთ იყო ნაჩვენებია, ასეთი ძრავას მუხლა ლილვის მუხლებს შორის კუთხე არის 180° . განსახილველ ძრავაში პირველი რიგის ინერციის X_1 ძალები და ცენტ-



ნახ. 132. ოთხტაქტიანი ოთხცილინდრიანი ძრავას სქემა

რიდანული ინერციის S ძალები შესაბამისად ერთმანეთს აწონასწორებენ, გეორგი რიგის ინერციის X_2 ძალები კი თავისუფალი რჩებიან და იკრიბებიან. პართლაც, სქემის მიხედვით:

$$\begin{aligned} \sum X_1 &= 0; \\ \sum X_2 &= 4mr \omega^2 \cos 2\alpha; \\ \sum S &= 0. \end{aligned}$$

ერთმანეთს აწონასწორებენ აგრეთვე $X_1 X_1$ და $S S$ წყვილძალებით შექმნილი $Mx_1 = X_1 a$ და $Ms = Sa$ მომენტები.

აღსანიშნავია, რომ Mx_1 და Ms მომენტებმა წონასწორდება და არ იწვევენ ძრავას ნჯღრევას, მაგრამ ისინი ქმნიან მუხლა ლილვის დაბატებით დატვირთვის.

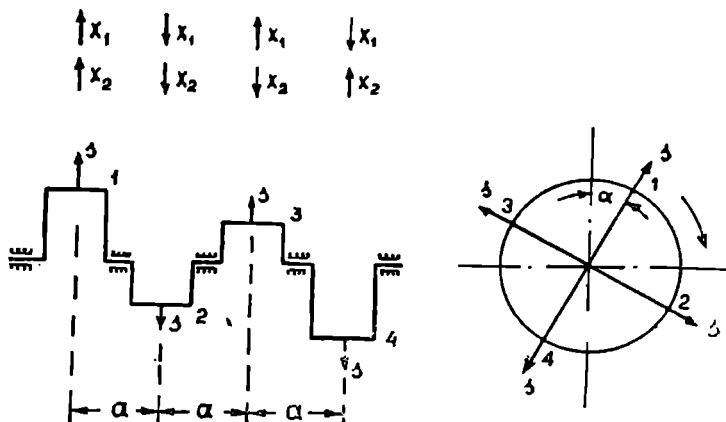
მუხლა ლილვის განტვირთვის მიზნით, ისეთ შემთხვევაში, როდესაც ცენტრიდანული ძალის სიდიდე მნიშვნელოვანია, ოთხტაქტიანი, ოთხცილინდრიანი ძრავას მუხლა ლილვზე აკეთებენ წონწინალებს.

აქ საინტერესოა მოვიყვანოთ ერთი მაგალითი. ძრავა $\Gamma A3-AA$ ანვითარებდა ბრუნთა რიცხვს $n=2200$ ბრ/წ; მის მუხლა ლილვს წონწინალები არ ჰქონდა. ამ ძრავას გაუმჯობესებით შეიქმნა ძრავა $\Gamma A3-MM$, რომლის ბრუნთა რიცხვი $n=2800$ ბრ/წ. ბრუნთა რიცხვის გადიდების გამო გაიზარდა ცენტრიდანული ინერციის ძალები, გადიდდა მუხლა ლილვის დატვირთვა და საკირო გახდა წონწინალების მოწყობა.

ორტაქტიანი ძრავა (ნახ. 133). ორტაქტიანი ოთხცილინდრიანი ძრავას მუხლა ლილვის მუხლებს შორის კუთხე არის 90° . ასეთი კუთხის მიხედვით შესაძლებელია შევადგინოთ ლილვის მოხაზულობის რამდენიმე ვა-

რიანტი. აქვანეხილავთ მხოლოდ ერთ ვარიანტს, რომელიც შეესაბამება ორტაქტიანი ოთხცილინდრიანი დიზელის ЯА3-204 რაეაში გამოყენებულ სქემას (ნახ. 133).

სქემაზე ნაჩვენებია ინერციის ძალების განლაგება ლილვის ერთ-ერთი მდგომარეობისათვის.



ნახ. 133. ოთხცილინდრიანი ორტაქტიანი ძრავის სქემა

პირველი რიგის ინერციის ძალის სიდიდეებია:

პირველი ცილინდრისათვის

$$m_1 = m r a^2 \cos \alpha;$$

მეორე ცილინდრისათვის

$$X_2 = m r^2 a \cos(\alpha + 90^\circ) = -m r a^2 \sin \alpha;$$

მესამე ცილინდრისათვის

$$X_3 = m r a^2 \cos(\alpha + 270^\circ) = m r a^2 \sin \alpha;$$

მეოთხე ცილინდრისათვის

$$X_4 = m r a^2 \cos(\alpha + 180^\circ) = -m r a^2 \cos \alpha.$$

ამ ძალების ჯამი მოგვცემს

$$\Sigma X_i = m r a^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 90^\circ) + \cos(\alpha + 270^\circ) + \cos(\alpha + 180^\circ)] = \\ = m r a^2 (\cos \alpha - \sin \alpha + \sin \alpha - \cos \alpha) = 0.$$

როგორც ჩანს, პირველი რიგის ინერციის ძალები ურთიერთ შეუწონასწორდნენ.

ამ ძალებით შექმნილი ჯამური მომენტი რომელიმე ნებისმიერი ღერძის მიმართ, მავალითად, მეოთხე ცილინდრის ღერძის მიმართ იქნება

$$M x_1 = m r a^2 \cos \alpha \cdot 3a - m r a^2 \sin \alpha \cdot 2a + m r a^2 \sin \alpha \cdot a = \\ = m r a^3 (3 \cos \alpha - 2 \sin \alpha + \sin \alpha) = m r a^3 (3 \cos \alpha - \sin \alpha).$$

მიღებული გამოსახულების მაქსიმუმზე გამოკვლევა მოგვცემს:

$$\frac{dMx_1}{dx} = m r \omega^2 a (-3 \sin \alpha - \cos \alpha) = 0$$

ან

$$-3 \sin \alpha - \cos \alpha = 0,$$

საიდანაც

$$\operatorname{tg} \alpha = -\frac{1}{3} \text{ და } \alpha = 341^\circ 30'.$$

α -ს მიღებული სიდიდის შეტანით Mx_1 მომენტის გამოსახულებაში ნივთობა

$$Mx_{1 \max} = 3,162 m r \omega^2 a. \quad (292)$$

მეორე რიგის ინერციის ძალები ცალკეული ცილინდრებისათვის განზომილებიან ტოლობებით:

პირველი ცილინდრისათვის

$$X_2 = m r \omega^2 i \cos 2\alpha;$$

მეორე ცილინდრისათვის

$$X_2 = m r \omega^2 i \cos 2(\alpha + 90^\circ) = -m r \omega^2 i \cos 2\alpha;$$

ნესამე ცილინდრისათვის

$$X_2 = m r \omega^2 i \cos 2(\alpha + 270^\circ) = -m r \omega^2 i \cos 2\alpha;$$

მეოთხე ცილინდრისათვის

$$X_2 = m r \omega^2 i \cos 2(\alpha + 180^\circ) = m r \omega^2 i \cos 2\alpha.$$

ამ ძალების ჯამი

$$\Sigma X_2 = m r \omega^2 i (\cos 2\alpha - \cos 2\alpha - \cos 2\alpha + \cos 2\alpha) = 0.$$

მეორე რიგის ინერციის ძალებით შექმნილი მომენტების ჯამიც მოგვეცემს ნულს. მართლაც, თუ დაეწერთ მომენტების ჯამს რომელიმე ღერძის მიმართ, მაგალითად, იმავე მეოთხე ცილინდრის ღერძის მიმართ, გვექნება:

$$\begin{aligned} Mx_2 &= m r \omega^2 i \cos 2\alpha \cdot 3a - m r \omega^2 i \cos 2\alpha \cdot 2a - m r \omega^2 i \cos 2\alpha \cdot a = \\ &= m r \omega^2 i a (3 \cos 2\alpha - 2 \cos 2\alpha - \cos 2\alpha) = 0. \end{aligned}$$

ამრიგად, ასეთ ძრავაში მეორე რიგის ინერციის ძალები და ამ ძალებით შექმნილი მომენტები ერთმანეთს აწონასწორებენ,

სქემიდან ადვილად შეგვიძლია დაგრწმუნდეთ, რომ ცენტრიდანული S ძალებიც წონასწორდებიან და, მაშასადამე,

$$\Sigma S = 0.$$

ცენტრიდანული ინერციის ძალები კმნის თავისუფალ მომენტს, რომლის მაქსიმალური სიდიდეა

$$M_s \max = 3,162 m r \omega^2 a.$$

ზემომოყვანილი მსჯელობიდან შეიძლება დავასკვნათ, რომ ორტაქტიან ოთხცილინდრიან ძრავაში ვადატანით მოძრაობაში მყოფი მასების პირველი და მეორე რიგის ინერციის ძალები და აგრეთვე შეუწონასწორებელი მძრუ-

ნავი მასების ცენტრიდანული ინერციის ძალები შესაბამისად ერთმანეთს აწონასწორებენ.

წონასწორდება აგრეთვე მეორე რიგის ინერციის ძალებით შექმნილი ჯამური Mx_1 მომენტიც. რაც შეეხება Mx_2 და Ms მომენტებს, ისინი თავისუფალი რჩება და იწვევს როგორც ძრავას ვიბრაციას, ისე მუხლა ლილვის დატვირთვას.

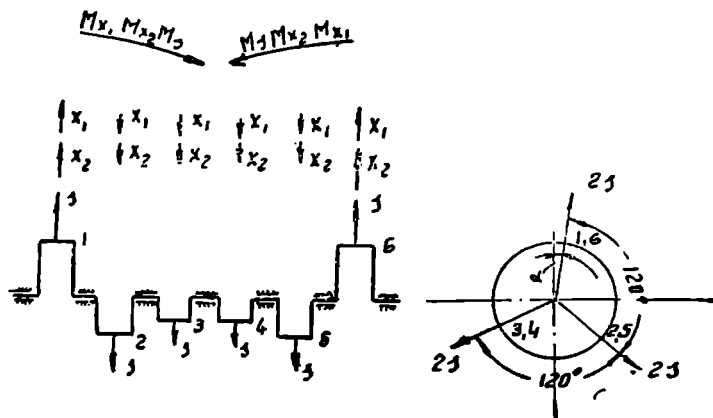
Ms მომენტი სავსებით შეიძლება შევანასწოროთ მუხლა ლილვზე. წინაწინალების მოწყობით, Mx_1 მომენტის შეწონასწორება კი შოითხოვს კონსტრუქციის მნიშვნელოვან გართულებას და დამატებით მბრუნავ ლილვებზე წინაწინალების მოწყობას.

შეწონასწორების ასეთი ხერხი განხორციელებულია ორტაქტიან ოთხცილინდრიან $FA3-204$ ძრავაში.

აღნიშნული სქემის მიხედვით შეწონასწორება ერთცილინდრიანი ძრავას ჰომოველი რიგის ინერციის ძალის სრული შეწონასწორების ანალოგიურია.

ექვსცილინდრიანი ძრავას შეწონასწორება

ოთხტაქტიანი ძრავა (ნახ. 134). ექვსცილინდრიანი ოთხტაქტიანი ძრავას მუხლა ლილვის მუხლებს შორის კუთხე 120° -ს შეადგენს.



ნახ. 134. ექვსცილინდრიანი ოთხტაქტიანი ძრავას სქემა

ასეთი ძრავა შეიძლება განვიხილოთ როგორც ორი, ერთმანეთთან შეერთებული, სამცილინდრიანი ძრავა. თუ გავიხსენებთ სამცილინდრიანი ძრავას მონაცემებს, დავრწმუნდებით, რომ აქაც:

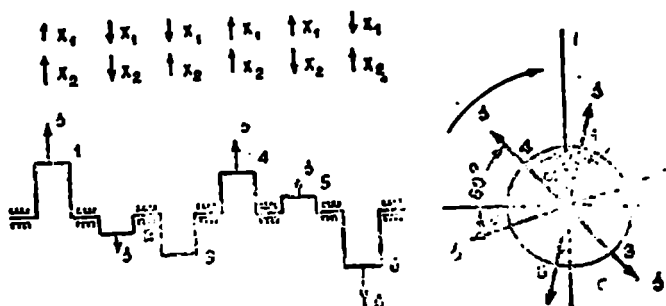
$$\Sigma X_1 = 0; \quad \Sigma X_2 = 0 \quad \text{და} \quad \Sigma S = 0.$$

როგორც სქემიდან ჩანს, პირველი სამი ცილინდრით შექმნილი მომენტები ზედამ უდრის და საწინააღმდეგოდაა მიმართული იმ მომენტებთან შედარებით, რომლებსაც ქმნის დანარჩენი სამი ცილინდრი. ამის გამო, განსახილველი ძრავასათვის გვექნება:

$$Mx_1 = 0, \quad Mx_2 = 0 \quad \text{და} \quad Ms = 0.$$

როგორც ვხედავთ, ასეთ ცრავაში მომენტები ერთმანეთს აწონასწორებს და, მაშასადამე, არ იწვევს ძრავას ვიბრაციას. ხსენებული მომენტები ქენის განსაზღვრულ დატვირთვის მუხლა ლილვზე.

ზოგიერთ შემთხვევაში, მუხლა ლილვის განაწილების მიზნით, ლილვზე აწყობენ წონწინალებს და ამით სპობენ MS მომენტით შექმნილ დატვირთვის.



ხას. 12. ვექტორული ნიშნის დატვირთვა

ზენოთქმულიდან ცხადია, რომ ასეთი ცრავა, შეწონასწორების თვალსაზრისით, საუკეთესო შედეგს იძლევა.

ორტაქტიანი ცრავა (ხას. 155). ასეთი ცრავის მუხლა ლილვის მუხლებს შორის კუთხე 60°-ს შეადგენს.

60° კუთხისათვის შეიძლება შევადგინოთ მუხლა ლილვის რამდენიმე სქემა: ჩვენ აქ განვიხილავთ 135-ე ნაბიჯე მოყვანილ ყველაზე მეტად გავრცელებულ სქემას.

გადატანით მოცრობაში მყოფი მასების პირველი რიგის ინერციის ცალკეობის ჯამი მოგვცეს

$$\Sigma X_1 = nr \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 240^\circ) + \cos(\alpha + 120^\circ) + \cos(\alpha + 300^\circ) + \cos(\alpha + 60^\circ) + \cos(\alpha + 180^\circ)] = 0.$$

ასევე მეორე რიგის ინერციის ცალკეობის ჯამი იქნება

$$\Sigma X_2 = nr \omega^2 [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 240^\circ) + \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \cos 2(\alpha + 300^\circ) + \cos 2(\alpha + 60^\circ) + \cos 2(\alpha + 180^\circ)] = 0.$$

გარდა ამისა, სქემიდან ვღებულობთ, რომ

$$\Sigma N = 0.$$

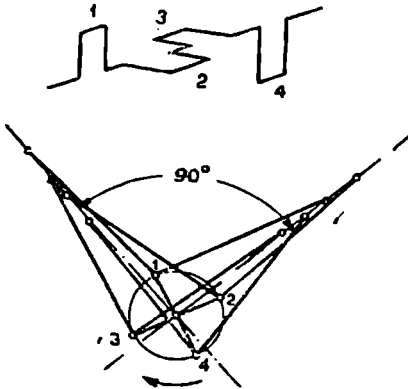
ამრიგად, განსახილველ ცრავაში X_1 , X_2 და N ცალკეობა შესაბამისად ერთმანეთს აწონასწორებენ.

წონასწორდება აგრეთვე მეორე რიგის ინერციის ცალკეობა შექმნილი მომენტების ჯამი. რაც შეეხება პირველი რიგის და ცენტრადინული ინერციის ცალკეობით შექმნილ მომენტებს, იმათი თავისუფალი რჩება.

ამ მომენტების შეწონასწორების მიზნით ორტაქტიან ცრავაში იყენებენ მუხლა ლილვზე და დამატებით მბრუნავ ლილვებზე მოწყობილ წონწინალებს.

V-ს მაგვარი რვაცილინდრიანი ძრავას შეწონასწორება

განსახილველი ძრავას სქემა ნაჩვენებია 136-ე ნახ.ზე. აქ ცილინდრები ორ რივადაა განლაგებული და მათს ღერძებს შორის კუთხე 90° -ს უდრის. ორი მოპირდაპირე ცილინდრის ბარბაცები მუშაობენ მუხლა ლილვის ერთ ყელზე. ასეთი ძრავას მუხლა ლილვის მუხლებს შორის კუთხე 90° უდრის.



ნახ. 136. V-ს მაგვარი რვაცილინდრიანი ძრავას სქემა

ძრავას სხვა შესაძლო სქემებს აქ არ განვიხილავთ, რადგანაც მათი ანალიზი, ასეთების დაყოფის შემდეგ უკვე განხილულ ვარიანტებად, არ წარმოადგენს არავითარ სიძნელეს.

მრულმხარა მექანიზმის ნაწილების წონითი შერჩევა და ბალანსირება

ძრავას შეწონასწორების საკითხების თეორიული განხილვის დროს დაშვებული გვექონდა იდეალური პირობა და ვთვლიდით, რომ ცალკეული ცილინდრებისათვის მიკუთვნილი მოძრავი მასები, მრულმხარას რადიუსის, ბარბაცის სიგრძე და მუხლების გადახრის კუთხე ზუსტად ერთნაირია. გარდა ამისა, მუხლა ლილვი განხილული იყო, როგორც აბსოლუტურად ხისტი.

სინამდვილეში ტექნოლოგიური მიზეზების გამო მუდამ არსებობს განსაზღვრული სივარება ნაწილების წონისა და ზომების; ამასთანავე, ნაწილების დეფორმაციის გამო ეს ზომები კიდევ შეიცვლება ძრავას მუშაობის დროს.

რაც უფრო მეტი იქნება გადახრა ნორმალური ზომებიდან და სხვაობა მოძრავ მასებს შორის, მით უფრო ცუდი იქნება ძრავას შეწონასწორება.

ძრავას უკეთესი შეწონასწორების მიზნით მისი აწყობის წინ ცალკეული ცილინდრებისათვის ახდენენ ვადატანით მოძრაობაში მყოფი ნაწილების წონით შერჩევას, ხოლო მბრუნავი ნაწილების სტატიკურ და დინამიკურ ბალანსირებას.

მონტაჟის ვაადვილები და აგრეთვე დამზადების დროს წუნის შეპირების მიზნით დღეულები და ბარბაცები იყოფა ჯგუფებად.

V-ს მაგვარი რვაცილინდრიანი ძრავა შეიძლება განვიხილოთ, როგორც ოთხი ორცილინდრიანი ძრავა. თუ დავაკვირდებით 136-ე ნახ.ზე სქემას და გავიხსენებთ ორცილინდრიანი ძრავას შეწონასწორების პირობებს, მივაღწეოთ იმ დასკვნამდე, რომ განსახილველ ძრავაში, მუხლა ლილვზე წონწინალების დაყენების შემდეგ, ინერციის ძალები და მათ მიერ შექმნილი მომენტების ჯამი ნულის ტოლია, ე. ი.

$$\sum X_1 = 0, \quad \sum X_2 = 0, \quad \sum S = 0,$$

$$Mx_1 = 0, \quad Mx_2 = 0 \quad \text{და}$$

$$Ms = 0.$$

რაც შეტია ძრავას ბრუნთა რიცხვი, შით უფრო ნაკლები ჰუნდა იყოს გადახრა ცალკეული ცილინდრებისათვის განკუთვნილი ნაწილების წონებს შორის.

თანამედროვე საავტოტრაქტორო ძრავებისათვის (საჰირო სიზუსტის მიხედვით) დასაშვები წონითი განხრა მერყეობს ზღვრებში: დგუშებისათვის $2 \div 30$ გრამი, ბარბაცებისათვის კი $2 \div 60$ გრამი.

ნუხლა ლილვი და მქნევარა დამზადების დროს მოითხოვენ დინამიკურ ბალანსირებას. ბალანსირება წარმოებს სპეციალური დანადგარით, რომელზედაც არკვევენ შეუწონასწორებელი მომენტის სიდიდეს და მოქმედების სიბრტყეს; ამის შემდეგ შესაფერის ადგილზე ლითონის მოცილებით ახორციელებენ ბალანსირებას.

†

§ 6. სატრანსპორტო და საავტომობილო ძრავას მქნევარა

ზოგადი მოსაზრებები

თუ განვიხილავთ ერთცილინდრიან ძრავას და წარმოვიდგინოთ, რომ თითქმის ნის ნაწილებს წონა არა აქვთ, დავრწმუნდებით, რომ ასეთი ძრავა ვერ იმუშავებს, ვინაიდან დაშვებულ შემთხვევაში არ იარსებებს ენერჯის წყარო დაწინაურე ტაქტების (შეწოვა, შეკუმშვა, განდევნა) შესასრულებლად.

დასახელებული შემთხვევისაგან განსხვავებით, რეალური ძრავას ნაწილებს წონა აქვთ. ამის გამო მუხლა ლილვის აჩქარებელი ბრუნვის დროს მოძრავი ნაწილებისათვის აჩქარების მისანიშნებლად განსაზღვრული ენერჯის დახარჯვა იქნება საჭირო. ეს ენერჯია სრულადვე ბრუნდება უკან, მაშინ როდესაც ნუხლა ლილვი შენელებულ ბრუნვას იწყებს.

ანრიგად, ძრავას მოძრავი ნაწილები შეიძლება განვიხილოთ, როგორც ენერჯის აკუმულატორი, რომელიც მუხლა ლილვის აჩქარებელი ბრუნვის დროს აგროვებს ძრავისაგან მიღებულ ენერჯიას და ხარჯვას მას მაშინ, როცა ლილვი შენელებულ ბრუნვას იწყებს.

ადვილი წარმოსადგინია, რომ ძრავას მოძრავი ნაწილები მუხლა ლილვის ბრუნვის სითანაბრესაც შეუწყობს ხელს.

გარდა ამისა, ექსპლოატაციის პირობებში ძრავას მბრუნავი ნაწილები დაგროვილი ენერჯია მანქანის (ტრაქტორის ან ავტომობილის) ადგილიდან დაეწრის გასაადვილებლად და დროებითი, გადიდებული წინაღობის დასაძლევადაც შეიძლება გამოვიყენოთ.

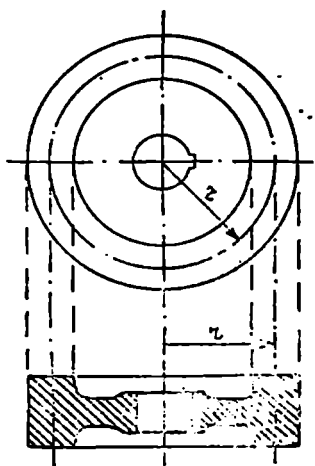
მაგრამ ძრავას მოძრავი ნაწილების მასები საკმარისი არ არის ნორმალური მუშაობისათვის, რის გამო საჭირო ხდება მუხლა ლილვზე დამატებითი მასის — მქნევარას დამატება.

მქნევარით შექმნილი ეფექტი შინი ინერციის მომენტის სიდიდით განისაზღვრება, რაც თავის მხრივ დამოკიდებულია მქნევარას წონასა და დამატებაზე.

წონის შემცირების მიზნით ხელსაყრელია შევარჩიოთ დიდი დიამეტრის მქონე მქნევარა, მაგრამ მქნევარას გარე დიამეტრის სიდიდე შეზღუდულია ძრავას გაბარიტებით და არსებულ კონსტრუქციებისათვის მერყეობს ზღვრებში:

სატრაქტორო ძრავებისათვის—350 ÷ 500 მმ და ზოგჯერ მეტიც;
საავტომობილო ძრავებისათვის—300 ÷ 450 მმ.

ხშირად მქნევარას წონად მხოლოდ მისი ფერსოს წონას ღებულობენ. ბრუნვის რადიუსად კი—ამ ფერსოს საშუალო r რადიუსს (ნახ. 137). ასეთი პირობა ცალიან ამარტივებს მქნევარას გაანგარიშებას.



ნახ. 137. მქნევარას სქემა

მქნევარას დასახსიათებლად იღებენ მისი ინერციის მომენტის (θ_m კგ მ²) ან ეგრეთ წოდებულ მქნევარა მომენტის (GJ^2 კგმ²) სიდიდეს.

თუ მქნევარას მასა იქნება მისი ინერციის მომენტი

$$\theta_m = m r^2 = \frac{G J^2}{4},$$

სადაც: G არის მქნევარას წონა;

r —სიმძიმის ძალის აჩქარება;

$J = 2r$ —მქნევარას დიამეტრი.

ამრიგად, მქნევარას ზომების დადგენისათვის საჭიროა წინასწარ გაიანგარიშოთ θ_m -ის ან GJ^2 -ის საჭირო სიდიდე, შევარჩიოთ მქნევარას დიამეტრი და ამის შედეგად გაიანგარიშოთ მისი წონა. წინა ტოლობიდან გვექნება, რომ მქნევარას წონა

$$G = \frac{4 \theta_m}{J^2}$$

ვ. ნ. ბოლტაჩისკის მონაცემებით მქნევარას ინერციის მომენტი იღებ...

სატრაქტორო ძრავებისათვის $\theta_m = (0,75 \div 0,90) \theta$;

საავტომობილო ძრავებისათვის $\theta_m \approx 0,85 \theta$, სადაც θ არის ძრავას ყველა მოძრაობა ნაწილია მუხლა ღიღვთან მოყვანილი ინერციის მომენტი.

გაანგარიშებათა გამარტივების მიზნით ზოგ შემთხვევაში ღებულობენ:

$$\theta_m = \theta.$$

როგორც ვნახეთ, მქნევარას გაანგარიშება მისი ინერციის მომენტის ან მქნევარა მომენტის საჭირო სიდიდის გაშოთელაში მდგომარეობს.

ტრაქტორისა და ავტომობილის ძრავას მქნევარას შიშართ წაყენებულა მოთხოვნები, ამ მანქანების ზუშაობის სხვადასხვა პირობების გამო, ერთმანეთისაგან განსხვავებული.

აღნიშნული სხვადასხვაობა ძირითადად შემდეგში მდგომარეობს.

1. სატრაქტორო ძრავა მეტწილად ზუშაობს დატვირთვით, რომელიც უახლოვდება მაქსიმალურს; ამ დროს ძრავას ბრუნთა რიცხვი უმნიშვნელოდ იცვლება. საავტომობილო ძრავა კი უფრო ხშირად ნაწილობრივი დატვირთვით და ბრუნთა რიცხვის წინაშეულოვანი ცვალებადობით ზუშაობს;

2. ტრაქტორის ადგილიდან დაძვრა ზოგ შემთხვევაში ხდება მაღალ გადაცემაზე სრული დატვირთვისას, რადგანაც თანდათანობით გადასვლა დაბალი გადაცემიდან მაღალზე (გაქანება) შეუძლებელია.

ავტომობილის ადგილიდან დაძვრა კი მუდამ წარმოებს დაბალ გადაცემაზე, რომელიც ავტომობილის გაქანების პროცესში თანდათანობით იცვლება მაღალი გადაცემებით.

გარდა ზემოაღნიშნულისა, მხედველობაში უნდა მივიღოთ ის გარემოებაც, რომ სატრაქტორო ირავას ზოგ შემთხვევაში უხდება სტაციონარული სანუშაოს შესრულება.



-

თ ა ვ ი X

ძრავას ძირითადი ნაწილები და მათი გაანგარიშება

§ 1. ზოგადი განმარტება

ძრავას ძირითადი ნაწილებია ბარბაცა-მრუდმხარა მექანიზმში შემაველი ნაწილები: ცილინდრი, დგუში, დგუშის რგოლები, დგუშის თითი, ბარბაცა და ნუხლა ლილევი. ამ ნაწილებთან ერთად ჩვეულებრივად იხილავენ ძრავას ტანსაც, რომელშიც თავმოყრილია ძრავას ყველა მექანიზმი.

ძრავას ნაწილებზე შეიძლება მოქმედებდეს აირის წნეებითა და ინერციის ძალებით შექმნილი დატვირთვა, ტემპერატურული დატვირთვა და გრეხვითი რბევებით შექმნილი დატვირთვა.

ნაწილების გაანგარიშების დროს უნდა დავადგინოთ მექანიზმის საანგარიშო მდგომარეობა, რომლის დროსაც ძაბვები უდიდეს სიდიდეს ლებულობს. მექანიზმის შერჩეული მდგომარეობა ხასიათდება მრუდმხარას მობრუნების კუთხით მისი საწყისი მდგომარეობიდან (ზედა მკვდარი წერტილიდან).

ძრავას ნაწილებში შექმნილი ნამდვილი ძაბვის სიდიდის გამორკვევა გაანგარიშების წესით მეტად ცნელია, რადგანაც ნაწილების რთული ფორმის, მათი შენეარების სხვადასხვა წესისა და მოქმედი ძალების ცვალებადობის გამო ცნელი ხდება ამოცანის დაყვანა მასალათა გამძლეობის ან მანქანათა ნაწილებას კურსში განხილულ რომელიმე კლასიკურ ამოცანამდე. გაანგარიშებას იხილ ართულებს, რომ ცნელია საანგარიშო ნაწილის ტემპერატურული პირობების, ღრეხოების. დამზადების ტექნოლოგიის, შეხეთვისა და სხვა პირობების გავლენის ზუსტი აღრიცხვა.

განიილული მიზეზების გამო ხელსაყრელი ხდება ძაბვების შერჩევისა და შეფასების დროს დავეყრდნოთ იმ მონაცემებს, რომლებიც ახასიათებს უკვე არსებულ და დადებითად შეფასებულ მსგავსი კონსტრუქციის ძრავებს.

ძრავას ნაწილების გაანგარიშების დროს ზოგჯერ მიზანშეწონილია იხიეთი ემპირიული ფორმულების გამოყენება, რომლებიც მდიდარ სტატისტიკურ მასალას ემყარება.

§ 2. დ გ უ შ ი

მორაობის დროს სიქარე, მაღალი ტემპერატურა და დიდი წნევა, რითაც ხასიათდება დგუშის მუშაობა, მეტად მაღალ მოთხოვნებს უყენებს მის კონსტრუქციას, მასალის შერჩევასა და დამზადების ხერხს.

დგუშზე მოქმედებს დიდი დატვირთვა, რომელიც შექმნილია აირის წნევითა და ინერციის ძალებით.

ძრავას ტიპის მიხედვით აირის მაქსიმალურმა წნევამ ცილინდრში შეიძ-

ლება 100 კგ/სმ²-მდე მიაღწიოს, რაც დიდი ცილინდრის მქონე ძრავას დგუშზე შექმნის ტონობით გამოსახულ დატვირთვას.

დგუშის დიდი სიჩქარე, რომლითაც ხასიათდება თანამედროვე სატრაქტორო და საავტომობილო ძრავები, ქმნის დიდ აჩქარებებს და, მაშასადამე, დიდ ინერციის ძალებს, რომლებიც აგრეთვე მნიშვნელოვნად ტვირთავენ დგუშს.

როგორც ინერციის ძალები, ისე აირის წნევაც მკვეთრად იცვლიან თავის აილიდეს, რის გამო მათ მიერ შექმნილი დატვირთვები დარტყმითი ხასიათისაა. ეს გარემოება მეტად ამძიმებს დგუშის მუშაობის პირობებს. მეტად მძინე აგრეთვე დგუშის მუშაობის პირობები სითბური დატვირთვების თვალსაზრისითაც. დგუში უშუალო შეხებაშია ცხელ აირებთან, რომელთა საშუალო ტემპერატურა ძრავას სრული დატვირთვით მუშაობის დროს 650—1100°C ზღვრებში იცვლება. აირის ასეთი მაღალი ტემპერატურის გამო სითბო ინტენსიურად გადაეცემა დგუშს. აირისაგან მიღებული სითბოს გარდა, დგუში იღებს იმ სითბოსაც, რომელიც გამოიყოფა ცილინდრთან მისი ხახუნის შედეგად.

დგუშის გაანგარიშება

დგუშის კონსტრუქციის ანალიზი გვიჩვენებს, თუ რამდენად რთულია და ზოგ შემთხვევაში ერთმანეთის საწინააღმდეგო დგუშისადმი წაყენებული მოთხოვნები. მაგალითად, ერთი მხრივ, დგუშს უნდა აქონდეს დიდი სიმტკიცე და სითბოს გადაცემის კარგი უნარი, მეორე მხრივ კი ის უნდა იყოს რაც შეიძლება მსუბუქი. ამას თუ დავემატებთ საწარმოო ხასიათის მოთხოვნებს, ნათელი გახდება დგუშის გაანგარიშების, დაპროექტებისა და დამზადების სიმწიფეები. ხანდახან ხდება ისე, რომ შინაგანი და ტემპერატურული ძაბვების გავლენით თითქოს სწორად გაანგარიშებული დგუში ან იმსხვერუვა, ანდა განიცდის დეფორმაციას და ამით არღვევს ძრავას წესიერ მუშაობას. ამიტომ გაანგარიშება ამართლებს თავის დანიშნულებას მხოლოდ ნაწილის სწორი კონსტრუქციული ფორმების შერჩევისა და სათანადოდ დამზადების დროს.

ძრავას დაპროექტების დროს ფართოდ იყენებენ იმ ძრავების სტატისტიკულ მონაცემებს, რომლებმაც კარგად იმუშავეს საექსპლოატაციო პირობებში და გამოაძღვლანეს კარგი თვისებები.

ასეთი მონაცემების საფუძველზე აწესებენ დგუშის სხვადასხვა ელემენტის ზომებს და კონსტრუქციულ გაფორმებასთან ერთად აწარმოებენ შესაბამის მებელ გაანგარიშებებს.

თუჯისა და ალუმინის შენადნობისაგან დამზადებული დგუშის ძირის სისქე მის ყველაზე უფრო სუსტ ადგილას აიღება:

საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავებისათვის $\delta = (0,03 \div 0,075) D$;

თვითაალებადი ძრავებისათვის $\delta = (0,1 \div 0,2) D$.

ამ მონაცემებში D არის ცილინდრის დიამეტრი,

დგუშის ძირის სისქის შერჩევის დროს ითვალისწინებენ წიბოების არსებობას; იმ შემთხვევაში, როცა ძირს წიბოები აქვს, მისი სისქე უახლოვდება ქვედა ზღვარს; წინააღმდეგ შემთხვევაში სისქეს არჩევენ ზედა ზღვრის მიხედვით.

დგუშის ძირი მოწმდება სიმტკიცეზე (ნახ. 138), როგორც მრგვალი ფილა მასზე თანაბრად განაწილებული p : კგ/სმ² დატვირთვით. ასეთი გაან-

გარიშების დროს გულისხმობენ, რომ თითქოს ფილა თავისუფლადაა დაყრდნობილი რგოლისებრ საყრდენზე.

სახიფათო კვთში, რომელიც განლაგებულია წრის დიამეტრზე, მოქმედებს აირების წნევით და საყრდენების რეაქციით შექმნილი მომენტები.

სახიფათო კვთში მოქმედი მლუნავი მომენტი იქნება

$$M_b = \frac{1}{3} r^3 p_z \quad (283)$$

ბრტყელი ძირისათვის, რომლის სისქვა δ , კვეთის წინალობის მომენტი

$$W = \frac{d_1 \delta^3}{6} = \frac{1}{3} r_1 \delta^3$$

ძაბვა ღვეულის ძირში განისაზღვრება ფარდობით

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = p_z \frac{r^3}{\delta^2} \quad (284)$$

თუ ღვეულის ძირს არა აქვს გასაძლიერებელი წიბოები, მაშინ ძაბვები აიღება:

$\sigma_b = 400 \div 450$ კგ/სმ² (თუჯის ღვეუებისათვის);

$\sigma_b = 200 \div 250$ კგ/სმ² (ალუმინის ღვეუებისათვის).

თუ ღვეულის ძირს აქვს გასაძლიერებელი წიბოები, რომლებიც წინალობის მომენტის ანგარიშის

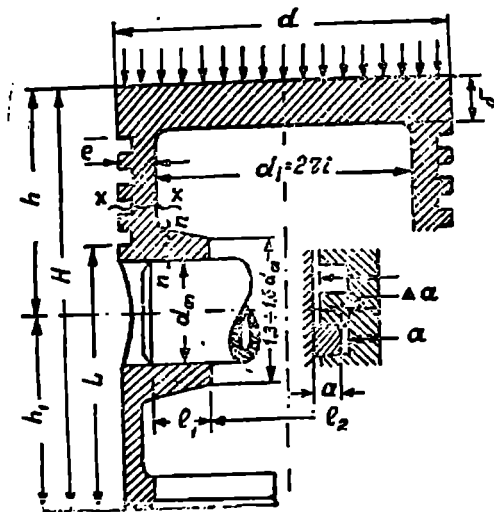
დროს მიღებული არაა შედეგობაში, მაშინ ძაბვებს იღებენ:

$\sigma_b \approx 1500$ კგ/სმ² (თუჯის ღვეუებისათვის);

$\sigma_b \approx 700$ კგ/სმ² (ალუმინის ღვეუებისათვის).

ნ. შ. ნეიმანმა უფრო მიუახლოვა გაანგარიშება სინამდვილეს და ღვეულის ძირი განიხილა, როგორც მრგვალი ფილა, რომელიც საყრდენებში გამაგრებულია და განიცდის თანაბარ დატვირთვას p_z კგ/სმ² წნევით. ასეთ შემთხვევაში ძაბვის გამოსათვლელად ვღებულობთ ფორმულას

$$\sigma_b = 0,68 p_z \left(\frac{d_1}{2\delta} \right)^2 \quad (285)$$



ნახ. 138. ესკიზი ღვეულის განგარიშებისათვის

ა. მ. მალაფინსკი თვლის, რომ ღვეულის ძირის სისქის დაწესების დროს უპირველეს ყოვლისა უნდა გავითვალისწინოთ ძირის მიერ სითბოს საკმარისად კარგი გადაცემის პირობა და არა სისქე, რომელიც უზრუნველყოფს ძი-

რის ნორმალურ თბურ მდგომარეობას, ჩვეულებრივად აკმაყოფილებდეს სიმ-
ტკიცის პირობასაც.

ა. მ. მალიაინსკი ანგარიშობს დგუშის ძირის სისქეს მისი სითბური წო-
ნასწორობის პირობიდან, რომელსაც შემდეგი სახე აქვს:

$$q \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot \Delta T \cdot \tau = \lambda 2\pi r_2 \Delta t \cdot \tau, \quad (286)$$

საიდანაც

$$\delta = \frac{q \cdot r_1 \Delta T}{2\lambda \cdot \Delta t}, \quad (287)$$

სადაც: q არის აირიდან დგუშის ძირის ზედაპირზე სითბოს გადაცემის კოე-
ფიციენტის საშუალო მნიშვნელობა;

λ —დგუშის მასალის თბოგამტარობის კოეფიციენტი;

ΔT —ტემპერატურათა სხვაობა აირის საშუალო ტემპერატურასა და
დგუშის ძირის ზედაპირის საშუალო ტემპერატურას შორის r_1 რა-
დიუსზე;

Δt —რადიალური ტემპერატურული გრადიენტის საშუალო მნიშვნელობა,
რომელიც გვექნება დგუშის ძირში რადიუსზე 0-დან r_1 -მდე;

τ —დროის განსახილველი მონაკვეთი.

დგუშის შესამკიდრობელი ნაწილის კედლის სისქემ უნდა უზრუნველ-
ყოს სიამბოხ კარგი მოცულება დგუშის ძირიდან.

კარბურატორიანი ძრავებისათვის იღებენ (ნახ. 138):

$$e = 2a + (0,3 \div 1,9) \delta,$$

სადაც a არის დგუშის რგოლის რადიალური სისქე მმ-ით.

თვითაალებადი ძრავებისათვის e სიდიდე, დგუშის მასალისა და კონსტ-
რუქციული ფორმების მიხედვით, ცვლება დიდ ზღვრებში.

დგუშის $X-X$ კვეთს (ნახ. 138) ამოწმებენ კუმშვაზე; კუმშვის ძაბვა იქნება

$$\sigma_x = \frac{P_x}{F}, \quad (288)$$

სადაც: P_x არის ფეთქვის დროს აირის წნევით შექმნილი ძალა;

F —კვეთის ($X-X$) ფართობი.

$X-X$ კვეთის ფართობის განაგარიშების დროს მხედველობაში უნდა
შვიდლოთ საზეთე ხერტილების არსებობა.

შეიძლება მივიღოთ საშუალოდ:

ალუმინის დგუშისათვის $\sigma_x \approx 200$ კგ/სმ²;

ლუჯის დგუშისათვის $\sigma_x \approx 300$ კგ/სმ².

ჯარდა ამისა, დგუშის თავს ამოწმებენ მოგლეჯაზე ინერციის ძალებისა-
გან. სახიფათო კვეთი ამ შემთხვევაშიაც იქნება იგივე $X-X$ კვეთი. ძაბვა
გამოითვლება ტოლობით

$$\sigma_x = \frac{X'_{\max}}{F}. \quad (289)$$

საანგარიშო ძალა $X'_{\max} = m_1 r \omega^2_{\max} (1 + \lambda)$,

სადაც: m_1 არის $X-X$ კვეთის ზემოთ მოქცეული დგუშის ნაწილის მასა;

r — მრუდმხარას რადიუსი;

w_{max} — მუხლა ლილვის მაქსიმალური კუთხური სიჩქარე;

λ — მრუდმხარას რადიუსის შეფარდება ბარბაცას სიგრძესთან.

როგორც საშუალო მნიშვნელობა შეიძლება მივიღოთ, რომ

$$\sigma_z = 40 \div 100 \text{ კგ/სმ}^2.$$

დღუშის ზოგიერთი ზომა შეიძლება შევარჩიოთ ქვემოთყვანილი 33-ე ცხრილიდან.

ცხრილი 33

დღუშის ძირითადი ზომები მის დამატარზე დამოკიდებულებით

ძრავას ტიპები	დღუშის სიგრძე H	მობახუნე ნაწილის სიგრძე L	მანძილი დღუშის ძირიდან თითის ღერძამდე h
1. სატვირთო ავტომობილებისათვის განკუთვნილი კარბურატორიანი ძრავები	(1,1 ÷ 1,4) D	(0,8 ÷ 0,96) D	(0,55 ÷ 0,60) D
2. მსუბუქი ავტომობილებისათვის განკუთვნილი კარბურატორიანი ძრავები	(1 ÷ 1,1) D	(0,7 ÷ 0,8) D	(0,45 ÷ 0,52) D
3. თვითაღებადი ძრავები.	(1,25 ÷ 1,7) D	(0,8 ÷ 1,45) D	(0,57 ÷ 1,1) D

დღუშის მობახუნე ზედაპირის სიგრძე მოწმდება იმ კუთრი წნევის (q) მიხედვით, რომელიც შეიქმნება ამ ზედაპირზე ნორმალური N_{max} ძალის მოქმედებით. გვექნება

$$q = \frac{N_{max}}{LD}. \quad (290)$$

დღუშისა და ცილინდრის ნორმალური მუშაობისათვის საჭიროა, რომ კუთრი დაწნევის q სიდიდე საშუალოდ იყოს 2,5 კგ/სმ² და არ აღემატებოდეს 4,5 კგ/სმ².

ნორმალური N ძალის მაქსიმალური მნიშვნელობა აიღება მისთვის აგებული დიაგრამიდან ან მიახლოებით ანგარიშება ტოლობიდან

$$N_{max} = (0,08 \div 0,12) \frac{\pi D^2}{4} p_z.$$

მანძილი დღუშის სათითო ნაბატებს შორის l_z (ნახ. 138) აიღება ბარბაცას ზედა თავის სიგრძეზე 2 ÷ 4 მმ-ით მეტი. მისი სიდიდე ძირითადად დამოკიდებულია თითის შემავრების ხერხზე.

დღუშის თითის დიამეტრის (d_m) მიხედვით l_z -ს იღებენ:

მკურავი თითისათვის (1,0 ÷ 1,3) d_m ;

ბარბაცას თავში გამავრებული თითისათვის (0,9 ÷ 1,0) d_m ;

დღუშში გამავრებული თითისათვის (1,5 ÷ 1,75) d_m .

სათითე ნაბატი საჭიროა შევამოწმოთ ჰერის ძაბვაზე; სახიფათო კვეთი იქნება კვეთი $n-n$ (ნახ 138), რომელიც დატვირთულია ძალით 0,5 P_z .

კრის დაბვა სახიფათო კვითში იქნება

$$\tau_z = \frac{0,5 P_z}{F}, \quad (291)$$

სადაც: $P_z = \frac{\pi J^2}{4} \rho_z$ არის აირის წნევის შექმნილი უდიდესი ძალა;

F — ი. ი. კვეთის ფართობი.

თუ; ისათვის იღებენ $\tau_z = 400 \div 450$ კგ/სმ²;

ალუმინის შენადნობისათვის — $\tau_z = 250 \div 400$ კგ/სმ².

ნამატის გარე დიამეტრი ჩვეულებრივად ცვალებადობს ზღვრებში

$$d_6 = (1,3 \div 2,6) d_0.$$

ქრახე შემოწმების შემდეგ აწარმოებენ ნამატის საყრდენი ზედაპირის შემოწმებას. თუ თითო გამაგრებულა ნამატებში, მაშინ ამოწმებენ ზედაპირის თელვას, წინააღმდეგ შემთხვევაში კი ზეთის გამოჟულერის შესაძლებლობას. კუთრი წნევა ნამატის საყრდენ ზედაპირზე იქნება

$$q_1 = \frac{P_z}{2 d_0 l_1}. \quad (292)$$

კუთრი წნევის დისაშვებ q_1 სიდიდელ შეიძლება მივიღოთ:

1) მსუბუქი ავტომობილებისათვის განკუთვნილი კარბურატორიანი ძრავათვის $q_1 = (110 \div 350)$ კგ/სმ².

2) სატვირთო ავტომობილებისათვის განკუთვნილი კარბურატორიანი ძრავებისათვის $q_1 = (140 \div 240)$ კგ/სმ².

თეიშაალებადი რავეებისათვის $q_1 = (150 \div 280)$ კგ/სმ².

მეტად ხელსაყრელი იქნებოდა თითის განლაგება დგუშის მოხახუნე ნაწილის შუაში, მაგრამ, როგორც ზემოთ იყო აღნიშნული, ეს პირობა ხშირად ვერ სრულდება. თითის მდებარეობის დასახასიათებლად უმჯობესია ავიღოთ

ფარდობა $\frac{h}{h_1}$ (ნახ. 138), რომელიც თანამედროვე კარბურატორიანი რავე-

ბისათვის შეადგენს $1,2 \div 1,3$, თეიშაალებადი რავეებისათვის კი $0,95 \div 1,9$.

ძრავას ნორმალური მუშაობისა და დგუშის გაქეჟვის თავიდან ასაცილებლად საჭიროა დგუშისა და ცილინდრის შორის არსებობდეს განსაზღვრული სიდიდის ტემპერატურული ღრეჩო.

ღრეჩოს აუცილებლობა გამოწვეულია იმით, რომ ძრავას მუშაობის დროს დგუში და ცილინდრები სხვადასხვა ტემპერატურამდე ცხელდება; გარდა ამისა, ჩვეულებრივად დგუშისა და ცილინდრის შასალის გაფართობის კოეფიციენტი სხვადასხვა სიდიდისაა.

განგარიშების დროს ვლებულობთ პირობას, რომ ციე მდგომარეობაში (20°C) დგუშის დიამეტრი (d'_0) ნაკლებია ცილინდრის დიამეტრზე (D'). ცხელ მდგომარეობაში ეს დიამეტრები ერთმანეთის ტოლი ხდება.

თუ აღნიშნავთ:

d'_0 — დგუშის დიამეტრი ციე მდგომარეობაში;

D' — ცილინდრის დიამეტრი ციე მდგომარეობაში;

d''_0 — დგუშის დიამეტრი ცხელ მდგომარეობაში;

D' — ცილინდრის დიამეტრი ცხელ მდგომარეობაში;

Δ — ღრეჩო დგუშსა და ცილინდრს შორის, —

ნაშინ ნათქვამის საფუძველზე შეიძლება დავწეროთ:

$$\Delta = D' - d'_{\text{ე}} \quad (293)$$

და

$$D' = d''_{\text{ე}} \quad (294)$$

გარდა ამისა, შეიძლება დავწეროთ:

$$D' = D' (1 + \alpha_0 \Delta t_0) \quad (295)$$

და

$$d''_{\text{ე}} = d'_{\text{ე}} (1 + \alpha_{\text{ე}} \Delta t_{\text{ე}}), \quad (296)$$

სადაც: α_0 არის ცილინდრის მასალის გაფართოების კოეფიციენტი;

$\alpha_{\text{ე}}$ — დგუშის მასალის გაფართოების კოეფიციენტი;

Δt_0 — ცილინდრის ტემპერატურის ნაზრდი ცივი მდგომარეობიდან გაკეპვის ტემპერატურამდე;

$\Delta t_{\text{ე}}$ — დგუშის ტემპერატურის ნაზრდი ცივი მდგომარეობიდან გაკეპვის ტემპერატურამდე.

(294), (295) და (296) ტოლობებიდან

$$D' (1 + \alpha_0 \Delta t_0) = d'_{\text{ე}} (1 + \alpha_{\text{ე}} \Delta t_{\text{ე}}),$$

საიდანაც

$$d' = D' \frac{1 + \alpha_0 \Delta t_0}{1 + \alpha_{\text{ე}} \Delta t_{\text{ე}}} \quad (297)$$

მიღებული გამოსახულების შეტანა (293) ტოლობაში გვანდევს:

$$\Delta = D' - d'_{\text{ე}} = D' \left[1 - \frac{1 + \alpha_0 \Delta t_0}{1 + \alpha_{\text{ე}} \Delta t_{\text{ე}}} \right]. \quad (298)$$

მიღებული ფორმულით გამოთვლილი ღრეჩოს სიზუსტე დამოკიდებულია იმაზე, თუ რამდენად სწორადაა შერჩეული გაფართოების კოეფიციენტები და გაკეპვის ტემპერატურები.

ამ სიდიდეთა სწორი შერჩევა პრაქტიკულად შეუძლებელია; ამიტომ თეორიულად შერჩეული ღრეჩო ატარებს საეარაუდო ხასიათს.

ღრეჩოების სიდიდის დაზუსტება ხდება ძრავას დამზადების შემდეგ, მისი განოცდისა და დაყვანის პერიოდში.

ღრეჩოს საეარაუდო გაანგარიშებისათვის შეიძლება მივიღოთ:

თუჯის ცილინდრისათვის $\alpha_0 = (11 \div 12) 10^{-6}$;

ალუმინის დგუშისათვის $\alpha_{\text{ე}} = (22 \div 24) 10^{-6}$;

თუჯის დგუშისათვის $\alpha_{\text{ე}} = (11 \div 12) 10^{-6}$;

თუჯის დგუშის ტემპერატურა მის ზედა სარტყელში $t_{\text{ე}} = (450^{\circ} \div 500^{\circ}) C$;

თუჯის დგუშის ტემპერატურა მის ქვედა სარტყელში $t_{\text{ე}} = (200^{\circ} \div 250^{\circ}) C$;

ალუმინის დგუშის ტემპერატურა მის ზედა სარტყელში $t_{\text{ე}} = (250^{\circ} \div 300^{\circ}) C$;

აღწინის დგუშის ტემპერატურა მის ქვედა სარტყელში $t_2 = (150^{\circ} \div 200^{\circ}) C$;
 ცილინდრის კედლის ტემპერატურა წყლით გაგრილებ-
 ბის დროს $t_0 = (115^{\circ} \div 120^{\circ}) C$;
 ცილინდრის ტემპერატურა ჰაერით გაგრილების დროს . $t_0 = (250^{\circ} \div 270^{\circ}) C$;
 ქვემოთყვანილ 34-ე ცხრილში მოცემულია დგუშის მოხაზუნე ზედაპირსა
 და ცილინდრის კედელს შორის არსებული ღრეჩოს სიდიდეები საბჭოური
 მანქანებისათვის.

ც ხ რ ი ლ ი 34

**დგუშის მოხაზუნე ზედაპირსა და ცილინდრის კედელს შორის არსებული
 ღრეჩოს სიდიდეება მშობლიური მანქანებისათვის**

მანქანის ტიპი	მანქანის დასახელება	ღრეჩოს სი- დიდე მმ-ით	შ ე ნ ი შ ვ ნ ა
2	ტრაქტორი ДТ-14	0,27÷0,31	ძრავის მარჯაა Д-14
	ტრაქტორი ДТ-24	0,13÷0,17	Д-24
3	ДТ-54	0,14÷0,19	Д-54 . .
4	С-80	0,320÷0,350	КДМ-46 .
5	КД-35	0,196÷0,221	Д-35
6	მსღებქი ავტომობილი ЗИЛ-110	0,012÷0,024	
7	" " М-20	0,024÷0,036	
8	ატვირთო ავტომობ. ГАЗ-51	0,024÷0,036	
9	ЗИЛ-150	0,08÷0,10	ძრავის მარჯა ЗИЛ-120
10	ЯАЗ-200	0,16÷0,18	ЯАЗ-204

§ 3. დგუშის რგოლები

დგუშის რგოლების დანიშნულებაა;

1) შეამჭიდროოს ღრეჩო ცილინდრსა და დგუშს შორის და ამით შეზღუდოს აირის გაპარვა ცილინდრიდან კარტერში;

2) მიიღოს სითბო დგუშისაგან და გადასცეს ის ცილინდრის კედელს;

3) მოაცილოს ცილინდრის კედლიდან ჰაერი და არ დაუშვას მისი მოხვედრა ცილინდრის შიგა სივრცეში.

პირველ ორ მოთხოვნას ჩვეულებრივ საშვიდროებელი (საკომპრესიო) რგოლები ასრულებს, მესამე მოთხოვნას კი—საზეთე რგოლები.

ერთი და მეორეც წარმოადგენენ გაჭრილ ღრეჩად რგოლებს, რომლებიც დგუშის ტანზე გაკეთებულ წრიულ ღარებშია ჩასმული.

დგუშის რგოლებს მციმე პირობებში უხდებათ მუშაობა; ისინი მოძრაობენ დიფერენციალად, მნიშვნელოვნად ცხელდებიან და ამასთანავე ღებულობენ დიდ დატვირთვებს.

რგოლის დასამზადებლად გამოსაყენებელი მასალა

ნორმალური მუშაობის მისაღწევად რგოლის დასამზადებლად გამოსაყენებელ მასალას უნდა ახასიათებდეს:

- 1) მაღალი სიმტკიცე;

2) ძრავას მუშაობის დროს განვითარებული ტემპერატურის პირობებში სინტიციის შენარჩუნების უნარი;

3) ცვეთისადმი მაღალი მდგრადობა;

4) საკმარისი ღრეკადობა.

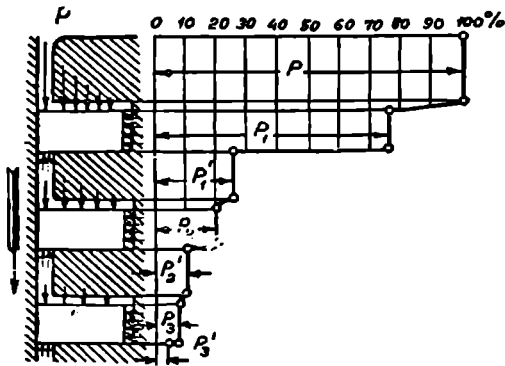
გარდა ამისა, რგოლის მასალა არ უნდა იყოს მყიფე, ადვილად მზუავდებოდეს და არ აზიანებდეს ცილინდრის საარკეს.

ასეთ პირობებს კარგად აკმაყოფილებს რუხი თუჯი, რის გამოც მას ხშირად იყენებენ რგოლების დასამზადებლად.

ზოგი ქარხანა რგოლების დასამზადებლად იყენებს ლეგირებულ თუჯს, რისთვისაც თუჯს უმატებენ მცირე რაოდენობით ნიკელს, ქრომს, ნილიზდენს ან სპილენცს.

დგუშის რგოლების კონსტრუქცია

რგოლების შემემქნელობელი მოქმედება იმით გამოიხატება, რომ რამდენიმე რგოლი ქმნის ვგრეთ წოდებულ ლაბირინთს; მასში მოძრაობის დროს აირი თანდათან ფართოვდება, კარგავს წნევას და ვანაგრძობს დენას ნციარე



ნახ. 139. რგოლებით შემქნელობის სქემა

სინქარით. ყველაფერი ეს ამცირებს დგუშისა და ცილინდრის კედელს შორის ვაპარული აირის რაოდენობას.

139-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია რგოლებით შემქნელობის სქემა.

საწყისი წნევა, რომელიც აირს აქვს დგუშის ზემოთ, უდრის 11 კგ/სმ²-ს. აირის ნაწილი ვაიპარება ღრეჩოში, მოხვედება პირველი რგოლის წიგა

ნხარეს და ვაფართოვდება 11 წნევამდე. აქედან აირი ვადავა პირველ და მეორე რგოლს შორის არსებულ სივრცეში, სადაც კიდევ ვაფართოვდება 11 წნევამდე. ასეთი თანმიმდევრობით აირის წნევა თანდათან ეცემა და ბოლოს აირი უმნიშვნელო რაოდენობით ვადის კარტერში.

ერთ-ერთი საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავას ვამოცდის წედევად მიღებული იყო წნევის ვარდნის შემდეგი სურათი:

წნევა ცილინდრში p	40,6 კგ/სმ ²
წნევა პირველი რგოლის რადიალურ ღრეჩოში p_1	30,8 კგ/სმ ²
წნევა პირველ და მეორე რგოლს შორის p_1'	8,05 კგ/სმ ²
წნევა მეორე რგოლის რადიალურ ღრეჩოში p_2	8,05 კგ/სმ ²
წნევა მეორე და მესამე რგოლს შორის p_2'	3,86 კგ/სმ ²
წნევა მესამე რგოლის რადიალურ ღრეჩოში p_3	3,16 კგ/სმ ²

თუ საწყისი p წნევას მივიღებთ როგორც 100%-ს, მაშინ დაახლოებით გვექნება:

$$p_1 \approx 0,76 p; \quad p_2 \approx 0,20 p; \quad p_3 \approx 0,076 p.$$

დაკვირვებით გამოირკვეულია, რომ ძრავას მცირე ბრუნთა რიცხვის დროს განხილული წნევების ცვალებადობა ციკლის განმავლობაში მისივე ცილინდრში მყოფი აირის წნევის ცვალებადობის კანონს: ძრავას მაღალი ბრუნთა რიცხვების დროს კი აირი ველარ ასწრებს წნევის შეცვლას და იღებს მუდმივ მნიშვნელობას.

რგოლებით მიღწეული შემქიდროების ხარისხი დიდადაა დანაკიდგნული დგუშის შესამქიდროებელი ნაწილისა და ცილინდრების შეზეთვის ხარისხზე. ერთ-ერთი ექსპერიმენტის დროს გამოირქვა, რომ შეზეთვის გარეწე აირის წნევა კუმშვის დასასრულს უდრიდა 27,3 კგ/სმ²-ს, დგუშისა და ცილინდრის შეზეთვის პირობებში კი ეს წნევა გაიზარდა 33.4 კგ/სმ²-მდე.

ამავე ექსპერიმენტებით გამოირქვა, რომ ნორმალურ ბრუნთა რიცხვით ძრავას მუშაობის დროს დამაკმაყოფილებელი შემქიდროების მისაღწევად საკმარისია ორი რგოლი; მიუხედავად ამისა, თანამედროვე ძრავებში ხშირად აქეთებენ რგოლების მეტ რაოდენობას (2-დან 6-მდე), რაც იმით არის გამოწვეული, რომ ძრავას ამუშავების დროს მისი ბრუნთა რიცხვი მცირეა, ორი რგოლი საკმარისი არ არის საჭირო შემქიდროების მისაღებად და, მაშასადამე, ძრავას ამუშავების განსახორციელებლად.

სამქიდროებელ რგოლებთან ერთად აუცილებლად აქეთებენ საზეთე რგოლებსაც. მათი საჭიროება იმით არის გამოწვეული, რომ შესამქიდროებელი ლაბირინთი ქმნის ტუმბოსებრ მოქმედებას და, თუ არ არის გათვალისწინებული რაიმე ღონისძიება, ახდენს ზეთის იცულებით მიწოდებას კუმშვის კამერაში, რაც ძრავას მუშაობას ძალიან აფერხებს და თითქმის შეუძლებელსაც ხდის.

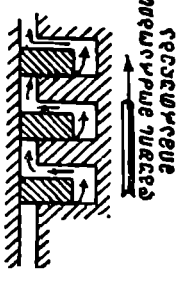
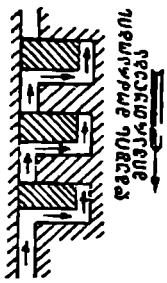
140-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია შესამქიდროებელი ლაბირინთის ტუმბოსებრი მოქმედების სქემა. პროცესი შემდეგნაირად მიმდინარეობს. სამუშაო სულის დასაწყისში, როდესაც დგუში მიდის ქვევით, აირის წნევის გავლენით რგოლი ასწრებს დგუშს და აწვება ლარის ქვედა კედელს; ამის შემდეგ ცილინდრთან რგოლის ხეხვის გამო და აგრეთვე ინერციის ძალის გავლენით რგოლი ჩამორჩება დგუშს და დააწვება ლარის ზედა კედელს. დგუშის მიმართულების შეცვლის დროს ხეხვისა და ინერციის ძალის გავლენით რგოლი გადაინაცვლებს და ისევ დააწვება ლარის ქვედა კედელს. ამრიგად, დგუშის მოძრაობის დროს რგოლები განიცდის გადაადგილებას და ძლიერად აწვება ლარის ხან ზედა. ხან ქვედა კედელს.

ძრავას კარტერიდან გაშვებული ზეთი ხედება ცილინდრის კედლებს, დგუშს და აესებს ქვედა რგოლის ღრეჩობებს. დგუშის მიმართულების შეცვლისას რგოლი გადაადგილდება, დააწვება ლარის ქვედა კედელს და, მაშასადამე, ქვედა ღრეჩოში მყოფ ზეთს განდევნის ზევით, ზედა რგოლისაკენ. აქაც განმეორდება იგივე პროცესი და ბოლოს ზეთი გადიდებული წნევით კუმშვის კამერაში შეიფრქვევა.

ზემოაღებამიდან ჩანს, რომ საჭიროა გავახორციელოთ რგოლის ნიშნულური ტორსული დრეჩო, რაც ამცირებს რგოლების ტუმბოსებრ მოქმედებას, აუმჯობესებს შემქიდროებას და ამცირებს ღრეჩების ცუვთას.

ხანგრძლივი მუშაობის შემდეგ რგოლები ცედება, მათი ტორსული ღრე-
წოდები იზრდება, ძრავა ბევრ ზეტს „ხარჯავს“ და მოითხოვს რგოლების
შეტყვას.

რგოლების ტუმბოსებრი მოქმედების მაენე ვავლენის მოსასპობად იყენე-
ბენ საზეთე რგოლებს, რომლე-
ბი ც სამჭიდროებელი რგოლე-
ბისაგან იმით განსხვავდება,
რომ მათ აქვთ ხერტილები
ან კრილები ზეტის გასატა-
რებლად.



საზეთე რგოლების მუ-
შაობის სქემა ნაჩვენებია 141-ე
ნახ-ზე.

ერთ დგუშზე ჩვეულებ-
რივ კეთდება ერთი საზეთე
რგოლი, ზოგ შემთხვევაში კი
(როცა ძრავა სწრაფსულია-
ნია)—ორი.

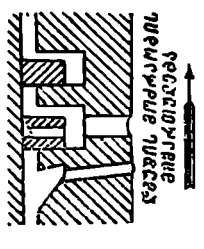
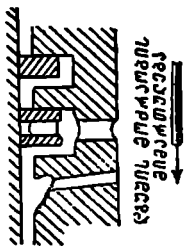
ნ.ბ. 140. შესამჭიდროებელი ლაბირინთის ტუმ-
ბოსებრი მოქმედება.

საზეთე რგოლის მუშაობის გასაადვილებლად ხშირად დგუშის კონსტ-
რუქციები ითვალისწინებენ დამატებით ზეთგამტარ ხერტილებს. ასეთი კონსტ-
რუქცია ნაჩვენებია 141-ე ნახ-ზე.

რგოლების მუშაობის პირობების შესასწავლად განვიხილოთ მასზე მოქ-
მედი ძალები.

დგუშის სამუშაო სვლის დროს პირველ რგოლზე იმოქმედებენ ძალები
(ნახ. 142);

- 1) ძალა P , შექმნილი ცილინდრში მყოფი აირის წნევით;
- 2) ძალა P_1 , შექმნილი რგოლის შიგნითმყოფი აი-
რის წნევით;
- 3) ძალა P'_1 , შექმნილი პირველ და მეორე რგოლს
შორის მყოფი აირის წნევით;



ნახ. 141. საზეთე რგოლებისა და დგუშის სადრენაო
ხერტილების მუშაობის სქემა

- 4) რგოლის დრეკადო-
ბის ძალა P_y ;
- 5) ცილინდრის კედელთან რგოლის ხახუნით შექმნილი ძალა T_1 ;
- 6) რგოლის ინერციის ძალა X_k .

ადვილზე წარმოსადგენია, რომ ცილინდრში აირის წნევის მუდმივი ცვა-
ლებადობისა და დგუშის მოძრაობის აჩქარების ცვალებადობის გამო ყველა
ზენოჩამოთვლილი ძალის (რგოლის დრეკადობის ძალის გარდა) სიდიდე
იკვლდება.

პირველი რგოლის ანალოგიურად ადვილია მოქმედი ძალების განსა-
ზღვრა სხვა რგოლებისათვისაც. მოყვანილ სქემაზე (ნახ. 142, მარჯვნივ)
ნაჩვენებია მოქმედი ძალები სამი რგოლისათვის.

სქემის მიხედვით შეიძლება დავწეროთ:

$$P_1 = \pi(D-2a)b \cdot p_1; \quad P_2 = \pi(D-2a)b \cdot p_2;$$

$$P_3 = \pi(D-2a)b \cdot p_3; \quad P_4 = \pi Db \cdot p_4.$$

სადაც: a არის რგოლის რადიალური სიგანე;

b —რგოლის სიმაღლე;

p_1, p_2, p_3 —აირის წნევა პირველი, მეორე და მესამე რგოლების რადიალურ ღრეჩოში;

p_4 —რგოლის ღრეკადობით გამოწვეული წნევა;

D' —ცილინდრის დიამეტრი.

სქემიდან შეიძლება აგრეთვე ხახუნის ძალის განსაზღვრა, ამ ძალის განსაზღვრა საინტერესოა, რადგანაც ძრავას მექანიკური დანაკარგების 65-70% მოდის დღუშზე და მის რგოლებზე.

ხახუნის ძალების ჯამი ყველა რგოლისათვის იქნება:

$$\Sigma T = T_1 + T_2 + T_3 = (P_1 + P_2 + P_3 + 3P_4) f$$

ან

$$\Sigma T = \pi(D-2a)bf(p_1 + p_2 + p_3) + 3\pi Db \cdot p_4 \cdot f. \quad (295)$$

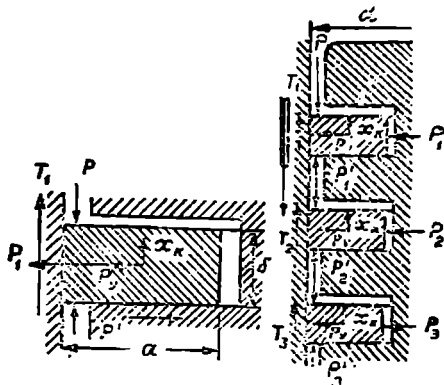
აქ f არის ცილინდრსა და რგოლს შორის ხახუნის კოეფიციენტი და აიღება 0,1-0,15.

(299) ტოლობიდან შეიძლება გამოვიტანოთ შემდეგი დასკვნები:

1) რგოლის სიმაღლის გადიდება იწვევს ხახუნის ძალის ზრდას;

2) რგოლის რადიალური სიგანის გადიდება იწვევს ხახუნის ძალის შემცირებას;

3) ხახუნის ძალის უდიდესი ნაწილი წარმოიქმნება რგოლების რადიალურ ღრეჩოში მყოფი აირის წნევით, დანარჩენი მცირე ნაწილი კი—რგოლების ღრეკადობის ძალით.



ნ.ხ. 142. რგოლებზე მოქმედი ძალები

უკანასკნელი დასკვნა გაკეთებულია იმის საფუძველზე, რომ თანამედროვე ძრავებისათვის p_4 არასოდეს არ აღემატება 4 კგ/სმ²-ს, მაშინ როდესაც აირის წნევა, მაგალითად, პირველი რგოლის რადიალურ ღრეჩოში იცვლება 15-დან 40 კგ/სმ²-მდე.

ძალვა, რომელსაც პირველი რგოლისა და ღარის ტორსო იღებს საწინააღმდეგარის დასაწყისში, გამოისახება ტოლობით

$$P_k = P - P'_1 - T' - X_k; \quad (300)$$

კუთრი დაწოლა ტორსოს ზედაპირზე იქნება

$$q = \frac{P_k}{\pi(D-a)a} \quad (301)$$

უკანასკნელი ორი ტოლობის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ კუთრი დაწოლა ტორსოზე რგოლის სიმაღლის გაზრდით და რადიალური სიგანის შემცირებით ახლდება.

რგოლის სიმაღლის გადიდებას ის ნაკლიც ახასიათებს, რომ ამ დროს:

1) იზრდება დგუშის შესამჭიდროებელი ნაწილის სიგრძე;

2) მატულობს დგუშის ტემპერატურა;

3) რგოლების მორგება (მომუშაება) ცილინდრის კედელზე მოითხოვს მეტი დროს.

§ 4. დგუშის თითი

თითის მასალა და კონსტრუქცია

დგუშის თითი ქმნის სახსრულ შეერთებას დგუშსა და ბარბაცას შორის; მასზე მოკმედებს დატვირთვა, რომელიც იცვლის როგორც სიდიდეს, ისე მიმართულებას და ხშირად დარტყმით ხასიათს ღებულობს.

თითი არ უნდა იყოს მსხვერველად. ამ თვალსაზრისით, მაგალითად, სრულადად უვარგისი იქნებოდა თუჯისაგან დამზადებული თითი; ასევე არ ივარგებოდა მაგარი ფოლადისაგან დამზადებული ნაწილობით თითი.

დამზადებულ და თერმულად დამუშავებულ თითს, მოხახუნე ზედაპირის მინიმუმდამდეგ სიმკვრივითან ერთად, უნდა ახასიათებდეს შუაგულის სიბლანტე (სიბრძილე) და საერთო სიმკვრივე.

მაკარი გარე შრის შეკავშირება შუა გულთან უნდა უზრუნველყოფდეს თითის მუწაობას დარტყმითი დატვირთვების დროს ყოველგვარი გამოფშვინისა და ერთი შრის მეორისაგან მოცილების გარეშე.

დგუშის თითის დასაზრუნველად იყენებენ ნახშირბადიან ან ლეგირებულ ფოლადს. თითის გარე ზედაპირის სიმკვრივისა და, მაშასადამე, ცვეთამძლეობა განადიდებლად აწარმოებენ მის ცემენტაციას. ცემენტაციის სიღრმეს, თითის ზომის მიხედვით, იღებენ 0,5-2 მმ.

დგუშის თითი წარმოადგენს ცილინდრული ფორმის დეტალს; წონის შესაწესებლად ის მზადდება ფულურა.

ხახუნის შესამკირებლად და რემონტის გასაადვილებლად დგუშის ნამატებში და ბარბაცას ზედა თავში ხშირად ათავსებენ მილისას.

თითის ხანგრძლივი მუშაობისათვის საჭიროა მისი კარგი შეზეთვა. ზეთის მიწოდება თითის მოხახუნე ზედაპირებზე, რომელიც იმყოფება ბარბაცას თავში, წარმოებს გაშხეფით ან იძულებით, ბარბაცას ტანში მოწყობილი ხერკლიდან იმ ზედაპირზე კი, რომელიც იმყოფება დგუშის ნამატებში, ზეთი ხედება სახეთე რგოლებიდან ან უშუალოდ კარტერიდან, გაშხეფვის შედეგად.

დგუშის თითის გაანგარიშება

მონაცემები თითის ძირითადი ზომების დასადგენად მოყვანილია 35-ე ტაბლიში.

მონაცემები თითის ძირითადი ზომების დახადგენად

ძრავას ტიპი	თითის გარე დიამეტრი d_2	თითის შიგა დიამეტრი d_3	თითის სიგრძე l_1	შენიშვნა
საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავა	$(0,25 \div 0,33) D$	0,75 d_2	$(0,8 \div 0,9) D$	გამოსახლებულში 1) - დენუსის დიაგნოსტიკა
თერძალღებოთ მოშუშავე საავტომობილო ძრავა	$(0,30 \div 0,33) D$	$(0,62 \div 0,75) d_2$	$(0,8 \div 0,9) D$	
თერძალღებოთ მოშუშავე სატრაქტორული ძრავა	$(0,31 \div 0,43) D$	$(0,60 \div 0,75) d_2$	$(0,8 \div 0,9) D$	

თითის ზომების დადგენის შემდეგ ამოწმებენ მის ღუნვას. შეპოწმებისას თითს განიხილავენ, როგორც ორ საყრდენზე დაყრდნობილ თანაბრად განაწილებული დატვირთვის მქონე ელს (ნახ. 143).

საანგარიშო / მალად ღებულობენ საყრდენი ზედაპირების შუა წერტილებს წორის მანძილს.

მაქსიმალური მღუნავი მომენტი გამოისახება ტოლობით

$$M_z = \frac{P_z}{4} \left(l - \frac{l_1}{2} \right) = \frac{\pi D^2}{4 \cdot 4} p_z \left(l - \frac{l_1}{2} \right) = 0,196 p_z D^2 \left(l - \frac{l_1}{2} \right) \approx 0,1 p_z D^2 (2l - l_1). \quad (302)$$

კვეთის წინალობის მომენტი იქნება

$$W_z = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_2^4 - d_3^4}{d_2} \approx 0,1 \frac{d_2^4 - d_3^4}{d_2}. \quad (303)$$

ღუნვის დაბვა შეიძლება გავიანგარიშოთ ტოლობით

$$\frac{M_z}{W_z}. \quad (304)$$

დასაშვები დაბვა სატრაქტორო და სატვირთო ავტომობილების ძრავებისათვის შეადგენს 600—2000 კგ/სმ²-ს, ხოლო მსუბუქი ავტომობილების ძრავებისათვის 1000—3500 კგ/სმ²-ს.

თითის კვეთს ამოწმებენ აგრეთვე კრის დაბვაზე. კრის ღროს დაბვა იქნება

$$r_z = \frac{P_z}{2F_1}, \quad (305)$$

სადაც $F_1 = \frac{\pi(d_2^2 - d_3^2)}{4}$ თითის სახიფათო კვეთის ფართობია.

კრის დასაშვები დაბვა შეადგენს 500—700 კგ/სმ².

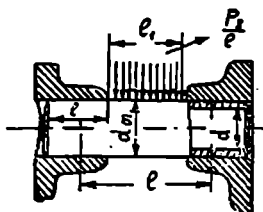
თითის მოხაზუნე ზედაპირი მოწმდება კუთრი წნევის მიხედვით, რაც კვეთის დამახასიათებელ სიდიდეს წარმოადგენს.

კუთრი წნევა გამოითვლება ფორმულით

$$q = \frac{P_z}{F}, \quad (306)$$

სადაც F —საყრდენი ზედაპირის პროექციაა.

ათ თითი მკურავი ტაპისა, მაშინ უნდა შევამოწმოთ კუთრი წნევა იმ საბუშარო ზედაპირებზე, რომლებიც იმყოფება როგორც დგუშის ნამატებში, ისე ბარბაცას ზედა თავში.



ნახ. 143. ესკიზი დგუშის თითის გაანგარიშებისათვის

მსუბუქი ავტომობილების ძრავებისათვის (180-350) კგ/სმ².

§ 5. ბ ა რ ბ ა ც ა

ბარბაცა აერთებს დგუშს მუხლა ლილვთან და მონაწილეობს დგუშის სწორხაზობრივი მოძრაობის მუხლა ლილვის ბრუნვით მოძრაობად გარდაქმნაში.

ცალკეულ შემთხვევაში, როდესაც მუხლა ლილვს მოძრაობაში მოჰყავს დგუში (მაგალითად, ძრავის ამუშაების დროს), ბარბაცა გარდაქმნის მუხლა ლილვის ბრუნვით მოძრაობას დგუშის სწორხაზობრივ მოძრაობად.

ბარბაცაზე მოქმედებენ აიჩის წნევით შექმნილი ძალები და ინერციის ძალები. ამ ძალების ცვალებადობა, სიდიდით და მიმართულებით ქმნის დარტყმითი ხასიათის დატვირთვებს.

სატრაქტორო და საავტომობილო ძრავების ბარბაცები უმთავრესად მზადდება ზალალხარისხოვანი ნახშირბადიანი ფოლადისაგან. გამონაკლის შემთხვევებში ბარბაცას ამზადებენ ლეგირებული ფოლადისაგან, დურალუმინისაგან ან ელექტრონ-ლითონისაგან.

ბარბაცაზე მოქმედი ძალები და მომენტები

ბარბაცაზე, მისი სიგრძევი მიმართულებით, მოქმედებენ: აიჩის წნევით შექმნილი (P_z) ძალა და გადატანით მოძრაობაში მყოფი ნაწილების ინერციის ძალები. გარდა ამისა, ბარბაცაზე მოქმედებს მისი ქანაობის გამო შექმნილი ინერციის ძალები. ამ ძალების მოქმედება ბარბაცას ქანაობის სიბრტყეში წაწვენიება 144-ე ნახ-ზე. A წერტილისათვის ბარბაცას ქანაობის კუთხური სიჩქარე და, მაშასადამე, ინერციის ძალაც ნულის ტოლია; ბარბაცას ქანაობის კუთხური სიჩქარე და ინერციის ძალა მაქსიმუმს აღწევს B წერტილში და ბარბაცას სიგრძეზე ძალების მოქმედების ეპიურა სამკუთხედის სახეს ღებულობს.

ბარბაცას ქანაობის სიბრტყეში მოქმედი ძალებით შექმნილი უდიდესი დატვირთვა მიიღება მაშინ, როდესაც ბარბაცა მრუდმხარას მართობია; 144-ე ნახ-ზე გამოსახულია ასეთი შემთხვევა.

წელად R შოღღმხარასთან ერთად განიკლას ბრუნვაში ω -ით. ამის გამო მის ელემენტზე მოდებული იქნება ინერციის ძალა $ds' \cdot dM \cdot r \omega^2$.

$$= \frac{f \cdot dl \cdot \gamma \cdot r \omega^2}{g} \quad (307)$$

სადაც: dM — ამის ელემენტარული მასა;

f — ბარბაცას კვეთის ფართობი, რომელსაც ვუდგინებთ ვღებულობთ მის წითელ სიგრძეზე;

γ — ბარბაცას მასალის კუთრი წონა;

dl — ელემენტარული სიგრძე;

r — შოღღმხარას რადიუსი;

ω — შოღღმხარას ბრუნვის კუთხური სიჩქარე.

ბარბაცას ზედა თავიდან წებამძვრ l_x მანძილზე დაშორებული ელემენტისათვის შეიძლება დავწეროთ

$$dq = \frac{ds' \cdot l_x}{l} = \frac{f \cdot \gamma \cdot r \omega^2}{gl} l_x dl; \quad (308)$$

ტოლქმედი კი იქნება

$$Q = \int_0^l dq = \frac{f \gamma r \omega^2}{gl} \int_0^l l_x dl = \frac{f \gamma r \omega^2 l}{2g} \quad (309)$$

ვინაიდან ძალების შოქმედების ეპიურა სამკუთხედიანია, ამიტომ ტოლქმედის მოდების წერტილი დაშორებული იქნება ბარბაცას ზედა თავის ცენტრიდან $\frac{2}{3} l$ მანძილით (ნახ. 144).

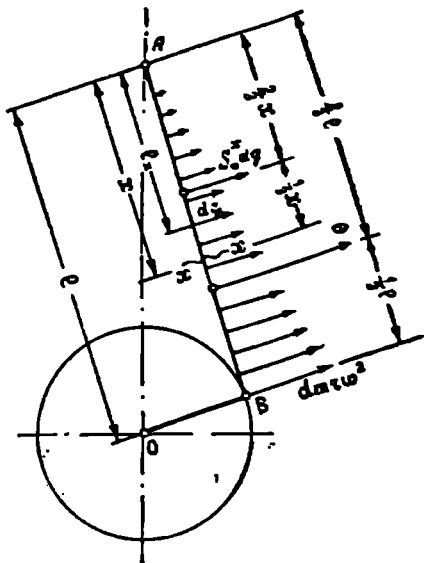
A და B წერტილებში შოქმედი რეაქციები გამოითვლება თანაფარდობებით:

$$A = \frac{Q}{3} = \frac{f \gamma r \omega^2 l}{6g}; \quad (310)$$

$$B = \frac{2Q}{3} = \frac{f \gamma r \omega^2 l}{3g}. \quad (311)$$

ბარბაცას ღეროს ნებისმიერ $X-X$ კვეთში შოქმედი მღუნავი მომენტი იქნება

$$M_o = A \cdot x - \int_0^x dq \cdot \frac{x}{3} = \frac{f \gamma r \omega^2 l}{6g} \cdot x - \frac{f \gamma r \omega^2}{gl} \cdot \frac{x^2}{2} \cdot \frac{x}{3}. \quad (312)$$



ნახ. 144. ბარბაცას ქანობის სიბრტყეში შოქმედი ძალების სწევა

მაქსიმალური მომენტის შესაბამისი კვეთის მოსაძებნად მიღებული ტოლობა გავწარმოოთ და გავუტოლოთ ნულს. მივიღებთ:

$$\frac{dM_x}{dx} = \frac{f \gamma r \omega^2 l}{6g} - \frac{f \gamma r \omega^2 x^2}{2gl} = 0,$$

საიდანაც

$$x = \frac{l}{3} \approx \frac{l}{1,73} = 0,578 l. \quad (313)$$

ამრიგად, კვეთი, სადაც მლუნავი მომენტი უდიდესია, დაშორებულია ბარბაცას ზედა თავის ცენტრიდან $\frac{l}{1,73}$ მანძილზე.

აუ (312) ტოლობაში შევიტანთ $x = \frac{l}{1,73}$, მივიღებთ მაქსიმალური მომენტის გამოსახულებას:

$$M_{bmax} = \frac{f \gamma r \omega^2 l}{6g} \cdot \frac{l}{1,73} - \frac{f \gamma r \omega^2}{gl \cdot 6} \cdot \frac{l^3}{1,73^3} \cdot \frac{l}{1,73}$$

ან

$$M_{bmax} = \frac{f \gamma r \omega^2 l^2}{6g} \left(\frac{1}{1,73} - \frac{1}{1,73^3} \right).$$

თუ კუთხურ სიჩქარეს გამოვსახავთ ბრუნთა რიცხვით, მაშინ საბოლოოდ გვექნება:

$$M_{bmax} = \left(\frac{n}{30} \right)^2 \gamma f \frac{r l^2}{16}. \quad (314)$$

აირის წნევით შექმნილი ძალა F_z და გადატანით მოძრაობაში მყოფი მასების ინერციის ძალები იწვევენ ბარბაცას ღეროს კუმშვას და აგრეთვე ქმნიან მისი გრძივი გაღუნვის საშიშროებას.

განგარიშების დროს გადატანით მოძრაობაში მყოფი ნაწილების ინერციის ძალები შეიძლება მხედველობაში არ მივიღოთ, რადგანაც ძრავას ნორმალური მუშაობის დროს ისინი განტვირთავენ ბარბაცას, ხოლო ძრავას ამუშავების პერიოდში მათი სიდიდე უმნიშვნელოა.

ბარბაცას გრძივი გაღუნვა შეიძლება მოხდეს ბარბაცას ქანაობის ან მის მართობ სიბრტყეში (ნახ. 145).

პირველი შემთხვევისათვის, რომელიც ეთანადება სახსრული ბოლოების შქონე ღეროს გრძივ ღუნვას, კრიტიკული დატვირთვა გამოისახება ტოლობით

$$P_{კრ} = \frac{\pi^2 E I_x}{l^2}. \quad (315)$$

მეორე შემთხვევა ეთანადება ყრუდ გამაგრებულ ბოლოების შქონე ღეროს გრძივ ღუნვას და მისთვის კრიტიკული დატვირთვა გამოისახება ტოლობით

$$P_{კრ} = \frac{4\pi^2 E I_y}{l^2}. \quad (316)$$

უკანასკნელ ორ ფორმულაში:

E არის დრეკადობის მოდული;

I_x — ლეროს განივკვეთის ინერციის მომენტი $X \rightarrow X$ ლერძის მიმართ;

I_y — ლეროს განივკვეთის ინერციის მომენტი $Y \rightarrow Y$ ლერძის მიმართ.

მნიშვნელოვანი ტოლობების შედარება გვიჩვენებს, რომ ორივე სიბრტყეში ტოლი წინააღობის მქონე ბარბაცას მისაღებად საჭიროა მისი ლეროს კვეთის იმე შევიარჩიოთ, რომ $I_x = 4I_y$.

ამ პირობის დაცვა საშუალებას გვაძლევს შევქმნათ მინიმალური წონის მქონე ბარბაცა. ბარბაცას ზედა თავი, ქვედა თავი და კანჭიკები იტვირთებიან ინერციის ძალებით, რომლებიც ზედა მკვდარი წერტილის არეში ცდილობენ მათს გაგლეჯას. ეს მოქმედება განსაკუთრებით დიდია ოთხტაქტიან ძრავებში, რადგანაც აქ განდევნის ტაქტის დასასრულს და შეწოვის ადასწყისში აირის წნევა უმნიშვნელოა და ინერციის ძალები სრული სიდიდით გადაეცემა მრუდმბარას ნაწილებს.

ორტაქტიან ძრავებში ინერციის ძალების მოქმედება ან სრულიად მოსპობილია, ანდა უმნიშვნელოა, რადგანაც ასეთ ძრავებში ციკლი ლილვის ერთ შემობრუნებაზე სრულდება და ზედა მკვდარ წერტილში დგუშის ყოფნის დროს აირის წნევა მუდამ მაღალია. აირის წნევით შექმნილი ძალა ინერციის ძალების საწინააღმდეგო მიმართულებებისაა, რაც იწვევს მათს გაწონასწორებას. საბარბაცე კანჭიკები, ინერციის ძალებით შექმნილი დატვირთვის გარდა, იღებენ დამატებით დატვირთვას ძლიერი მოქერის გამო.

ბარბაცას გაანგარიშება

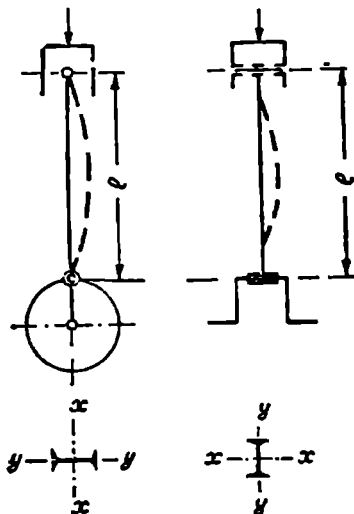
სატრაქტორო და საავტომობილო ძრავას ბარბაცას კვეთი, როგორც ვიცით, თითქმის მუდამ ორტესებრი კეთდება. ორტესებრი კვეთისათვის ჩვენ ზუსტად შეგვიძლია დავიცვათ პირობა $I_x = 4I_y$, და ამით ბარბაცა მაქსიმალურად შევამსუბუქოთ. იმისათვის, რომ $I_x = 4I_y$, საჭიროა ორტესებრი კვეთის ზომებს შორის შემდეგ თანფარდობათა დაცვა (ნახ. 146):

$$B = 0,75 H; \quad b = 0,583 H; \quad h = 0,666 H.$$

ასეთი კვეთისათვის ინერციის მომენტებს ექნება შემდეგი მნიშვნელობები:

$$I_x = \frac{BH^3 - bh^3}{12};$$

$$I_y = \frac{(H-h)B^3 + h(B-b)^3}{12}$$



ნახ. 145. ბარბაცას გრძივი ღერძის ორი შესაძლებელი შემთხვევა

ნახ. 145. ბარბაცას გრძივი ღერძის ორი შესაძლებელი შემთხვევა

ბარბაცას კვეთის შერჩევა იმაში მდგომარეობს. რომ დავაწესოთ მისი ზომა H , რომელიც მიახლოებით აიღება:

ბარბაცას ზედა თავთან:

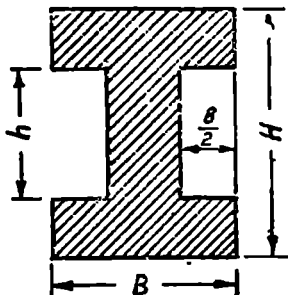
$$H_1 = (0,48 + 0,6) D_1,$$

სადაც D_1 —ბარბაცას ზედა თავის გარე დიამეტრია-

ბარბაცას ქვედა თავთან:

$$H_2 = (1,1 + 1,35) H_0,$$

ბარბაცას ლერო უნდა შევამოწმოთ გრძივ ლუნვაზე, რისთვისაც ვანგარიშობთ კრიტიკულ ძალას ემპირიული ტოლობით (ეს ტოლობა შედგენილია ნახშირბადიანი ფოლადისათვის)



$$P_{gr} = \left(4690,5 - 26,175 \frac{l}{\rho} \right) f, \quad (317)$$

სადაც: l არის ბარბაცას სიგრძე სმ-ით;

f —ბარბაცას ლეროს კვეთის ფართობი სმ²-ით მის ზედა თავთან;

ρ —ბარბაცას ზედა თავთან ლეროს კვეთის ინერციის მინიმალური რადიუსი.

კვეთის ინერციის მინიმალური რადიუსი

გამოითვლება ტოლობით

$$\rho = \sqrt{\frac{I_y}{f}}.$$

კრიტიკული ძალის გაანგარიშების შემდეგ ეპოულობთ ბარბაცას საიმედოობის კოეფიციენტს

$$\varphi = \frac{P_{gr}}{P_z}.$$

ბარბაცას საიმედო მუშაობისათვის საჭიროა, რომ $\varphi \geq 2,5$.

კუმშვის მაქსიმალური დაბევა ბარბაცას ლეროში

$$\sigma_z = \frac{P_z}{f},$$

ხოლო ბარბაცას ლეროს ქანაობის სიბრტყეში მოქმედი ინერციის ძალებით შექმნილი დაბევა

$$\sigma_b = \frac{M_{max}}{W},$$

სადაც W —ბარბაცას ლეროს საშუალო კვეთის წინაღობის მომენტია ბარბაცას ქანაობის სიბრტყის მართობი ლერძის მიმართ.

ტოლქმედი დაბევა იქნება

$$\sigma_l = \sigma_z + \sigma_b.$$

ასეთი შეკრება იძლევა რამდენიმე გადიდებულ დაბევას, რადგანაც σ_z და σ_b ერთდროულად არ აღწევენ თავიანთ მაქსიმუმს.

ტოლქმედი დაბევა σ_l არსებული ძრავებისათვის ცვალებადობს ზღვრებში: 250 ÷ 400 კგ/სმ².

ბარბაცას ზედა თავის გარე დიამეტრი მიახლოებით აიღება

$$D_1 = (1,45 + 1,7) d_m,$$

ხოლო შიგა დიამეტრი (შილისასათვის გაკეთებული ნაჩარხის დიამეტრი)

$$D_2 = (1,12 \div 1,22) d_m.$$

უქანასკნელ ორ ტოლობაში d_m არის თითის გარე დიამეტრი.

ბარბაცას ზედა თავი განიცდის გაგლეჯას ინერციის ძალებისაგან. გაგლეჯის ძაბვა გამოითვლება ტოლობით

$$\sigma_z = \frac{R_1^3 + R_2^3}{R_1^3 - R_2^3} p, \quad (318)$$

სადაც: R_1 და R_2 არის ბარბაცას ზედა თავის გარე და შიგა რადიუსები;

p —დგუშის კომპლექტის მაქსიმალური ინერციის ძალით შექმნილი წნევა ბარბაცას ზედა თავის ნაჩარხის დიამეტრალურ პროექციაზე.

გაგლეჯის ძაბვა ცვალებადობს ზღვრებში

$$\sigma_z = 300 - 500 \text{ კგ/სმ}^2.$$

დგუშის თითის გაცვეთაზე დიდ გაულენას ახდენს ბარბაცას ზედა თავის სიხისტე. ამ თვალსაზრისით პროფ. ნ. შ. ნემანი გვირჩევს გავიანჯარიშოთ ბარბაცას ზედა თავის განივი დეფორმაცია.

ზედა თავის პორიზონტალური დიამეტრის შემცირება მის საშუალო დიამეტრთან შედარებით (განივი დეფორმაცია) იქნება

$$y = \frac{0,137 X_{\max} R_{\text{საშ}}^3}{E I}$$

სადაც: $R_{\text{საშ}} = \frac{R_1 + R_2}{2}$ არის ბარბაცას ზედა თავის საშუალო რადიუსი;

X_{\max} —დგუშის კომპლექტის მაქსიმალური ინერციის ძალა;

E — ბარბაცას მასალის დრეკადობის მოდული;

I — ბარბაცას ზედა თავის კვეთის ინერციის მომენტი.

დეფორმაცია საშუალო დიამეტრის ერთ სანტიმეტრზე შეადგენს

$$y' = \frac{y}{2R_{\text{საშ}}} = \frac{0,0685 \cdot X_{\max} \cdot R_{\text{საშ}}^2}{E I}. \quad (319)$$

ამ დეფორმაციის დასაშვები სიდიდეა $y' = 0,01 - 0,007$.

ბარბაცას ქვედა თავის დიამეტრი და სივანე განისაზღვრება მუხლა ლილვის უელის ზომებით.

ქვედა თავის სახურავის კვეთი შეირჩევა დგუშის კომპლექტისა და ბარბაცას მასებით შექმნილი მაქსიმალური ინერციის ძალების მიხედვით.

§ 6. მუხლა ლილვი

მუხლა ლილვი ძრავას ძირითადი და მეტად მნიშვნელოვანი ნაწილია. ის დაკავშირებულია ძრავას ყველა ცილინდრთან, იღებს მათგან მარჯ მუშაობას და მომენტის სახით მისი გამოყენების საშუალებას იძლევა.

მუხლა ლილვი იტვირთება აირის წნევის ძალებით და მოძრავი ნაწილების ინერციის ძალებით. გარდა ამისა, პერიოდულად მოქმედი ძალები იწვევენ გრეხილ რხევებს, რომლებიც ზოგიერთ შემთხვევაში მეტად დიდ, დამატებით ძაბვება ქმნიან.

მასალის შერჩევას, დამზადების წესსა და თერმული დამუშავების რეჟიმს. გადამწყვეტო მნიშვნელობა აქვს მუხლა ლილვის ნორმალური მუშაობისათვის. სატრაქტორო და საავტომობილო ძრავების მუხლა ლილვი უფრო ხშირად მზადდება ჰელდით ან ტვიფრვით, ზოგ შემთხვევაში კი ჩამოსხმით.

ჰელდით ან ტვიფრვით მუხლა ლილვის დასამზადებლად ძირითადად იყენებენ ნახშირბადიან და ლეგირებულ ფოლადებს.

ძირითადი ყელების (საყრდენების) რაოდენობა სხვადასხვა კონსტრუქციაში სხვადასხვაა. მათი რაოდენობის შერჩევის დროს უნდა გვახსოვდეს, რომ, რაც მეტია საყრდენების რაოდენობა, მათ ნაკლები იქნება საანგარიშო მალი და, მაშასადამე, ლილვზე მოქმედი მომენტებიც. ეს იწვევს ლილვის ზომებისა და წონის შემცირებას. ამ კარგ თვისებასთან ერთად, საყრდენების რაოდენობის გადიდებას თან სდევს კონსტრუქციის საგრძნობი გაართულება და ძრავას სიგრძის მომატება.

თანამედროვე სატრაქტორო და საავტომობილო კარბურატორიანი ოთხცილინდრიანი ძრავას მუხლა ლილვი ძირითადად სემსაყრდენიანი კეთდება. თვითაალებად ძრავებში გადიდებული დატვირთვის გამო უფრო ხშირად გვხვდება ხუთსაყრდენიანი ლილვები. ექვსცილინდრიან ძრავებში საყრდენების რაოდენობა უდრის ოთხს ან შვიდს, რვაცილინდრიან ხაზობრივ ძრავაში კი — ხუთს ან ცხრას.

მუხლა ლილვზე მოქმედი ძალები და დატვირთვები

მუხლა ლილვი იტვირთება მუდმივ მოქმედი და პერიოდული ძალებით. მუდმივ მოქმედ ძალებს მიეკუთვნება მბრუნავი ნაწილების ცენტრიდანული ინერციის ძალა, პერიოდულ ძალებს კი აირების წნევით შექმნილი ძალა და გადატანით მოძრაობაში მყოფი ნაწილების ინერციის ძალა. პერიოდულად მოქმედი ძალები იწვევენ რხევებს და კმნიან დამატებით ძაბვებს,

გარდა ამისა, ლილვზე მოქმედებს მხები ინერციის ძალებით შექმნილი მომენტი და მკნევეარას წონა. აღსანიშნავია, რომ ძრავას დამყარებული რეჟიმისათვის მხები ინერციის ძალებით შექმნილი მომენტი ნულის ტოლია.

ლილვის სიმტკიცის გაანგარიშების დროს მხედველობაში არ მიიღება ძრავას მოძრავი ნაწილების ინერციის ძალები, რადგანაც ისინი ძრავას სწრაფი ბრუნვის დროს განტვირთვენ ლილვს, ხოლო როცა ბრუნთა რიცხვი მცირეა (მაგალითად, ძრავას ამუშავების დროს), მათი სიდიდე უმნიშვნელოა.

ძრავას მოძრავი ნაწილების ინერციის ძალები საპირობა მხედველობაში მივიღოთ მაშინ, როდესაც ვანგარიშობთ წნევას ყელის ზედაპირზე და, მაშასადამე, ვარკვევთ ცვეთის საკითხებს.

მრუდმხარას შემობრუნებით იცვლება მომენტების. საანგარიშო მხარი, ამიტომ ლილვის გაანგარიშებისათვის უნდა შევარჩიოთ მრუდმხარას ისეთი მდგომარეობა, როდესაც მომენტები უდიდესია.

მუხლა ლილვის სიმტკიცის გაანგარიშებისათვის განიხილავენ ორ საბიფათო შემთხვევას:

1. როდესაც მრუდმხარას მდგომარეობა ზედა მკვდარ წერტილს შეესაბამება და ბარბაცის სიგრძეზე მოქმედი, აირის წნევით შექმნილი P_2 ძალა უდიდესია (ნახ. 147, ა);

2. როდესაც მრუდმხარა განხრილია α კუთხით და მხეები T ძალა მაქსიმალური სიდიდისაა (ნახ. 147, ბ).

პირველ შემთხვევაში ლილვზე მოქმედი ძალა იქნება

$$P_z = \frac{\pi D^3}{4} p_z \quad (320)$$

სადაც: p_z აირის უდიდესი წნევა;

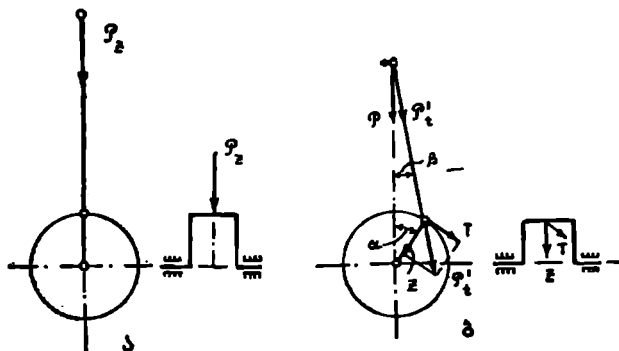
D —ცილინდრის დიამეტრი.

მეორე შემთხვევაში ბარბაცას სივრცე მოქმედი P' , ძალა წარმოადგენს P ძალის მდგენელს; მათ შორის არსებობს დამოკიდებულება

$$P'_t = \frac{P}{\cos \beta} \quad (321)$$

სადაც P არის წნევით შექმნილი ღვუშზე მოქმედი ძალა.

P'_t ძალა, მრუდმხარას სატაციის ცენტრში მისი გადატანის შემდეგ, დაიშლება ორ T და Z მდგენელად. სქემის მიხედვით გვექნება:



ნახ. 147. მრუდმხარას ორი სახიფათო მდგომარეობა

$$\text{მხები ძალა } T = P'_t \cdot \sin(\alpha + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \sin(\alpha + \beta);$$

$$\text{რადიალური ძალა } Z = P'_t \cdot \cos(\alpha + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cos(\alpha + \beta).$$

თუ პირველი ტოლობის საფუძველზე შევადგენთ მხები ძალების დიაგრამას, შევძლებთ ვიპოვოთ მეორე სახიფათო შემთხვევის შესაბამისი α კუთხის მნიშვნელობა, რომლის დროსაც T ძალა მაქსიმალური სიდიდის აღწევს. საშუალოდ α კუთხე შეადგენს 34° -ს, ხოლო β კუთხე— 9° -ს.

სავარაუდო გაანგარიშებისათვის შეიძლება მივიღოთ

$$T = Z = 0,7 P_z.$$

საბარბაცე ყელზე წნევას კმნიან P , და S' ძალები, რომელთა ტოლქმედია R ძალა (ნახ. 148, ა). აღსანიშნავია, რომ აქ ცენტრიდანული S' ძალა

შექმნილია ბარბაცას მხოლოდ იმ მასით, რომელიც მიეკუთვნება მბრუნავ ნაწილებს. ნათქვამის საფუძველზე გვექნება

$$S' = m'_a r \omega^2,$$

სადაც m'_a არის ბარბაცას მასის ის ნაწილი, რომელიც მიეკუთვნება მბრუნავ ნაწილებს;

r —მრუდმხარას რადიუსი;

ω —მრუდმხარას ბრუნვის კუთხური სიჩქარე.

ძირითად ყელზე წნევა შეიქმნება P_1 და S ძალებით, რომელთა ტოლქმედია R' ძალა (ნახ. 148, ბ).

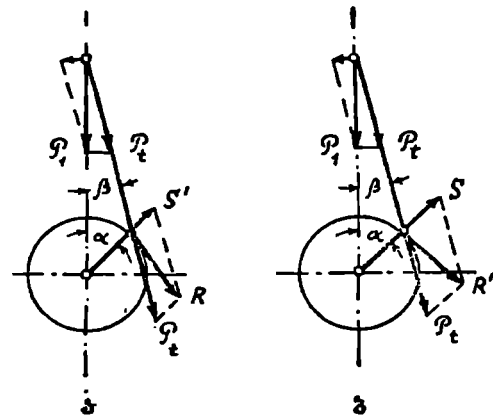
აქ S შეუწონასწორებელი მბრუნავი მასებით შექმნილი ცენტრიდანული ინერციის ძალაა და გამოისახება

$$S = (m_k + m'_a) r \omega^2,$$

სადაც: m_k არის ლილვის მუხლის შეუწონასწორებელი მასა, დაყვანილი r რადიუსზე;

m'_a —ბარბაცას მასის ის ნაწილი, რომელიც მბრუნავ ნაწილებს მიეკუთვნება.

აღსანიშნავია, რომ თუ ლილვს ექნება წონწინალი,



ნახ. 148. დაწოლის ძალა საბარბაცე ყელზე (ა) და ძირითად ყელებზე (ბ)

S ძალა შეწონასწორდება და ყელზე დაწოლას შექმნის მხოლოდ P_1 ძალა. ორივე განსახილველ შემთხვევაში P_1 ძალა უნდა გამოვითვალოთ გადატანით მოძრაობაში მყოფი ნაწილების ინერციის ძალების გათვალისწინებით. მისი სიდიდე იქნება

$$P_1 = \frac{P_1}{\cos \beta} = \frac{P + X}{\cos \beta},$$

სადაც: P არის აირის წნევით შექმნილი ძალა,

X —გადატანით მოძრაობაში მყოფი ნაწილების ინერციის ძალა.

მუხლა ლილვის ხიმტკიცის გაანგარიშება

მუხლა ლილვის კონსტრუქციული გაფორმება არსებული ძრავების საფუძველზე შედგენილი სტატისტიკური მასალის მიხედვით წარმოებს; წინასწარ აწესებენ მის ძირითად ზომებს, რომლებიც შემდეგ ზუსტდება ლილვის სხვადასხვა კვეთში ძაბვების გაანგარიშების გზით.

მუხლა ლილვის სქემა უნდა უზუსტუხედდეს ძრავას საერთო კონსტრუქციას და შეესაბამებოდეს ცილინდრების განლაგებას.

არსებობს მუხლა ლილვის სიმტკიცის გაანგარიშების პრაქტიკული მეთოდი, მაგრამ არც ერთი მათგანი ძაბვების ნამდვილ სურათს არ იძლევა. ზოგი ავტორი ლილვს იხილავს, როგორც გაუპრეც ძელს მასზე მოქმედი შეფურსული ან თანაბრად განაწილებული დატვირთვით, ზოგი კი — როგორც გაჭრილ ძელს თავისუფალი ან დამაგრებული საყრდენებით.

პრაქტიკული გამოყენებისათვის ხელსაყრელია შევარჩიოთ ის მეთოდი, რომელიც მდიდარია სტატისტიკური მონაცემებით.

დამზადებული მუხლა ლილვი უნდა იყოს საქმარისად ხისტი. სიხისტე ამცირებს ლილვის დეფორმაციას და, მაშასადამე, საშუალო ზედაპირების ცვლას. გარდა ამისა, ხისტი ლილვი ხასიათდება საკუთარი რხევების შალაღი სიხშირით, რაც ბრუნვითი რხევების რეზონანსის შექმნის შესაძლებლობას ამცირებს (ე. ი. გადაადგილებს კრიტიკულ ბრუნთა რიცხვს).

ლილვის სიხისტის გაზრდის მიზნით ცდილობენ, შესაძლებლობის ფარგლებში, გაადიდონ ყელის დიამეტრი და შეამცირონ მისი სიგრძე.

წვემომოყვანილ 36-ე ცხრილში, არსებული ძრავების გამოცდის საფუძველზე შედგენილი სტატისტიკური მასალის შესაბამისად, მოცემულია მუხლა ლილვის სხვადასხვა ელემენტის ზომები.

ცხრილში ზომები მოცემულია ცელინდრის დიამეტრთან შედარებით.

ცხრილში მოყვანილი მონაცემების მიხედვით მუხლა ლილვის სავარაუდო ზომების დადგენის შემდეგ ახდენენ მის სხვადასხვა კვეთში ძაბვების შემოწმებას.

გაანგარიშება წარმოებს ყველაზე შერტად გავრცელებული მეთოდით, როდესაც მუხლა ლილვს იხილავენ, როგორც გაჭრილ ძელს მის ყელზე მოქმედი შეფურსული ძალით და თავისუფალი საყრდენებით.

როგორც ზემოთ იყო აღნიშნული, ძაბვების გამოთვლა უნდა ვაწარმოოთ ორი სახითათო შემთხვევისათვის.

ჯერ განვიხილოთ პირველი სახითათო შემთხვევა (ნახ. 149), როდესაც მრუდნახარას მდგომარეობა ეთანადება ზედა მკვდარ წერტილის და მასზე მოქმედებს აირების წნევით შექმნილი მაქსიმალური P_z ძალა.

საყრდენებში შექმნილი რეაქციები იქნება:

$$R_1 = \frac{R_z l_2}{l_1 + l_2} \quad \text{და} \quad R_2 = \frac{P_z l_1}{l_1 + l_2},$$

საბარბაცე და ძირითად ყელზე მოდებული მღუნავი მომენტი

$$M_b = R_1 \cdot l_1 = R_2 \cdot l_2 = \frac{P_z l_1 l_2}{l_1 + l_2}.$$

საბარბაცე ყელის წინააღობის მომენტი

$$W' = 0,1 d^3,$$

ძირითადი ყელის წინააღობის მომენტი კი

$$W'' = 0,1 d^3.$$

მუხლა ღილვას ძირითადი ზომები ცალინდრის დიაპეტრიდან შედარებით

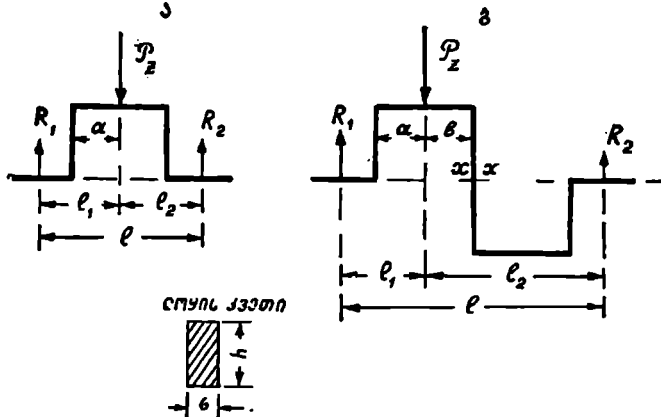
მუხლა ღილვის ტიპი	ღიშნის მნიშვნელობა	ძირითადი ყულის სიგრძე									ღიშნის მნიშვნელობა	ღიშნის მნიშვნელობა	ღიშნის მნიშვნელობა					
		1	2	3	4	5	6	7	8	9								
1. ობსკილინდრიათი ძრავას ორიაყრდენიათი ღილვი	0,59	0,8	1,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,65	0,65	0,8	0,8	0,28	0,38
2. ობსკილინდრიათი ძრავას საშუაყრდენიათი ღილვი	0,57	0,67	0,78	0,78	—	—	—	—	—	—	—	—	0,57	0,61	0,7	0,30	0,18	0,40
3. ობსკილინდრიათი ძრავას ზუთსაყრდენიათი ღილვი	0,63	0,52	0,33	0,33	0,60	—	—	—	—	—	—	—	0,53	0,51	0,85	0,38	—	—
4. ეპსკილინდრიათი ძრავას ობსკილინდრიათი ღილვი	0,67	0,65	0,65	0,65	0,80	—	—	—	—	—	—	—	0,63	0,49	0,78	0,38	0,38	0,45
5. ეპსკილინდრიათი ძრავას შუილსაყრდენიათი ღილვი	0,63	0,63	0,63	0,34	0,61	0,36	0,63	—	—	—	—	—	0,61	0,44	0,91	0,25	—	—
6. რეკილინდრიათი ძრავას ზუთსაყრდენიათი ღილვი	0,78	0,78	0,79	0,81	0,83	0,85	—	—	—	—	—	—	0,70	0,43	0,60	0,24	0,60	—
7. რეკილინდრიათი ძრავას ცხილსაყრდენიათი ღილვი	0,63	0,65	0,41	0,50	0,41	0,59	0,41	0,50	0,41	0,59	0,41	0,71	0,63	0,40	—	—	0,2	—

საბარბაცე ყელის კვეთში მოქმედი ღუნვის ძაბვა იქნება

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W'} = \frac{P_z l_1 l_2}{(l_1 + l_2) 0,1 d^3} \quad (322)$$

ძაბვა ძირითად ყელში კი

$$\sigma_b = \frac{M}{W''} = \frac{P_z l_1 l_2}{(l_1 + l_2) 0,1 d^3} \quad (323)$$



ნახ. 149. ესკიზი მუხლა ლილვის გაანგარიშებისათვის:

ა—ლილვი ერთი მუხლით; ბ—ლილვი ორი მუხლით

ყელების შემაერთებელი ლოყა განიკდის ღუნვას და კუმშვას. მოკლე ლოყაზე მოდებული მღუნავი მომენტი.

$$M_b = R_1 (l_1 - a).$$

წინალობის მომენტი ლოყის კვეთისათვის (ნახ. 193).

$$W = \frac{hb^3}{6}.$$

ღუნვის ძაბვა ლოყისათვის

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{6R_1(l_1 - a)}{hb^3} \quad (324)$$

კუმშვის ძაბვა

$$\sigma_z = \frac{P_z}{2bh} \quad (325)$$

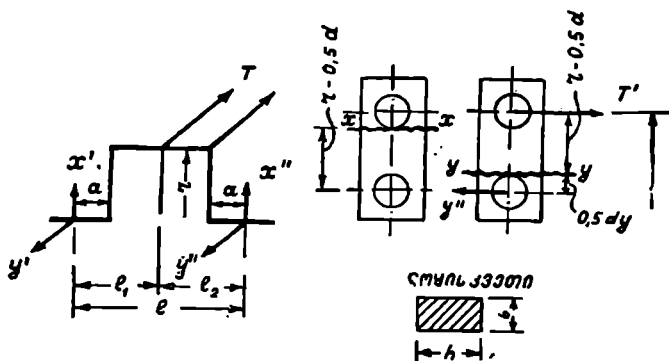
ლოყაზე მოქმედი ტოლქმედი ძაბვა

$$\sigma = \sigma_b + \sigma_z.$$

თუ ორ საყრდენს შორის ორი საბარბაცე ყელი გვაქვს (ნახ. 149, ბ), მაშინ მღუნავი მომენტი გრძელი ლოყისათვის გაზოითვლება ტოლობიდან:

$$M_b = R_1 (l_1 + b) - P_z \cdot b.$$

ახლა განვიხილოთ მეორე სახითაო შემთხვევა (ნახ. 150), როდესაც ლილვი შემობრუნებულია α კუთხით და მასზე მოქმედებს მაქსიმალური შებბა ძალა T და რადიალური ძალა Z .



ნახ. 150. ესკიზი ზუხლა ლილვის გაანგარიშებისათვის

ვანგარიშებისათვის მივიღოთ, რომ მარჯვენა ძირითად ყელზე დასმულია პუნქვარა.

საყრდენებში წარმოქმნილი Z ძალის რეაქციებია:

$$X' = \frac{Zl_2}{l_1 + l_2} \quad \text{და} \quad X'' = \frac{Zl_1}{l_1 + l_2}.$$

ერთდროულად საყრდენებში აგრეთვე წარმოიქმნება T ძალის რეაქციები

$$y' = \frac{Tl_2}{l_1 + l_2} \quad \text{და} \quad y'' = \frac{Tl_1}{l_1 + l_2}.$$

განვიხილოთ ზუხლა ლილვის ელემენტები ცალ-ცალკე.

1. საბარბაცე ყელი. T ძალით გამოწვეული მღუნავი მომენტი იქნება

$$M_{ბრ} = y'l_1 = \frac{Tl_1l_2}{l_1 + l_2}.$$

Z ძალით გამოწვეული მღუნავი მომენტი კი

$$M_{ბრ} = X'l_1 = \frac{Zl_1l_2}{l_1 + l_2}.$$

საბარბაცე ყელის კვეთის წინალობის მომენტი ლუნვის დროს

$$W = 0,1 d^2.$$

სათანადოდ მივიღებთ T და Z ძალებით გამოწვეულ ძაბვებს:

$$\sigma_{ბრ} = \frac{M_{ბრ}}{W} \quad \text{და} \quad \sigma_{ბრ} = \frac{M_{ბრ}}{W}.$$

ლუნვის ტოლქმედი ძაბვა იქნება

$$\sigma_b = \sqrt{\sigma_{ბრ}^2 + \sigma_{ბრ}^2}$$

(327)

ლუნვისთან ერთად საბარბაცე ყელი განიცდის გრეხას მომენტით.

$$M_d = y'r = \frac{Tl_2 r}{l_1 + l_2}.$$

ყელის კვეთის წინალობის მომენტი გრეხის დროს

$$W = 0,2 d^3.$$

საბარბაცე ყელზე მოქმედი გრეხის დაბეა იქნება

$$\sigma_d = \frac{M_d}{W}.$$

ლუნვისა და გრეხის ტოლქმედი დაბეა გამოითვლება ტოლობიდან

$$\sigma_1 = 35\sigma_b + 0,65 \sqrt{\sigma_b^2 + \sigma_d^2}. \quad (328).$$

2. მარცხენა ლოყა. განსახილველ შემთხვევაში სახითათო კვეთი-
მოთავსებული იქნება საბარბაცე ყელთან (კვეთი $X-X$, ნახ. 150).

მლუნავი მომენტი, შექმნილი T ძალით,

$$M_{br} = y'(r - 0,5d_b),$$

შესაბამისი წინალობის მომენტი კი

$$W' = \frac{bh_2}{6}.$$

მლუნავი მომენტი, შექმნილი Z ძალით,

$$M_{bz} = X' \cdot a,$$

შესაბამისი წინალობის მომენტი

$$W'' = \frac{hb^2}{6}.$$

T და Z ძალებით შექმნილი ლუნვის დაბეები გამოისახება:

$$\sigma_{br} = \frac{M_{br}}{W'} \quad \text{და} \quad \sigma_{bz} = \frac{M_{bz}}{W''};$$

ლუნვის ტოლქმედი დაბეა იქნება

$$\sigma_b = \sigma_{br} + \sigma_{bz}.$$

ლუნვის გარდა, ლოყა განიცდის გრეხას მომენტით

$$M_d = y'a.$$

ლოყის კვეთის წინალობის მომენტი გრეხის დროს

$$W = \frac{bh^2}{4,5}$$

და გრეხის დაბეა იქნება

$$\sigma_d = \frac{M_d}{W},$$

მარცხენა ლოყის კვეთში მოქმედი ტოლქმედი დაბეა გამოითვლება (328)
ფორმულით.

3. მარჯვენა ლოყა. განსახილველ შემთხვევაში უნდა გავითვალის-

წინათ შენეგარას მოქმედება, რისთვისაც სქემაზე (ნახ. 150) ნაჩვენებია პირობით მოდებული ძალა T' , გამოთვლილი ტოლობიდან

$$T' = \frac{M}{r},$$

სადაც M —ძრავას საშუალო მბარუნებელი მომენტია.

სახიფათო კვეთი მოთავსებულია ძირითად ყელთან (კვეთი $y-y$, ნახ. 150). T და T' ძალებით შექმნილი მლუნავი მომენტი იქნება

$$M_{bT} = y'' \cdot 0,5d_a + T'(r - 0,5d_a),$$

Z ძალით შექმნილი მლუნავი მომენტი კი

$$M_{bz} = X'' \cdot a = \frac{Zl_1 \cdot a}{l_1 + l_2}.$$

გარდა ამისა, მარჯვენა ლოყაზე მოდებულია მგრეხავი მომენტი

$$M_d = y'' \cdot a = \frac{Tl_2 \cdot a}{l_1 + l_2}.$$

ნომენტების გაანგარიშების შემდეგ ძაბვები მარჯვენა ლოყაში გამოითვლება ისევე, როგორც ზემოთ იყო მოყვანილი მარცხენა ლოყისათვის. §

4. ძირითადი ყელი. ძირითადი ყელი განიცილის ლუნვასა და კრეხას.

T ძალით შექმნილი მლუნავი მომენტი

$$M_{bT} = y'' \cdot a = \frac{Tl_1 a}{l_1 + l_2};$$

Z ძალით შექმნილი მლუნავი მომენტი

$$M_{bz} = X'' \cdot a = \frac{Zl_1 a}{l_1 + l_2}.$$

წინალობის მომენტი

$$W = 0,1 d^3_a.$$

შესაბამისი ძაბვა იქნება:

$$\sigma_{bT} = \frac{M_{bT}}{W} \quad \text{და} \quad \sigma_{bz} = \frac{M_{bz}}{W}.$$

ღუნვის ტოლქმედი ძაბვა გამოითვლება ტოლობიდან

$$\sigma_b = \sqrt{\sigma_{bT}^2 + \sigma_{bz}^2}.$$

ძირითად ყელზე მოდებული მგრეხავი მომენტი შეიძლება ვიპოვოთ ტოლობიდან

$$M_d = (T + T')r.$$

კვეთის წინალობის მომენტი -

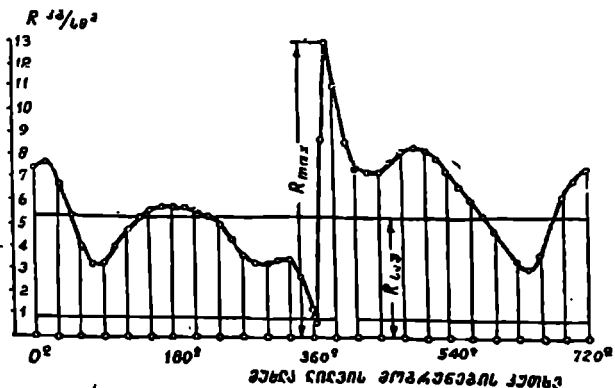
$$W = 0,2 d^3_a,$$

გრეხვის ძაბვა კი

$$\sigma_d = \frac{M_d}{W} = \frac{(T + T')r}{0,2 d^3_a}.$$

ლუნისა და გრების ტოლქმედი ძაბვა გამოითვლება (323) ტოლობის საფუძველზე.

ყელის ზედაპირზე კუთრი წნევის განსაზღვრა. წნევა ლილვის როგორც საბარბაქე, ისე ძირითად ყელზე ციკლის განმავლობაში იცვლება მინიმუმიდან მაქსიმუმამდე: ამის მიხედვით ყელის ზედაპირი ერთ-



ნახ. 151. საბარბაქე ყელზე დაწოლის ცვლებადობის დიაგრამა

ნაირადღარ იტვირთება და მასზე გამოყოფა მეტად ან ნაკლებად დატვირთული უბნები. ჩვენი მიზანია გავიანგარიშოთ ყელზე მოქმედი მაქსიმალური და საშუალო კუთრი დაწოლის სიდიდეები და გამოვარკვიოთ დატვირთვის განაწილება ყელის ზედაპირზე.

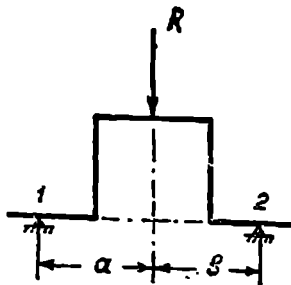
როგორც ზემოთ იყო ნაჩვენები (ნახ. 148), საბარბაქე ყელზე წნევას კმნიან P_1 და S ძალები, რომელთა ტოლქმედია R .

151-ე ნახ-ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია ციკლის განმავლობაში R ძალის ცვლებადობის დიაგრამა ერთ-ერთი ოთხტაქტიანი ჩრავისათვის.

დავგრაშის სივრცეზე მისი ფართობის გაყოფით ადვილად ვიპოვით საბარბაქე ყელზე მოსული საშუალო წნევის სიდიდეს ($R_{საშ}$).

თუ ლილვს წონწინალები არა აქვს, მაშინ წნევა ძირითად ყელებზე გამოითვლება როგორც P_1 და S ძალების გეომეტრიული ჯამი (ნახ. 148). წონწინალები იწვევს S ძალის შეწონასწორებას და ამ შემთხვევაში დაწოლა ძირითად ყელზე P_1 ძალით განისაზღვრება.

P_1 და S ძალების ჯამი R' უნდა გავანაწილოთ იმ ძირითად ყელებზე, რომლებიც განიციდიან ამ დაწოლას. აქ საჭიროა გავითვალისწინოთ, რომ R' ძალა ნაწილდება ორ უახლოეს—მარცხენა და მარჯვენა საკისრებზე. თუ, მაგა-



ნახ. 152. R' ძალის განაწილება ძირითად საკისრებზე

ლიად, ორი ძირითადი ყელის შუაზე მოთავსებულია ერთი საბარბაცე ყელი. მაშინ თითო ძირითად საკისარზე დატვირთვა იქნება $\frac{R'}{2}$.

ზოგად შემთხვევაში R' ძალის განაწილებისათვის შეგვიძლია გამოვიყენოთ ტოლობები (ნახ. 152):

პარცენა საკისრისათვის

$$R_1 = \frac{R'b}{a+b}, \quad (329)$$

ხოლო პარჯენა საკისრისათვის

$$R_2 = \frac{R'a}{a+b}, \quad (330)$$

თუ ძირითადი ყელი მოთავსებულია უშუალოდ ორ საბარბაცე ყელს შორის (ნახ. 153), მაშინ დატვირთვა გამოითვლება როგორც ერთი, ისე მეორე საბარბაცე ყელისაგან მიღებული ძალების შეჯამებით.

მაგალითად, სქემაზე ნაჩვენებ შემთხვევისათვის შუა ძირითად საკისარზე მოსული დატვირთვა გამოითვლება ტოლობიდან

$$R = \frac{R'a}{a+b} + \frac{R'a}{a+b}. \quad (331)$$

ზემომოყვანილი მსჯელობა შეიძლება გავრცელდეს ყველა ნებისმიერ შენთხევაზე და ცილინდრების

მუშაობის რიგის შესაბამისად განისაზღვროს ყოველი საკისრის დატვირთვა. მიღებული მონაცემების მიხედვით ავაგებთ ძირითად საკისარზე მოსული დაწოლის დიაგრამას და ვიპოვით R'_{max} და $R'_{საშ}$ სიდიდეებს.

საბარბაცე და ძირითად ყელებზე მოქმედი წნევის ძალის მოძებნის შემდეგ ვპოულობთ საკისარზე მოსულ მაქსიმალურ და საშუალო კუთრ წნევას შემდეგი ტოლობებიდან:

საბარბაცე ყელისათვის:

$$q_{max} = \frac{R_{max}}{d_b l_b}$$

და

$$q_{საშ} = \frac{R_{საშ}}{d_b l_b};$$

ძირითადი ყელისათვის:

$$q_{max} = \frac{R'_{max}}{d_a l_a}$$

და

$$q_{საშ} = \frac{R'_{საშ}}{d_a l_a}.$$

კუთრი წნევის დასაშვები სიდიდეები მოყვანილია 37-ე ცხრილში.

ცხრილი 37

უელის ზედაპირზე მოხუდი კუთრი წნევების დასაშვები სიდიდეები

ძრავის ტიპი	საბარბაცე უელისათვის		ძირითადი უელისათვის	
	ქ _{max} კგ/სმ ²	ქ _{საშ} კგ/სმ ²	ქ _{max} კგ/სმ ²	ქ _{საშ} კგ/სმ ²
კარბურატორიანი ძრავა	30—65	20—60	15—90	10—50
თვითაღებელი ძრავა .	60—130	20—70	40—130	10—50

აიჩის განაწილება მოსხავეზიან ძრავებში

§ 1. ზოგადი ცნობები

აიჩის განაწილებელი სისტემის დანიშნულებაა, ცილინდრში მიმდინარე პროცესების შესაბამისად, ცილინდრში ახალი მუხტის შეშვებისა და ცილინდრიდან ნამუშევარი აიჩის გამოშვების განხორციელება.

აიჩის განაწილებელმა მექანიზმმა უნდა უზრუნველყოს ცილინდრების რამდენადაც შეიძლება სრული შევსება და მათი კარგი გასუფთავება ნამუშევარი აიჩებისაგან.

ოთხტაქტიანი ძრავას ყოველ ცილინდრს უნდა ჰქონდეს ორი ხერეტილი. ერთი საწვავი ნარევის ან ჰაერის შესაშვებად, მეორე კი—ნამუშევარი აიჩის გამოსაშვებად. ძრავას მუშაობის განხორციელებისათვის საჭიროა მოვახდინოთ ამ ხერეტილების თავისდროული დახურვა და გაღება; ამავ დროს ეს პროცესები უნდა სრულდებოდეს რაც შეიძლება სწრაფად და ზუსტად.

შენშვები და გამომშვები ხერეტილების მართვა შეიძლება განხორციელდეს წვეთარებით ან სარქვლებით. ამის მიხედვით არჩევენ: მკვეთარებიან განაწილებელ მექანიზმს და სარქვლებიან განაწილებელ მექანიზმს.

თანამედროვე სატრაქტორო და საავტომობილო ძრავებში თითქმის მუდამ იყენებენ სარქვლებიან მექანიზმს, რომელიც ქვემოთაა განხილული.

სარქვლები შეიძლება მოვათავსოთ ბლოკში (ცილინდრების გვერდით) ან ქუშვის კამერაში. ამის მიხედვით პირველს უწოდებენ განაწილებელ მექანიზმს გვერდითი სარქვლებით, მეორეს კი—განაწილებელ მექანიზმს ჩაკიდებული სარქვლებით.

გვერდითი სარქვლების გამოყენების დროს შეუძლებელი ხდება მცირე მოცულობის მქონე წვის კამერის შექმნა და, მაშასადამე, დიდი კუშვის ბარისხის განაორციელება, რის გამო თვითააღებად ძრავებში, როგორც წესი, ჩაკიდებულ სარქველებს იყენებენ.

გვერდითი სარქვლების უპირატესობაა: კონსტრუქციის სიმარტივე, კონპაქტურობა და მცირე ღირებულება.

გვერდით სარქველში გაელისას აიჩი უფრო მკვეთრად იცვლის მიმართულებას, ვიდრე ჩაკიდებულ სარქველში გაელის დროს, რის გამო გვერდითი სარქვლები იძლევა გადიდებულ ჰიდრავლიკურ წინაღობას. ამ მოვლენის შესამცირებლად ხშირად, გვერდით სარქველს რამდენიმედ დახრილ მდგომარეობაში აყენებენ.

სარქვლების განლაგებაზე დიდადა დამოკიდებული წვის კამერის ფორმა. პრაქტიკა გვიჩვენებს, რომ ჩაკიდებული სარქვლების გამოყენებით შესაძლებელია წვის კამერის უკეთესი ფორმის შექმნა.

სარქველის სამუშაო ზედაპირი (ზოლურა) კეთდება დახრილი; დახრის კუთხეს იღებენ 30° ან 45° .

სარქველის მიერ განთავისუფლებული აირის გასავალი კვეთის ფართობი შეიძლება წარმოვადგინოთ, როგორც წაქვეთილი კონუსის გვერდითი ზედაპირი შემოწერილი შემქმნელით b (ნახ. 154),

თუ სარქველის აწევის სიმაღლეს აღვნიშნავთ h ასოთი, ხოლო წაქვეთილი კონუსის საშუალო დიამეტრს d_m ასოთი, მაშინ სქემის მიხედვით (ნახ. 154) შეიძლება დავწეროთ:

$$b = h \cdot \cos \varphi$$

და

$$d_m = d_2 + b \sin \varphi = d_2 + h \sin \varphi \cos \varphi.$$

წაქვეთილი კონუსის გვერდითი ზედაპირი იქნება:

$$a_n \quad f = \pi d_m \cdot b$$

$$f = \pi (d_2 + h \sin \varphi \cos \varphi) h \cos \varphi. \quad (331)$$

კუთხეებისათვის $\alpha = 0^\circ$, $\alpha = 30^\circ$
და $\alpha = 45^\circ$ მივიღებთ;

$$f_0 = \pi d_2 h$$

$$f_{30} = \pi h (0,866 d_2 + 0,375 h) \quad f_{45} = \pi h (0,707 d_2 + 0,352 h),$$

როც უფლებას გვაძლევს გავაკეთოთ დასკვნა, რომ

$$f_0 > f_{30} > f_{45}.$$

როგორც ვხედავთ, ამ თვალსაზრისით ხელსაყრელი ყოფილა ბრტყელი სარქველის გამოყენება ($\varphi = 0$), რადგანაც ის სარქველის დიამეტრის და აწევის სიმაღლის იმავე სიდიდეებისათვის დახრილ სარქველებზე უფრო დიდ გასავალ კუთხეს იძლევა.

მიუხედავად ამისა, ბრტყელ სარქველებს არ იყენებენ, რადგანაც მათი ცუდი დაცენტრების გამო შეუძლებელი ხდება კარგი შემჭიდროების მიღება.

სარქველის ზომების შერჩევისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ შემდეგი თანაფარდობანი (ნახ. 154):

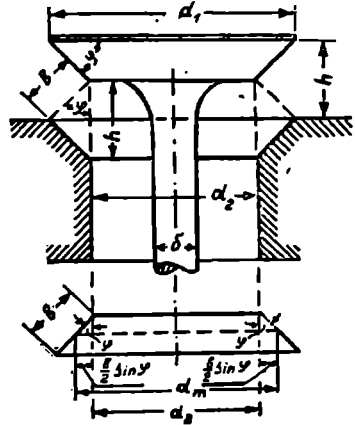
$$d_2 = 0,87 d_1;$$

$$h = (0,16 + 0,25) d_2;$$

$$b = (0,2 + 0,3) d_1.$$

§ 2. მუშაბას პროფილი

სარქველის ვალბეული მდგომარეობის შესაბამისი გამწვანებული ლილვაკის მობრუნების კუთხე იქნება:



ნახ. 154. სარქველის მიერ განთავისუფლებული კვეთი

შემშვები სარქელისათვის

$$\varphi = \frac{180 \pm \alpha_1 + \alpha_2}{2}; \quad (332)$$

გამომშვები სარქელისათვის

$$\varphi = \frac{180 + \alpha_2 + \alpha_1}{2}; \quad (333)$$

სადაც α_1 არის შემშვები სარქელის გაღების წინსწრების (+) ან დაგვიანების (-) კუთხე;

α_2 —შემშვები სარქელის დახურვის დაგვიანების კუთხე;

α_3 —გამომშვები სარქელის გაღების წინსწრებას კუთხე;

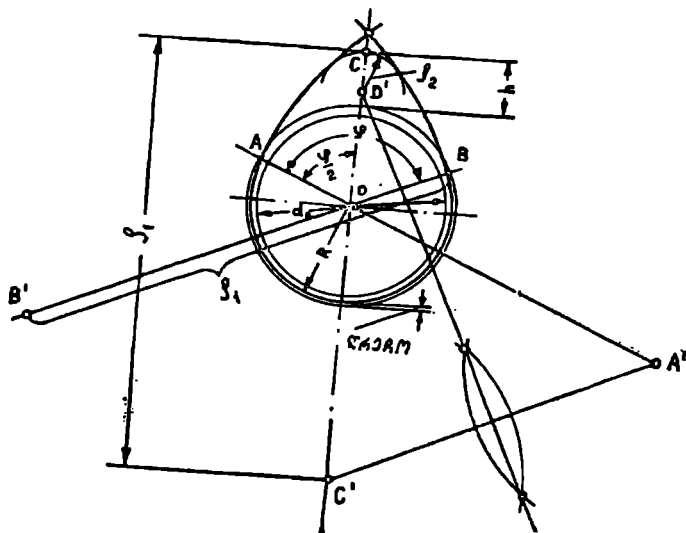
α_4 —გამომშვები სარქელის დახურვის დაგვიანების კუთხე;

მუშტას ძირითადი წრის დიამეტრის იღებენ

$$D = 2R = d_0 + (2 + 5) \text{ მმ},$$

სადაც d_0 არის მუშტა ლილვის დიამეტრი მშ-ით.

მუშტას პროფილის სახე დაკავშირებულია მზიდგველის კონსტრუქციასზე.



ნახ. 155. მუშტას პროფილის აგება.

ბრტყელი მზიდგველისათვის გამოსადეგი მუშტას პროფილის აგება შემდეგნაირად წარმოებს (ნახ. 155)

O ცენტრიდან შემოწერენ მუშტას R რადიუსის მქონე ძირითად წრეს, რომელზედაც φ კუთხის სიდიდის მიხედვით დანიშნავენ პროფილის საწყის A და ბოლო B წერტილებს. პროფილის აგებისათვის უმჯობესია გადავზომოთ ვერტიკალური ლერძის ორივე მხარეს კუთხე $\varphi/2$. ძირითადი წრიდან ვერტიკალურ ლერძზე მზიდგველის აწევის h სიმაღლის გადაზომვით მივიღებთ პროფილის მესამე წერტილს C.

AO და BO რადიუსების გავრძელებაზე გადაზომავენ ρ_1 მანძილს და პოულობენ A' და B' წერტილებს. მიღებულ წერტილებს იღებენ ცენტრებად და ρ_1 რადიუსით შემოწერენ ორ რკალს AD და BD. ამის შემდეგ C წერტილიდან ქვევით გადაზომავენ იმავე მანძილს ρ_1 და იღებენ C' წერტილს. $A'C'$ მონაკვეთის შუა წერტილიდან ამართული მართობის გადაკვეთა ვერტიკალურ ღერძთან გვაძლევს D' წერტილს, საიდანაც რადიუსით $\rho_2 = D'C$ შემოწერენ რკალს და ამით შეკრავენ პროფილს. არსებული ძრავებისათვის რადიუსი ρ_1 იცვლება ზღვრებში 65—200 მმ.

სავარაუდოდ შეიძლება მივიღოთ

$$\rho_1 = (10 + 18) h.$$

საკვირაო აღინიშნოს, რომ თუ AD და BD რკალების გავლები შემდეგ წერტილი D მოხდება C წერტილის ქვემოთ, მაშინ საკვირაო ρ_1 რადიუსის მიღებული მნიშვნელობის შეცვლა.

აღწერილი წესით აგებულ პროფილს ამოზნექილ პროფილს უწოდებენ.

5 ვ. შუბა მანქანის კინემატიკა

ვინაიდან ამჟამად უმთავრესად გავრცელებულია მექანიზმები ბრტყელი

მბიძგველით, ამიტომ ქვემოთ

განხილულია შემთხვევა, რო-

დესაც ნუშტას პროფილი

ანოზნექილია (ნახ. 156). რო-

გორც ცნობილია, ასეთი

პროფილი შედგენილია ρ_1

და ρ_2 რადიუსების რკალებ-

ით. პროფილის იმ ნაწილს,

რომელიც აგებულია ρ_1 რა-

დიუსით, უწოდებენ პროფი-

ლის პირველ უბანს, პრო-

ფილის იმ ნაწილს კი, რო-

მელიც აგებულია ρ_2 რადიუს-

ით, მეორე უბანს.

156-ე ნახ-ზე ნაჩვენე-

ბია მექანიზმის ისეთი მდგო-

მარეობა, როდესაც მბიძგ-

ველს დამთავრებული აქვს

სრიალი პირველ უბანზე და

გადადის მეორე უბანზე.

ამ ნახ-ზე კუთხე α გა-

ნოსანაგს მუშტა ლილვის

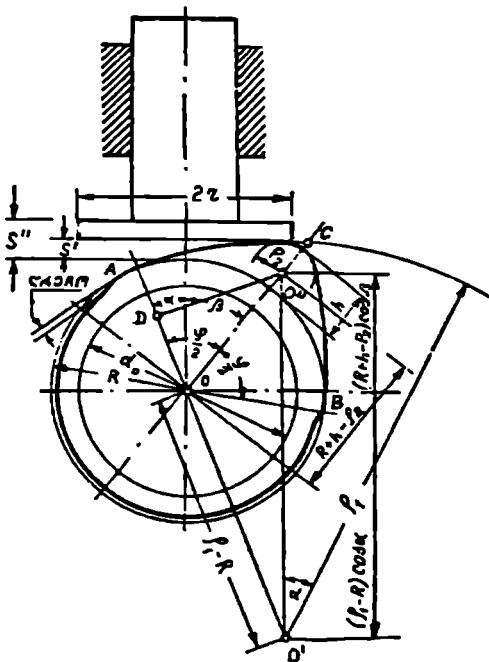
ნობრუნების კუთხეს; ამ კუ-

თხეზე ნუშტა ლილვის

ნობრუნებისას მბიძგველი

სრიალებს პროფილის

პირველ



ნახ. 156. შუბა მექანიზმი

სრიალებს პროფილის პირველ

უბანზე. მისი ზღვრული სიდიდე გამოითვლება სამკუთხედიდან $O'O''D$, საი-
დანაც ვიღებთ

$$\sin \alpha = \sin \frac{\varphi}{2} \frac{R+h-p_2}{\rho_1-p_2}. \quad (334)$$

ნახაზიდან შეიძლება აგრეთვე გამოვითვალოთ მბიძგველის რადიუსის მი-
ნიმალური სიდიდე, რომელიც იქნება

$$r = (\rho_1 - R) \sin \alpha. \quad (335)$$

თუ მბიძგველის რადიუსი ამ სიდიდეზე ნაკლებია, მექანიზმი გაიჭედება
და არ იმუშავებს.

მბიძგველის გადაადგილების სიდიდე პროფილის პირველ უბანზე მისი
სრიალის დროს არის

$$S' = \rho_1 - R - (\rho_1 - R) \cos \alpha, \quad (336)$$

ხოლო მბიძგველის გადაადგილება პროფილის მეორე უბანზე სრიალის დროს

$$S'' = (R+h-p_2) \cos \beta + p_2 - R. \quad (337)$$

მბიძგველის სიჩქარე და აჩქარება პროფილის პირველ და მეორე უბანზე
სრიალის დროს იქნება:

$$W' = \frac{dS'}{dt} = \frac{dS' d\alpha}{d\alpha \cdot dt} = \omega \frac{dS'}{d\alpha} = \omega (\rho_1 - R) \sin \alpha; \quad (338)$$

$$W'' = \frac{dS''}{dt} = \frac{dS'' d\alpha}{d\alpha dt} = -\frac{dS''}{d\beta} \cdot \omega = \omega (R+h-p_2) \sin \beta; \quad (339)$$

$$j' = \frac{dW'}{dt} = \frac{dW' d\alpha}{d\alpha dt} = \omega^2 (\rho_1 - R) \cos \alpha; \quad (340)$$

$$j'' = \frac{dW''}{dt} = \frac{dW'' d\alpha}{d\alpha \cdot dt} = -\frac{dW''}{d\beta} \omega = -\omega^2 (R+h-p_2) \cos \beta. \quad (341)$$

ამ ფორმულების გამოყენების დროს მხედველობაში მიღებულია, რომ
 $\alpha = \frac{\varphi}{2} - \beta$ და. მაშასადამე, $d\alpha = -d\beta$.

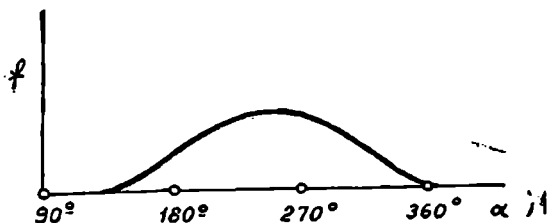
მბიძგველისათვის გამოყენილი ტოლობები შეიძლება გამოვიყენოთ გვერ-
დითი (ჩადგმული) სარქველის გადაადგილების, სიჩქარისა და აჩქარების საან-
გარიშოდ; თუ სარქველი ჩაქიდებულია, მაშინ საჭიროა მიღებული შედეგები
გავამრავლოთ მხრეულის მხრების ფარლობაზე $\left(\frac{a}{b}\right)$.

§ 4. „ფრო-კვეთი“

ცილინდრის შევსება ახალი მუხტით და ასევე ცილინდრის კარგი გაწ-
მენდა ნამუშევარი აირისაგან დამოკიდებულია სარქველის გამტარუნარიან-
ობაზე.

ცილინდრის შემშვები და გამომშვები ხვრეტილები განსაზღვრული ზო-
მისაა. მათი გამოყენება შესაძლებელია ციკლის მსოლოდ მცირე პერიოდის

განმავლობაში. გარდა ამისა, სარკველი არ შეიძლება გაილოს და დაიხუროს მყისიანად; ის იღება თანდათანობით, ვასავალი კვეთი მატულობს, აღწევს მაქსიმუმს და შემდეგ სარკველის თანდათანობით დახურვასთან ერთად მცირდება. სარკველის ვასავალი კვეთის (f) ცვლებადობა, მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხეზე დამოკიდებულებით, ნაჩვენებია 157-ე ნახ-ზე.



ნახ. 157. სარკველის ვასავალი კვეთის ცვლებადობა

შემომოყვანილი მსჯელობის საფუძველზე ადვილი წარმოსადგენია, რომ, რაც უფრო

მეტია ძრავას ბრუნთა რიცხვი, მით მეტია სარკველის გამტარუნარიანობის გავლენა ირავას მუშაობაზე.

სარკველის გამტარუნარიანობა არ შეიძლება დავახასიათოთ მხოლოდ ვასავალი კვეთის ფართობის სიდიდით. ის, ერთი მხრივ, დამოკიდებულია ამ ფართობის ცვლებადობის გამომხატველი მრუდის განვითარების ხასიითზე, მეორე მხრივ კი სარკველის მოკმეღების დროზე.

ამის გამო, სარკველის გამტარუნარიანობის დასახასიათებლად შემოღებულია ფაქტორი, რომელიც აკავშირებს სარკველის ვასავალი კვეთის სიდიდეს დროსთან და აქვს განზომილება სმ² წამი. ამ ფაქტორს ეწოდება „დრო-კვეთი“ და გამოისახება ფორმულით:

$$F = \int_{t_1}^{t_2} f dt, \quad (342)$$

„დრო-კვეთის“ გამომსახველი ინტეგრალის ამოხსნა ჩვეულებრივად წარმოებს გრაფიკული წესით, რაც შემდეგში მდგომარეობს.

სარკველის მიერ განთავისუფლებული კვეთის ფართობი მიახლოებით შეიძლება განესაზღვროთ გამოსახულებიდან

$$f = \pi d_1 S \cos \varphi,$$

სადაც S არის სარკველის აწევის სიმაღლე მოცემულ მომენტში.

გარდა ამისა, რადგანაც $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$, შეიძლება დავწეროთ

$$dt = \frac{d\alpha}{\omega}$$

მაშინ

$$\int_{t_1}^{t_2} f dt = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \pi d_1 S \cos \varphi \frac{d\alpha}{\omega} = \frac{\pi d_1 S \cos \varphi}{\omega} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} S d\alpha. \quad (343)$$

ესადა, რომ $\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} S d\alpha$ წარმოადგენს ფართობს, რომელიც შემოფარგულია მუშტა ლილვის მობრუნების გამომსახველი აბსცისით, $S = f(\alpha)$ მრუდით

და იმყოფება პროცესის დასაწყისისა და დამთავრების შესაბამის α_1 და α_2 კუთხეებს შორის.

$S = f(\alpha)$ მრუდის ასაგებად საჭიროა გამოვიყენოთ მუშტა მექანიზმის კინემატიკის განხილვის დროს გამოყვანილი ფორმულები.

ამრიგად, $\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} f dt$ ამოსახსნელად საჭიროა ავაგოთ მრუდი $S = f(\alpha)$, პლანიმეტრიების გზით განვსაზღვროთ მრუდის ქვეშ შოკტეული ფართობი $\left(\text{რაც მასშტაბში მოგვეცემს } \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} S d\alpha \right)$ და მიღებული შედეგი გავამრავლოთ გამოსახულებაზე $\frac{\pi d_s \cos \varphi}{\omega}$.

ხარკელის მიერ განთავისუფლებულ კვეთში აირის მოძრაობის ხაშუალო სიჩქარე

თუ ხარკელის მიერ განთავისუფლებულ კვეთში აირის საშუალო სიჩქარეა W , მაშინ დროის dt მონაკვეთში ხარკელის f კვეთიდან გამოდინებული აირის ელემენტარული მოცულობა იქნება:

$$dV = f W dt \quad (344)$$

ან

$$V = W \int_{t_1}^{t_2} f dt, \quad (345)$$

საიდანაც

$$W = \frac{V}{\int_{t_1}^{t_2} f dt}. \quad (346)$$

ამრიგად, აირის საშუალო სიჩქარის გამოსაანგარიშებლად საჭიროა აირის მოცულობის გაყოფა „დრო-კვეთზე“.

გაანგარიშების დროს ხელსაყრელია აირის მოცულობა მივიღოთ ცილინდრის საშუალო V_h მოცულობის ტოლი, ინტეგრირების ზღვრებად კი მივიღოთ ნეკლარი წერტილების შესაბამისი მომენტები.

განმანაწილებელი მექანიზმის ძირითადი პარამეტრების დადგენის შემდეგ აწარმოებენ შემოწმებას, რომ ხარკველში აირის მოძრაობის სიჩქარე არ აღემატებოდეს განსაზღვრულ სიდიდეს.

ამის მიხედვით ჩამოყალიბდა განმანაწილებელი მექანიზმისათვის წაყენებული შემდეგი მოთხოვნა:

შეწოვისა და განდევნის პროცესის განმავლობაში შემწოვი და გამომშვები ხარკვლების „დრო-კვეთი“ ისეთი უნდა იყოს, რომ ხარკველში აირის საშუალო სიჩქარე არ აღემატებოდეს: ძრავებისათვის, რომელთა ბრუნთა რიცხვია 1 500 ბრ/წ-მდე, 45—60 მ/წმ-ს, ხოლო ძრავებისათვის, რომელთა ბრუნთა რიცხვია 1 500-დან—4 000 ბრ/მდე, 90—100 მ/წმ-ს.

ძრავას კვება და საწვავი ნარევის უპყმნა

§ 1. კარბურატორიანი ძრავას კვება

ზოგადი განმარტება

კარბურატორიანი ძრავას კვება გულისხმობს მის ცილინდრებში საწვავისა და ჰაერის მიწოდებას. მაგრამ ასეთი ძრავას ნორმალური მუშაობისათვის აუცილებელია ცილინდრში მისაწოდებელი საწვავი და ჰაერი წინასწარ შენჯადდეს საწვავი ნარევის სახით, რომელიც უნდა წარმოადგენდეს ზუსტად განსაზღვრული პროპორციით ჰაერში კარგად შეერეული საწვავის ორთქლს.

თუ საწვავ ნარევი დაირღვევა საწვავისა და ჰაერის რაოდენობათა საჭირო პროპორციულობა ან საწვავი კარგად არ იქნება აორთქლებული, მაშინ ძრავა ან სრულიად არ იმუშავებს, ანდა იმუშავებს ცუდი მაჩვენებლებით. ამიტომაც, რომ დასახელებულ ძრავაში გამოიყენება მხოლოდ ისეთი საწვავი, რომელსაც სწრაფი აორთქლების უნარი აქვს.

მოწყობილობას, რომელშიაც საწვავი ნარევის შემზადება წარმოებს, კარბურატორი ეწოდება, ხოლო ნარევის შემზადების პროცესს—კარბურაციის პროცესს.

კარბურატორის მუშაობისათვის საჭიროა მას შეაწოდონ საწვავი და ჰაერი; ამას გარდა, კარბურატორი მილსადენით შეერთებული უნდა იყოს ძრავას შემშვებ სარქველებთან.

იმის გამო, რომ ატმოსფერული ჰაერი შეიცავს მტვერს, აუცილებელია კარბურატორში მიწოდებამდე მისი გატარება ჰაერმწმენდში.

კარბურატორისადმი წაყენებული მოთხოვნები

კარბურატორს უყენებენ სამ ძირითად მოთხოვნას.

მათ უნდა უზრუნველყოს:

1. განსაზღვრული შედგენილობის ნარევის შექმნა ძრავას მუშაობის რეჟიმის შესაბამისად.
2. ძრავას სიმძლავრის რაოდენობრივი რეგულირება.
3. საწვავის სრული აორთქლება სამუშაო ნარევის აალების მომენტი-სათვის.

განსაზღვრული შედგენილობის ნარევის შექმნა ხორციელდება კარბურატორის საჰაერო და საწვავის ხერტილების კვითის შერჩევით და სპეციალური, ლობორებისათვის განკუთვნილი, საკომპენსაციო მოწყობილობის გამოყენებით.

რაც შეეხება ძრავას ცილინდრებში მიწოდებული ნარევის რაოდენობის შემცირებას ან მომატებას (ძრავას სიმძლავრის რაოდენობრივი რეგულირება), ის ხორციელდება საწვავი ნარევის გასავალი კვეთის შეცვლით, რასაც სადროსელო მისათარი ასრულებს.

საწვავის სრული აორთქლების მისაღწევად გამოიყენება აორთქლების განღივების შემდეგი ხერხები:

- 1) აორთქლების ზედაპირის გაღივება;
- 2) აორთქლების ზედაპირზე ჰაერის ნოჩრაობის წეკნა (დაბერვა);
- 3) აორთქლების ზედაპირის გარშემო წნევის შემცირება;
- 4) სითხისა და ჰაერის ტემპერატურის გაღივება;
- 5) ადვილადორთქლადი საწვავის გამოყენება.

საწვავის აორთქლების ინტენსივობის ზრდის ძირითად საშუალებად უნდა ჩაითვალოს აორთქლების ზედაპირის ზრდა (საწვავის კარგი გაფრქვევა) ნასზე ერთდროულად ჰაერის დაბერვით.

საწვავი ნარევის ხარისხი

როგორც ცნობილია, ნარევის შედგენილობა ხასიათდება ჰაერის სიკარბის α კოეფიციენტით.

შედგენილობის მიხედვით საწვავი ნარევი ხუთ ჯგუფად შეიძლება დავყოთ:

- 1) ნორმალური ნარევი, ე. ი. ნარევი წვისათვის თეორიულად აუცილებელი ჰაერის რაოდენობით. $\alpha = 1$
- 2) გამდიდრებული ნარევი. $\alpha = 0,8 \div 1$
- 3) მდიდარი ნარევი. $\alpha < 0,8$
- 4) გაღარიბებული ნარევი $\alpha = 1 \div 1,1$
- 5) ღარიბი ნარევი $\alpha > 1,1$

ძრავას ცილინდრებში მიმდინარე პროცესების განხილვის დროს ნაჩვენებია იყო, თუ რა მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ძრავას სიმძლავრესა და ეკონომიურობაზე ჰაერის სიკარბის α კოეფიციენტის ზიდიდე. ამის მიხედვით კარბურატორი უნდა იძლეოდეს ძრავას ტიპისა და მუშაობის რეჟიმის შესაბამისი შედგენილობის ნარევის.

საწვავი ნარევის მომზადების ხარისხი გულისხმობს საწვავის გაფრქვევისა და ჰაერის მასაში მისი თანაბარი განაწილების ხარისხს.

მხოლოდ ხარისხობრივად კარგად მომზადებული ნარევის არსებობისას შეიძლება ვიმსჯელოთ მისი შედგენილობის ერთგვაროვნებაზე, ე. ი. ნარევის ნებისმიერად აღებულ მოცულობაში ჰაერისა და საწვავის ერთნაირ თანაფარდობაზე. არაერთგვაროვანი ნარევის შემთხვევაში ცილინდრის მოცულობის სხვადასხვა ადგილას ჰაერისა და საწვავის სხვადასხვა თანაფარდობა გვეკნება. ეს ნიშნავს, რომ შეიძლება ნარევის საერთო საშუალო შედგენილობა დანაკმყოფილებელ იქნეს, მაგრამ ცილინდრის ერთ ნაწილში გვეკნება ღარიბი ნარევი, ხოლო ცილინდრის სხვა ნაწილში კი—მდიდარი ნარევი.

ნარევის მომზადების ხარისხის ისეთივე არსებითი მნიშვნელობა აქვს, როგორც მის შედგენილობას, და რომელიმე მითვანის შეუსრულებლობა ძრავას-მუშაობის მკვეთრ გაუარესებას იწვევს.

წარმოვიდგინოთ, რომ კურკელში (ნახ. 158) ჩასხმულია უკუმშვადი სითხე, რომელიც გამოდინდება კურკელში მოწყობილი ab კვეთის მქონე ხერტილიდან.

თუ კურკლის განივი კვეთის ფართობია F , ხოლო ab კვეთის ფართობი f , მაშინ ცხადია, რომ გამოდინებული სითხის მოცულობა $v = Fs_1 = fs_2$ (ნახ. 158).

გამოდინების მუშაობა $p_1 v$ უნდა დაიხარჯოს გამოდინების წინააღმდეგ $p_2 v$ და გამოდინებული სითხის მოძრაობის შექმნაზე. თუ გამოდინების სიჩქარეა W , მაშინ მისი კინეტიკური ენერგია იქნება $\frac{m W^2}{2}$ ან ერთი კილოგრამისათვის $\frac{W^2}{2g}$.

ნათქვამის საფუძველზე შეიძლება დაეწეროს:

$$p_1 v = p_2 v + \frac{W^2}{2g}$$

ან

$$\frac{W^2}{2g} = p_1 v - p_2 v = v(p_1 - p_2) \quad (347)$$

ამ განტოლების გამოყვანის დროს გათვალისწინებულია, რომ კურკელში მყოფ სითხეზე მოქმედებს p_1 წნევა, ხოლო სივრცეში, სადაც წარმოებს გამოდინება, დაშვარებულია p_2 წნევა.

(347) ტოლობიდან შეიძლება განვსაზღვროთ გამოდინების სიჩქარე

$$W = \sqrt{2gs(p_1 - p_2)}. \quad (348)$$

თუ კურკლიდან წარმოებს აირის გამოდინება, მაშინ Fs_1 არ უდრის fs_2 ; ამას გარდა, გამოდინების დროს აირი გაფართოვდება და დახარჯავს განსაზღვრულ მუშაობას (L). ასეთ შემთხვევაში (347) ტოლობა გამოიხატება შემდეგი სახით:

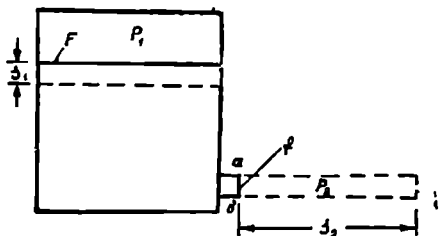
$$\frac{W^2}{2g} = p_1 v_1 - p_2 v_2 + L,$$

სადაც $v_1 = Fs_1$ და $v_2 = fs_2$, ხოლო თუ გაფართოება ადიაბატურია, მაშინ:

$$L = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2)$$

და

$$\begin{aligned} \frac{W^2}{2g} &= p_1 v_1 - p_2 v_2 + \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = (p_1 v_1 - p_2 v_2) \left(1 + \frac{1}{k-1} \right) = \\ &= \frac{k}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left(1 - \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} \right). \end{aligned}$$



ნახ. 158. გამოდინების სქემა

ამ განტოლებიდან ჰაერის გამოდინების სიჩქარე იქნება

$$W = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \rho_1 v_1 \left(1 - \frac{\rho_2 v_2}{\rho_1 v_1}\right)} \quad (349)$$

განოსახულებიდან $\rho_1 v_1^k = \rho_2 v_2^k$, ვლებულობთ

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)^{1/k},$$

რის შეტანა (349) ტოლობაში საბოლოოდ გვაძლევს

$$W = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \rho_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}. \quad (350)$$

მიღებული ფორმულა შეიძლება გამოვიყენოთ კარბურატორის საპაერო მილში მოძრავი ჰაერის სიჩქარის გამოთვლისათვის. თუ ატმოსფერული ჰაერის წნევა იქნება p_0 , ხოლო წნევა დიფუზორში p_e , მაშინ დიფუზორის კვეთში ჰაერის სიჩქარის გასაანგარიშებლად (350) ტოლობა შეიძლება ვადაწყოთ შემდეგი სახით:

$$W = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \rho_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}, \quad (351)$$

სადა: g არის სიმძიმის ძალის აჩქარება;

k —ადიაბატის მაჩვენებელი.

თუ გვეცოდინება დიფუზორის კვეთის ფართობი, მაშინ (351) ტოლობის დახმარებით შეიძლება გავიანგარიშოთ ჰაერის ხარჯი.

ჰაერის ხარჯი გამოისახება ფორმულით

$$G'_{\text{ჰ}} = F' W \gamma_{\text{ჰ}}, \quad (352)$$

სადა: $\gamma_{\text{ჰ}}$ არის დიფუზორში გამავალი ჰაერის კუთრი წონა;

F' —დიფუზორის კვეთის ფართობი.

$$\gamma_{\text{ჰ}} = \frac{1}{v_{\text{ჰ}}}, \text{ მაგრამ } \frac{v_0}{v_{\text{ჰ}}} = \left(\frac{p_e}{p_0}\right)^{1/k} \text{ ან } \frac{1}{v_{\text{ჰ}}} = \frac{1}{v_0} \left(\frac{p_e}{p_0}\right)^{1/k}.$$

ამის შესაბამისად (352) ფორმულა შემდეგ სახეს მიიღებს:

$$G'_{\text{ჰ}} = F' \frac{1}{v_0} \left(\frac{p_e}{p_0}\right)^{1/k} \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \rho_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}$$

ან

$$G'_{\text{ჰ}} = F' \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{\rho_0}{v_0} \left[\left(\frac{p_e}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_e}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}. \quad (353)$$

ამ ფორმულებით გაანგარიშების წარმოება რთულია და მოითხოვს დიდ დროს.

საკითხის გამარტივების მიზნით შეიძლება დავუშვათ, რომ ჰაერი კარბურატორის საპაერო მილში მოძრაობის დროს არ ფართოვდება, მაშინ (351) ფორმულის მაგიერ ჰაერის სიჩქარის გასაანგარიშებლად შეიძლება გამოვიყენოთ სითხისათვის გამოყვანილი (348) ფორმულა (ბერნულის განტოლება).

ჩვენი შემთხვევისათვის (348) ფორმულა დაიწერება შემდეგი სახით:

$$W = \sqrt{2g v_0 (p_0 - p_c)} \quad (354)$$

$$W = \sqrt{2g \frac{p_0 - p_c}{\gamma}}, \quad (355)$$

სადაც γ არის ჰაერის კუთრი წონა.

სიდიდე $p_0 - p_c$ წარმოადგენს გარემოს და დიფუზორში დამყარებულ წნევათა სხვაობას ან, სხვანაირად რომ ვთქვათ, დიფუზორში არსებულ გაუხშობას, გამოსახულს კგ/მ²-ით.

იმის გამო, რომ ერთი ატმოსფერო წარმოადგენს 10 000 კგ/მ²-ს ან 10 000 მმ წყლის სვეტის წნევას, ამიტომ გაუხშობა, გამოხატული კგ/მ²-ით, რიცხობრივად უდრის იმავე გაუხშობას, გამოხატულს წყლის სვეტის მილიმეტრებით.

განაგარიშებისათვის ხელსაყრელია დიფუზორში არსებული გაუხშობა გამოისახოს წყლის სვეტის მილიმეტრებით, რადგანაც პრაქტიკულად ან გაუხშობებს ზომიდან U -მაგვარი მილით (პიენომეტრით), რომელშიაც ჩასხმულია წყალი (ნახ. 159). U -მაგვარი მილის ერთი ბოლო შეერთებულია დიფუზორთან, მეორე კი — ატმოსფერულ ჰაერთან.

პიენომეტრში წყლის დონეთა სხვაობა (Δh) იძლევა დიფუზორში არსებულ გაუხშობას და გვეჩვენება

$$\Delta h \text{ მმ წყ. სვ.} = p_0 - p_c \text{ კგ/მ}^2;$$

ამის შესაბამისად (355) ტოლობა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$W = \sqrt{\frac{2g\Delta h}{\gamma}}. \quad (356)$$

მიღებული ფორმულა გამოსახავს ჰაერის თეორიულ სიჩქარეს, რადგანაც ის არ ითვალისწინებს არაერთარ დანაკარგებს,

დანაკარგების გათვალისწინებისა და ჰაერის ნამდვილი სიჩქარის გასანაგარიშებლად (356) ტოლობაში შეაქვთ ეგრეთ წოდებული წინაღობის კოეფიციენტი ψ .

ამრიგად, ჰაერის ნამდვილი სიჩქარე იქნება:

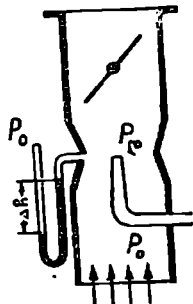
$$W' = \psi \sqrt{\frac{2g\Delta h}{\gamma}} \quad (357)$$

ან

$$W' = \psi W.$$

კოეფიციენტი ψ ითვალისწინებს კედლებზე ჰაერის ხახუნს, ნაწილაკების ურთიერთ ხახუნს, დანაკარგებს ქავლის შევიწროებაზე და სხვ. მისი სიდიდე ცვალებადობს ფარგლებში $\psi = 0,82 + 0,86$.

(357) ფორმულის საფუძველზე შეიძლება დავწეროთ გამარტივებული გამოსახულებანი ჰაერის ხარჯის გამოსათვლელად.



ნახ. 159. დიფუზორში გაუხშობის გაზომვის სქემა

ჰაერის თეორიული ხარჯი

$$G'_1 = F' W'_1 \gamma = F'_1 \gamma \sqrt{2g \frac{\Delta h}{\gamma}} = F'_1 \sqrt{2g \Delta h \gamma} \text{ კგ/წამი}; \quad (358)$$

ჰაერის ნამდვილი ხარჯი

$$G_1 = F' W_1 \gamma = F'_1 \psi \sqrt{2g \frac{\Delta h}{\gamma}} \gamma = F'_1 \psi \sqrt{2g \Delta h \gamma} \text{ კგ/წამი}. \quad (359)$$

შეიძლება აგრეთვე დაეწეროს

$$G_1 = \psi G'_1.$$

მიღებულ ფორმულებში:

1. დიფუზორის ფართობი გაქოსახულია მ²-ით;
2. გაუხშობა Δh წყლის სვეტის მმ-ით ან კმ/მ²-ით;
3. ჰაერის კუთრი წონა γ კგ/მ³-ით.

მოცემული ცრავასათვის კარბურატორის შერჩევის ან დაპროექტების დროს საჭირო ხდება ჰაერის სასურველი სიჩქარის შესაბამისად დიფუზორის დიამეტრის გაანგარიშება.

გაანგარიშება წარმოებს შემდეგნაირად.

მოცემული ძრავასათვის ჰაერის წამური ხარჯი იქნება:

$$G_1 = \eta_r \frac{\pi D^2}{4} S \frac{ni}{2.60} \gamma \text{ კგ/წამი}, \quad (360)$$

სადაც: η_r არის ცრავას შევსების კოეფიციენტი;

D —ცილინდრის დიამეტრი;

S —დგუშის სვლა;

n —მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში;

i —ცილინდრების რაოდენობა.

შეორე მხრივ, ჰაერის წამური ხარჯი გამოითვლება (359) ფორმულით:

$$G_1 = F' W_1 \gamma = \frac{\pi d^3}{4} W_1 \gamma \text{ კგ/წმ} \quad (361)$$

360 და 361 ფორმულების გატოლება გვაძლევს:

$$\eta_r \frac{\pi D^2 S ni}{4 \cdot 2.60} \gamma = \frac{\pi d^3}{4} W_1 \gamma,$$

საიდანაც დიფუზორის დიამეტრი

$$d = D \sqrt{\frac{\eta_r S ni}{120 W_1}} \text{ მ}. \quad (362)$$

ჰაერის სიჩქარე დიფუზორში, ძრავას ბრუნთა რიცხვსა და საწვავის თვისებებზე დამოკიდებულებით, იცვლება ზღვრებში $W_1 = 45 \div 150$ მ/წამი.

ზოგიერთ კონსტრუქციაში, იმ მიზნით, რომ ჰიდრავლიკური წინაღობის მნიშვნელოვანი ვალიდების გარეშე მოხერხდეს საწვავის გამოდინების აღ-

გილას გაუხშობისა და ჰაერის სიჩქარის გადიდება, აწყობენ ორ ან სამ დოფუზორს ისეთნაირად, რომ მცირე კვეთის დიფუზორში (სადაც გამოიფრქვევა საწვავი) გაიაროს ჰაერის მხოლოდ მცირე ნაწილი.

საწვავის გამოდინება ჟიკლერიდან. ჟიკლერის გაანგარიშება

ჯიკლერი წარმოადგენს კარბურატორის დაყალიბებული ხერტილის მქონე ნაწილს. მისი დანიშნულებაა ხერტილში გამავალი სითხის რაოდენობის ზუსტი განსაზღვრა. ჟიკლერი შეიძლება დამზადდეს ცალკე საცობის ან ბოლოზე დაყალიბებული ხერტილის მქონე მილაკის სახით.

ზოგ შემთხვევაში ჟიკლერი საწვავის გამოდინებისათვის დანიშნულ მილაკზე აღრუა ჩასმული. ასეთ შემთხვევაში მილაკს გამოფრქვევი ეწოდება.

ჯიკლერიდან (ან გამოფრქვევიდან) საწვავის გამოდინების სქემა ნაჩვენებია 160-ე ნახ-ზე.

ან სქემის შესაბამისად საწვავის გამოდინების სიჩქარე შეიძლება ვრანგარიშოთ ბერნულის ტოლობის მიხედვით. გვექნება:

$$W_{საწ} = \varphi \sqrt{2g \frac{P_0 - P_{საწ}}{\gamma_{საწ}}} = \varphi \sqrt{2g \frac{\Delta h}{\gamma_{საწ}}} \quad (363)$$

ან ფორმულაში კოეფიციენტი φ ითვალისწინებს ჰიდრაულიკურ დანაკარგებს. ნას ხარჯვის კოეფიციენტი ეწოდება.

φ კოეფიციენტის სიდიდე დიდადა დამოკიდებულია ჟიკლერის კონსტრუქციაზე. ის აგრეთვე მნიშვნელოვნად იცვლება საწვავის ტემპერატურის ცვლებადობის დროს. მისი სიდიდე ცვლებადობის ზღვრებში 0,5 ÷ 0,8.

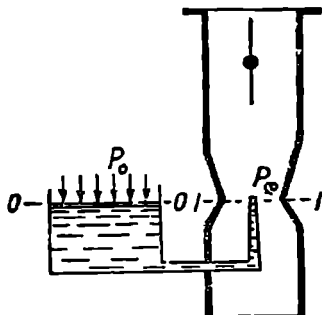
იმ მიზეზით, რომ არამომუშავე ცრაფაე არ მოხდეს საწვავის გამოდინება ჟიკლერიდან, მისი საშაღლე აკილებულია საწვავის დონეს სიდიდით $x = 2 \div 3$ მმ.

ეს გარემოება რამდენიმედ ანკირებს საწვავის სიჩქარეს, რადგანაც დაწნევის ნაწილი უნდა დაინარჯოს ამ სიმაღლეზე საწვავის ასაწევად.

თუ მოვისურვებთ საწვავის სიჩქარის გამოთვლის დროს ან გარემოების გათვალისწინებას, მაშინ საჭირო იქნება დიფუზორში არსებულ გაუხშობებას გამოვაკლოთ სიდიდე $x \cdot \gamma_{საწ}$ და (363) ტოლობა მოიღებს სახეს:

$$W_{საწ} = \varphi \sqrt{2g \frac{\Delta h - x \cdot \gamma_{საწ}}{\gamma_{საწ}}} \quad (364)$$

პრაქტიკულად ეს მოვლენა უმნიშვნელო გავლენას ახდენს საწვავის სიჩქარეზე.



ნ.ს. 160. საწვავის გამოდინების სქემა

საწვავის სიჩქარე არსებული კარბურატორების ეიკლერებში შეაჯგენს $3 \div 6$ მ/წამს.

საწვავის გამოღინების სიჩქარის მიხედვით ადვილად შეიძლება ვიპოვოთ საწვავის წამური ხარჯი, გვექნება

$$G_{საწ} = f_d W_{საწ} \gamma_{საწ} \text{ კგ/წამი,} \quad (365)$$

სადაც f_d მ² არის ეიკლერის კვეთის ფართობი;

W მ/წამი—საწვავის გამოღინების ნამდვილი სიჩქარე;

γ კგ/მ³—საწვავის კუთრი წონა.

საწვავის წამური ხარჯი შეგვიძლია ავრეთვე ვიპოვოთ საათობრივი ხარჯის მიხედვით. თუ მოცემული ცრავასათვის საწვავის საათობრივი ხარჯია G კგ.ს, მაშინ

$$G_{საწ} = \frac{G}{3600} \text{ კგ/წამი.} \quad (366)$$

მიღებული განტოლებებით შეიძლება გავიანგარიშოთ მოცემული ცრავასათვის ეიკლერის დიამეტრი. მართლაც, თუ (365) და (366) ტოლობებს ერთმეორეს გავუტოლებთ, გვექნება:

$$f_d W_{საწ} \gamma_{საწ} = \frac{G}{3600}$$

ან

$$\frac{\pi d_d^2}{4} W_{საწ} \gamma_{საწ} = \frac{G}{3600}.$$

საიდანაც ეიკლერის დიამეტრი

$$d_d = \sqrt{\frac{4G}{\pi W_{საწ} \gamma_{საწ} 3600}} \text{ მ.} \quad (267)$$

კარბურატორის მახასიათებელი

კარბურატორის მახასიათებელი ეწოდება მრუდს, რომელიც გამოსახავს ჰაერის სიჩქარის კოეფიციენტის (α) ცვალებადობას დიფუზორში არსებული გაუხშოების სიღიღეზე დამოკიდებულებით,

კარბურატორის მახასიათებელს ჩვეულებრივად აგებენ მისი გამოცდის შედეგების მიხედვით.

უმარტივესი კარბურატორისათვის მახასიათებლის აგება მოხერხდება, თუ (360) და (365) ტოლობებით, გაუხშოების სხვადასხვა სიღიღისათვის, გავიანგარიშებთ ჰაერისა და საწვავის ხარჯს (G_1 და $G_{საწ}$). ასეთ შემთხვევაში მოცემული გაუხშოებისათვის ჰაერის სიჩქარის კოეფიციენტი იქნება

$$\alpha = \frac{G_1}{G_{საწ} l_0},$$

სადაც l_0 კგ/კგ არის მოცემული საწვავის სრული წვისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობა.

უმარტივესი კარბურატორის სანიმუშო მახასიათებელი ნაჩვენებია 161-ე ნახ-ზე (მრუდი A).

როგორც მახასიათებელი გვიჩვენებს (მრუდი A), უმარტივესი კარბურატორის მუშაობის დროს, დიფუზორში გაუხშობის ზრდასთან ერთად, საწვავი ნარევი მდიდრდება (ე. ი. α კლებულობს).

დიფუზორში გაუხშობა შეიძლება ვაიზარდოს ძრავას დატვირთვის ან მუხლა ლიფის ბრუნთა რიცხვის ზრდის დროს. ეს უფლებას გვაძლევს ვავაკეთოთ დასკვნა, რომ შიგაწვის ძრავასათვის უმარტივესი კარბურატორის გამოყენების შემთხვევაში, დატვირთვისა და ბრუნთა რიცხვის ზრდასთან ერთად, მოხდება საწვავი ნარევის თანდათანობით გამდიდრება.

ცხადია, რომ ამ მიზეზის გამო უმარტივესი კარბურატორის გამოყენება საავტოტრაქტორო ძრავასათვის დაუშვებელია.

გაუხშობის ზრდასთან ერთად ნარევის გამდიდრება იმით აიხსნება, რომ კოეფიციენტი α ამ შემთხვევაში თითქმის არ იცვლება, კოეფიციენტი φ კი მატულობს.

ამის გარდა, გაუხშობის ზრდის დროს ჰაერის ხარჯის მატება მუხრუქდება მისი კუთრი წონის შემცირებით. ამრიგად, ძრავას დატვირთვის ან ბრუნთა რიცხვის ზრდასთან ერთად (უმარტივესი კარბურატორის გამოყენების შემთხვევაში) მატულობს როგორც ჰაერის, ისე საწვავის ხარჯი, მაგრამ საწვავის ხარჯის მატების ინტენსივობა უფრო დაბალია.

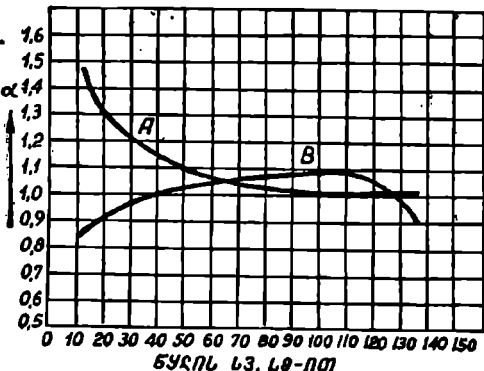
სასურველი მახასიათებელი, რომელიც საჭიროა ჰქონდეს მოცემული ძრავასათვის სწორად შერჩეულ კარბურატორს, ნაჩვენებია 161-ე ნახ-ზე (მრუდი B).

მახასიათებელი აგებულია შემდეგ მოსაზრებათა საფუძველზე:

1. უქმი სელითა და მცირე დატვირთვით (მცირე გაუხშობა დიფუზორში) ძრავას მუშაობის დროს, ჰაერის მცირე სიჩქარის გამო, ილიერ უარესდება საწვავის გაფრქვევა და აორთქლება. ამ რეჟიმზე ძრავას მუშაობის მდგრადობისათვის აუცილებელია, რომ კარბურატორში შესაბამისად მოახდინოს საწვავი ნარევის გამდიდრება.

კარბურატორის სასურველ მახასიათებელზე ეს რეჟიმში შეესაბამება დიფუზორში გაუხშობას 100-დან 400-მდე მმ წყლის სვ. ამ უბანზე B მრუდი გვიჩვენებს გამდიდრებულ ნარევის, რადგანაც აქ $\alpha < 1$

2. მაქსიმალური ეკონომიურობის მისაღწევად საჭიროა, რომ საშუალო დატვირთვებით ძრავას მუშაობის დროს ნარევი რამდენიმედ გალარბებული იქნეს ($\alpha > 1$).



ნახ. 161. კარბურატორის მახასიათებლები

მართალია, გალარობებულ ნარევს შეესაბამება ძრავას შემცირებული სიმ-
ცლავრე, მაგრამ საშუალო დატვირთვებზე ეს დასაწვებია, რადგანაც საჭიროე-
ბის შექმნევაში სიმცლავრის გაზრდა მოხერხდება დროსელის შემდგომი
გალებით.

ამის შესაბამისად B მრუდი (ნახ. 161) გვიჩვენებს ნარევის გალარობებს
გალაშვების ზღვრებში 400-დან 1280-მდე მმ წყლის სვ. ამ უბანზე $a > 1$.

3. ძრავას მუშაობის დროს სრული დატვირთვით კარბურატორმა ისევე
უნდა მოახდინოს ნარევის გამდიდრება, როგორც ეს ნაჩვენებია სასურველი
მახასიათებლის მარჯვენა შტოზე, რაც საჭიროა ამ რეჟიმზე ძრავას სიმცლავ-
რის გადიდებისათვის.

გარდა ამისა, კარბურატორმა უნდა უზრუნველყოს ნარევის გამდიდრება
ძრავას ამუშავების პერიოდში და დროსელის მკვეთრი გალების დროს.

A და B მრუდების (ნახ. 161) შედარება გვიჩვენებს, რომ უმარტივესი
კარბურატორის მახასიათებელი მკვეთრად განსხვავდება კარბურატორის სა-
სურველი მახასიათებლისაგან.

იმისათვის, რომ უმარტივესი კარბურატორის მახასიათებელი მიუახლოე-
დეს სასურველ მახასიათებელს. ე. ი. უმარტივესი კარბურატორი გახდეს გა-
მოსადეგი საავტოტრაქტორო ძრავისათვის, საჭიროა მას დამატოს დამატე-
ბითა საკომპენსაციო მოწყობილობანი.

§ 2. თვითაალებადი ძრავას კვება და ნარევის შემქმნა

თვითაალებადი ძრავას კვების სისტემა უნდა უზრუნველყოფდეს კარგად
გაწმენდილი საწვავის მიწოდებას ძრავას ცილინდრებში. საწვავი ისე უნდა
მიეწოდოს ცილინდრში, რომ მოხერხდეს სწრაფი წვის უნარის მქონე ნარევის
შექმნა. ამისათვის საჭიროა საწვავის ძლიერ წმინდა გაფრქვევა კუმშვის კა-
მერაში მყოფ შეკუმშულ ჰაერში და შეფრქვეული საწვავის თანაბარი განა-
წილება ჰაერის მთელ მასაში. ამის გარეშე შეუძლებელია თვითაალებადი
ძრავას სამუშაო პროცესის განხორციელება.

საწვავმომწოდებელი აპარატურა უნდა უზრუნველყოფდეს აგრეთვე მიწო-
დებულ საწვავის რაოდენობის რეგულირების შესაძლებლობას და წინასწარ
დადგენილი შეფრქვევის მომენტის განხორციელებას.

ძრავას კვების სისტემის ნიშნით წაყენებულ მოთხოვნებს განსაზღვრავს
საწვავი ნარევის შექმნის პროცესი; ამიტომ წინასწარ განვიხილოთ ეს სა-
კითაი.

თვითაალებად ძრავაში საწვავი ნარევის შექმნის პროცესი

კარბურატორიან ძრავასთან შედარებით თვითაალებად ძრავაში საწვავი
ნარევის შექმნის პროცესი ბევრად უფრო რთულ პირობებში მიმდინარეობს.
ერთი და იმავე ბრუნთა რიცხვის დროს ნარევის შექმნაზე მოსული დრო
თვითაალებად ძრავაში დაახლოებით ათჯერ ნაკლებია, ვიდრე კარბურატო-
რიან ძრავაში.

კარბურატორიან ძრავაში ნარევის შექმნა იწყება ჟიკლერიდან საწვავის
გამოფრქვევის მომენტიდან, გრძელდება შემწოვ მილში და მთავრდება ცი-
ლინდრში.

თვითაალებად ძრავაში ნარევის შექმნა იწყება ცილინდრში საწვავის შეღრქვევის მომენტიდან, რაც ხდება ზედა მკვდარ წერტილთან დგუშის მიახლოებისას და მთავრდება დგუშის შემდეგი მკირე გადაადგილების პერიოდში.

საწვავი ნარევის შექმნის არახელსაყრელი პირობებისა და საწვავიმწოდებელი აპარატურის არასრულყოფილობის გამო თანამედროვე თვითაალებადი ძრავის მუშაობა ხერხდება მხოლოდ ეანგბადის მნიშვნელოვანი სიჭარბით. ეანგბადის (ე. ო. ჰაერის) არასაკმარისი სიჭარბის დროს ვერ ხორციელდება საწვავის სრული წვა და ძრავა ბოლევს იწყებს.

საწვავის წმინდა გაფრქვევა და მისი თანაბარი განაწილება შეკუმშული ჰაერის მთელ მასაში ცირთადად დამოკიდებულია საწვავიმწოდებელი აპარატურის მუშაობაზე, მაგრამ ამასთან ერთად ეს მოვლენა მნიშვნელოვნად დამოკიდებულია სხვა პირობებზედაც: ასეთებია: ჰაერის გრიგალური მოძრაობა, კუმშვის კამერაში ფრქვევანას განლაგება, გაფრქვევის კონსტრუქცია, საწვავსადენი ხერტილების რაოდენობა და მიმართულება, ამ ხერტილების გასავალი კეითი, შეფრქვევის წნევა, საწვავის მიწოდების კანონი და სხვ.

ჰაერის გრიგალური მოძრაობის დახმარებით საწვავის გაფრქვევისა და ჰაერთან კარგი შერევის სურვილმა გამოიწვია თვითაალებადი ძრავის კუმშვის კამერის სხვადასხვაგვარი რთული კონსტრუქციების შექმნა.

თვითაალებადი ძრავის სამუშაო პროცესის განხილვის დროს ნაჩვენებია იტო. რომ ძრავის მუშაობის გაუმჯობესებისათვის ხელსაყრელია საწვავის თვითაალების შეფერხების პერიოდის შემცირება. ამ მიზნით საკიროა, რომ შეკუმშულ ჰაერში შეფრქვეული საწვავის ნაწილაკები რაც შეიძლება მალე გაცხედდეს თვითაალების ტემპერატურამდე. ეს მით უფრო სწრაფად მოხდება, რაც უფრო მკირე იქნება საწვავის ნაწილაკი და დიდი იქნება ჰაერის ტემპერატურა. აქედან გამომდინარეობს, რომ საწვავი ნარევის შექმნის პროცესის გაუმჯობესება იწვევს თვითაალების შეფერხების პერიოდის შემცირებას.

ტუმბოს დახმარებით საწვავი შეიფრქვევა ცილინდრში მაღალი წნევით, რომელიც თანამედროვე ძრავებში იცვლება დიდ ზღვრებში 100-დან 1500-მდე კგ/სმ² და მეტიც. შეფრქვევა იწყება ზედა მკვდარ წერტილზე 15÷30°-ით ღრე და გრიელდება 5÷20°-ის განმავლობაში მუხლა ლილვის შემობრუნების მიხედვით. ამ დროს კუმშვის კამერაში მყოფი ჰაერის წნევა შეადგენს 35÷40 კგ/სმ², ხოლო ტემპერატურა 800÷1000° აბს.

საწვავის შეფრქვევის სიჩქარე განისაზღვრება ცნობილი ფორმულით

$$W_c = \varphi \sqrt{\frac{2g(p_c - p_r) \cdot 10^4}{\gamma_{საწ}}} = \varphi \sqrt{\frac{2g \Delta p \cdot 10^4}{\gamma_{საწ}}} \text{ მ/წმ,} \quad (368)$$

აღსანი: φ არის წინალობის კოეფიციენტი და მოცემული შემთხვევისათვის აიღება დაახლოებით 0,7;

p_c კგ/სმ²—შეფრქვევის წნევა;

p_r კგ/სმ²—წნევა კუმშვის კამერაში;

$\Delta p = p_c - p_r$ —წნევათა სხვაობა;

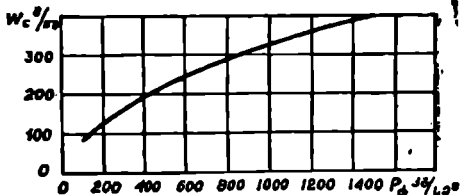
$\gamma_{საწ}$ კგ/სმ³—საწვავის კუთრი წონა.

162.ე ნახ.ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია საწვავის შეფრქვევის H_c სიჩქარის დამოკიდებულება შეფრქვევის P_c წნევაზე. გაანგარიშებანი ჩატარებულია (368) ფორმულის მიხედვით იმ შემთხვევისათვის, როდესაც:

$$P_c = 35 \text{ კგ/სმ}^2, \gamma_{\text{საწვ}} = 890 \text{ კგ/მ}^3 \text{ და } \varphi = 0,7.$$

განსხვავებული კონსტრუქციის ფრქვევანიდან სხვადასხვა სიჩქარით გამოფრქვეული საწვავი კმნის სხვადასხვა გეომეტრიული ფორმის ქაელს, რომელიც შეიძლება შეცვალოს ჰაერის სიმკვრივემ და გრივალურმა მოძრაობამ.

დასახელებულ პირობებზე დამოკიდებულებით ქაელი შეიძლება შეიცავდეს საწვავის სხვადასხვა დიამეტრის მქონე მცირე ნაწილაკებს, რომელთა რაოდენობა მილიონობით განისაზღვრება.



ნახ. 162. შეფრქვევის სიჩქარის დამოკიდებულება შეფრქვევის წნევაზე

მცირე ნაწილაკებად საწვავის ქაელის დაშლა მეტად რთული პროცესია და დამოკიდებულია მრავალ ფაქტორზე.

გაფრქვევის დროს საწვავის ქაელზე მოქმედებენ გარე და შიგა ძალები. გარე ძალები, რომლებიც იწვევენ სა-

წვავის გაფრქვევას, განისაზღვრება იმ აეროდინამიკური ძალებით, რომლითაც ჰაერი მოქმედებს ქაელის და მისი განშტოების ზედაპირებზე. გარე ძალების სიდიდე თავის მხრივ დამოკიდებულია საწვავისა და ჰაერის ფარდობით სიჩქარეზე, მოქმედების ზედაპირის სიდიდესა და ჰაერის სიმკვრივეზე. ჰაერის წინალობა ცდილობს მოგლიჯოს ქაელს საწვავის გამოშვებით ნაწილაკები და შუბლა ზედაპირზე მოქმედებით დაშალოს ქაელი.

ამ ძალებს ეწინააღმდეგება საწვავის ზედაპირული დაჭიმულობის ძალები, რომლებიც ცდილობენ შეინარჩუნონ ქაელის მთლიანობა და საწვავის ნაწილაკების შიგა შეჭიდულობის ძალები.

გაფრქვევა შეიძლება გაადვილდეს ქაელის ცილინდრულობის დარღვევით საწვავის გამოღინების დასაწყისში. ამას იწვევს ქაელის ზედაპირზე წინასწარი აგზნების არსებობა, რაც შეიძლება იყოს ძრავას ნჯღრევის, ხერცტილის არასწორი დამზადების, ზედაპირის ხორკლიანობის და სხვა შედეგი.

ქაელის ზედაპირზე წინასწარი აგზნების არსებობა ზრდის აეროდინამიკურ ძალებს.

გაფრქვეული საწვავის საერთო ზედაპირი წარმოადგენს ცალკეული წვეთების ზედაპირების ჯამს. მისი განსაზღვრა შეიძლება შემდეგნაირად.

დაეუშვათ, რომ სამუშაო პროცესში ცილინდრში შეტანილი საწვავი წარმოადგენს R რადიუსისა და A ზედაპირის მქონე მსხვილ წვეთს. როდესაც ეს წვეთი დაიშლება r რადიუსისა და a ზედაპირის მქონე n წვრილ ნაწილაკად, მაშინ საერთო ზედაპირი გახდება na .

თუ საწვავის წვეთებსა და ნაწილაკებს განვიხილავთ, როგორც ბირთვებს, გვექნება უფლება დავწეროთ:

$$\frac{na}{A} = \frac{R}{r} \quad (369)$$

სამუშაო პროცესის განმავლობაში შეფრქვეული გ გ საწვავის მოცულობა იქნება $V = \frac{K}{\gamma}$ ან. (ბირთვის მოცულობის მიხედვით)

$$V = \frac{4}{3} \pi R^3 = \frac{K}{\gamma}$$

საიდანაც

$$R = \sqrt[3]{\frac{3K}{4\pi\gamma}} \approx 0,62 \sqrt[3]{\frac{K}{\gamma}} \quad (370)$$

ამ გამოსახულებაში γ საწვავის კუთრი წონაა. შეფრქვეული საწვავის ზედაპირის ფართობი

$$A = 4\pi R^2 = 0,62^2 \sqrt[3]{\left(\frac{K}{\gamma}\right)^2} \cdot 4\pi = 4,84 \sqrt[3]{\left(\frac{K}{\gamma}\right)^2} \quad (371)$$

წილებული გამოსახულების (369) ფორმულაში შეტანით მივიღებთ

$$\eta a = \frac{0,62 \sqrt[3]{\frac{K}{\gamma}} \cdot 4,84 \sqrt[3]{\left(\frac{K}{\gamma}\right)^2}}{r} \approx 3 \frac{K}{\gamma r} \quad (372)$$

საიდანაც გაფრქვეული ნაწილაკების რაოდენობა

$$n = \frac{3K}{\gamma \cdot r \cdot a} = \frac{3K}{\gamma \cdot r \cdot 4\pi r^2} \approx 0,239 \frac{K}{\gamma r^3} \quad (373)$$

ზემომოყვანილი ფორმულების გამოყენება შესაძლებელი გახდება მხოლოდ მაშინ, თუ ექსპერიმენტული გზით გამოვარკვევთ გაფრქვეული ნაწილაკების საშუალო რადიუსს. ასეთი ექსპერიმენტის ზუსტი დაყენება პრაქტიკულად შეუძლებელია. მიახლოებით ამას აღწევენ ხელოვნურად დამზადებულ კამერაში შეფრქვეული საწვავის ნაწილაკების საშუალო დიამეტრის გაზომვით, ლუმის საწვანებით.

ნაწილაკის რადიუსის გასაანგარიშებლად ტრიბნიგი იძლევა შემდეგ ფორმულას:

$$r = 4,6 \frac{\gamma_{\text{საწ}}}{\psi} \frac{1}{\gamma_1 \rho_0 - \rho_c} \quad (374)$$

სადაც: r — არის ნაწილაკის რადიუსი;

α კგ/მ³ — საწვავის ზედაპირული დაკუმულობა;

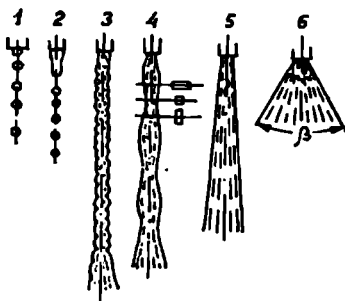
ψ — საწვავის კველსა და ჰაერს შორის ხახუნის კოეფიციენტი;

$\gamma_{\text{საწ}} \alpha$ კგ/მ² — საწვავის კუთრი წონა;

γ_1 კგ/მ³ — ჰაერის კუთრი წონა;

ρ_0 კგ/მ³ — შეფრქვევის წნევა;

ρ_c კგ/მ³ — შეფრქვევის დროს ცილინდრში მყოფი ჰაერის წნევა (წნევა კუმშვის ბოლოს).



ნახ. 163. კველის ფორმის ცვალებადობის სქემა

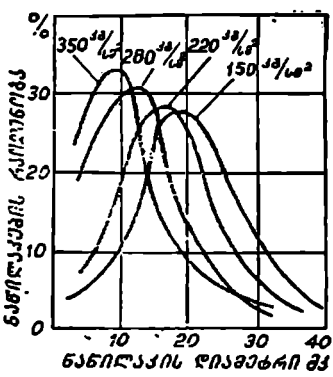
მკვლევარები აღნიშნავენ, რომ ტრიბნიგის ფორმულა არ იძლევა დამაკმაყოფილებელ შედეგებს, რადგანაც მას მიღებული აქვს ψ კოეფიციენტის მუდმივობა.

სატრაქტორო ტიპის არსებული თვითაღებადი ძრავებისათვის კუნძვის კანტრაში შეფრქვეული საწვავის ნაწილაკების საშუალო დიამეტრი შეადგენს $0,002 \div 0,0005$ მმ, რაც იმის მაჩვენებელია, რომ საწვავის ყოველი პორცია იშლება რამდენიმე მილიონ ნაწილაკად.

163-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ქაელის ფორმის ცვალებადობის სქემები შეფრქვევის წნევათა და, მაშასადამე, შეფრქვევის სიჩქარეზე დამოკიდებულებით.

სქემა ისე შედგენილი, რომ თანმიმდევრულად ნაჩვენებია ქაელის ფორმის ცვალებადობა შეფრქვევის სიჩქარის თანდათანობითი მატების დროს (1-დან 6-მდე).

პირველი ფორმა (ნახ. 163, 1) შეესაბამება საწვავის გამოდინების ძლიერ მცირე სიჩქარეს; ამ დროს საქშენიდან საწვავი გამოდის მსხვილი წვეთების სახით. გამოფრქვევის სიჩქარის თანდა-



თანობითი ზრდა აუმჯობესებს ქაელის ფორმას (ნახ. 163, 2, 3, 4), სიჩქარის განსაზღვრულ სიდიდის დროს საწვავის დაშლა იწყება გამოსავალ ხერხტილთანვე და იქმნება გაფრქვევის კონუსი (ნახ. 161, 5). გამოდინების სიჩქარის შემდეგი ზრდა აუმჯობესებს საწვავის დაშლას და გაფრქვევის კონუსის კუთხე (β) იზრდება (ნახ. 178, 6:.

აღსანიშნავია, რომ მალახარის-სოვანი საწვავი ნარევის მისაღებად აუცილებელია გაფრქვევის კონუსის შექმნა, რომელიც, შეფრქვევის წნევისა და სიჩქარის გარდა, დამოკიდებულია აგრეთვე შეკუმშული ჰაერის სინკროფზე.

ნახ. 164. შეფრქვევის სხვადასხვა წნევისათვის საწვავის გაფრქვევის მახასიათებლები

გაფრქვევის კონუსის კუთხე ჩვეულებრივად ცვალებადობს ზღვრებში $\beta = 15 \div 20^\circ$.

საწვავის გაფრქვევის ხარისხის შეფასების დროს ერთიმეორისაგან არჩევენ გაფრქვევის სიწმინდესა და გაფრქვევის ერთგვარობას. გაფრქვევის სიწმინდეს გვიჩვენებს ნაწილაკების უმრავლესობის დიამეტრის სიდიდე. აოლო გაფრქვევის ერთგვარობას კი სხვადასხვა ნაწილაკის დიამეტრებს შორის სხვაობა.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ პრაქტიკულად შეუძლებელია შივალწიოთ იმას, რომ ყველა შეფრქვეული ნაწილაკის დიამეტრები ერთმანეთის ტოლი იყოს.

გაფრქვევის ხარისხზე საკმარის წარმოდგენას გვაძლევს ეგრეთ წოდებული „საწვავის გაფრქვევის მახასიათებელი“, რომლის აბსცისის ღერძზე გადა-

ზომილია მიკრონობით განოსახული ნაწილაკის დიამეტრი, ხოლო ორდინატთა ღერძზე პროცენტობით გამოსახული ნაწილაკების რაოდენობა.

მაგალითისათვის, 164-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია საწვავის გაფრქვევის მანასია-თებლები შეფრქვევის წნევებისათვის: 350, 280, 220 და 150 კგ/სმ².

საწვავის წმინდა და ერთგვაროვანი გაფრქვევის გარდა, საჭიროა, რომ საწვავის ჰაერს და, მაშასადამე, საწვავის ცალკეულ ნაწილაკებს ჰქონდეს გატყორცნის საკმარისი სიშორე. გატყორცნის სიშორე წარმოადგენს იმ მანძილს. რომელიც დროის განსახზოვრულ ზონავეთში საწვავის ნაწილაკმა გაიარა აეროს შექუმშულ მასაში.

თუ გატყორცნის სიშორე მკირეა, მაშინ საწვავის ნაწილაკები ვერ მიალწევენ კუმშვის კამერის კედლებს და ამ კედლებთან მყოფი ჟანგბადი გ-მოუკენებელი დარჩება. თუ გატყორცნის სიშორე გადამეტებულად დიდია, მაშინ სწვავის ნაწილაკები დაეჯახებიან კედლებს, ერთიმეორეს შეუერთლებიან და შეაფერხებენ წვას (ნაწვის ცლიერი გამოყოფით).

ძირითადი აღნიშვნები

p_a —ატმოსფერული ჰაერის ნორმალური წნევა.

p_a —აირის წნევა შეწოვის დასასრულს (ქვედა მკვდარ წერტილში).

p_c —აირის წნევა კუმშვის დასასრულს.

p_z —აირის წნევა წვის დასასრულს.

p_h —აირის წნევა გაფართოების დასასრულს.

p_r —ნარჩენი აირის წნევა.

p_i —საშუალო ინდიკატორული წნევა.

p_c —საშუალო ეფექტური წნევა.

T_0 ან t_0 —ატმოსფერული ჰაერის ნორმალური ტემპერატურა (აბსოლუტური და ცელსიუსის სკალით).

T_a ან t_a —აირის ტემპერატურა შეწოვის დასასრულს (ქვედა მკვდარ წერტილში).

T_c ან t_c —აირის ტემპერატურა კუმშვის დასასრულს.

T_z ან t_z —აირის ტემპერატურა წვის დასასრულს.

T_h ან t_h —აირის ტემპერატურა გაფართოების დასასრულს.

T_r ან t_r —ნარჩენი აირის ტემპერატურა.

V_h —ცილინდრის საშუალო მოცულობა.

V_a —ცილინდრის მთლიანი მოცულობა.

V_c —კუმშვის (ან წვის) კამერის მოცულობა.

V_z —ცილინდრის მოცულობა წვის დასასრულს.

V_b —ცილინდრის მოცულობა გაფართოების დასასრულს.

G_r ან M_r —ნარჩენი აირის რაოდენობა, გამოხატული კილოგრამობით ან მოლებით.

G_0 ან M_0 —ცილინდრში მოხვედრილი ახალი მუხტი (კგ ან მოლებით).

G_{Σ} ან M_{Σ} —წვის პროდუქტების რაოდენობა (კგ ან მოლებით).

H_u —საწვავის უდაბლესი თბოუნარიანობა.

A —მუხაობის თერმული ეკვივალენტი.

α —ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი.

ε —კუმშვის ხარისხი.

η_c —კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი.

η_z —გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი.

η მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში.

γ_c —შევისების კოეფიციენტი.

μ —მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი.

γ —ნარჩენი აირების კოეფიციენტი.

ξ —სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი.

N_i —ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრე.

N_r —ძრავას ეფექტური სიმძლავრე.

N_L — ძრავას ლიტრული სიმძლავრე.

γ_{r1} —თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი.

γ_{r2} —ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი.

γ_m —მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი.

η_c —ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი.

D —ძრავას ცილინდრის დიამეტრი.

S —დგუშის სელა.

α —ბრუნვის კუთხური სიჩქარე.

μ_1 —საწვავის კუთრი ხარჯი 1 ინდიკატორულ ცხენის ძალაზე.

μ_r —საწვავის კუთრი ხარჯი 1 ეფექტურ ცხენის ძალაზე.



ბამოყენებული ლიტერატურა

- В. Н. Болтинский, Тракторные и автомобильные двигатели. Сельхозгиз. 1963.
- Н. Р. Брилинг, Двигатели внутреннего сгорания, ОНТИ. 1935.
- Н. Р. Брилинг, М. М. Вихерт. И. И. Гутерман, Быстроходные дизели, Машгиз, 1951.
- Н. Р. Брилинг, Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизеля. ОНТИ. 1931.
- Ф. Засс, Бескомпрессорные двигатели дизеля, ОНТИ, 1931.
- Н. В. Иноземцев, Тепловые двигатели. Оборонгиз. 1952.
- А. В. Квасников, Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания, Энергоиздат, 1933.
- И. М. Ленин, Рабочие процессы и карбюрация в автомобильных двигателях. Машгиз, 1947.
- В. Г. Либрович. И. Н. Бризгов, Исследование предкамерного двигателя. ОНТИ, 1937.
- Е. К. Мазинг, Тепловой процесс двигателей внутреннего сгорания. ОНТИ. 1937.
- ვ. ვ. მახალიანი, სატრაქტორო და საავტომობილო ძრავების თეორია. საქართველოს სას.-სამ. ინსტიტუტის გამომცემლობა, 1952.
- ვ. ვ. მახალიანი, საავტომობილო და სატრაქტორო ძრავების თეორია (დინამიკა, ძროითადი ნაწილების გაანგარიშება), „ტექნიკა და შრომა“, 1952.
- В. В. Махалиани, Некоторые вопросы теории автотракторных двигателей. „Техника да шрома“. 1952.
- Т. М. Медкумов, Теория быстроходного двигателя с самовоспламенением. Оборонгиз, 1953.
- А. С. Орлин, Двухтактные легкие двигатели. Машгиз. 1950.
- А. С. Орлин, Г. Г. Калаш и др., Двигатели внутреннего сгорания. Машгиз. 1951.
- В. А. Петров, Теория легких двигателей автомобильного типа, Машгиз. 1934.
- Г. Р. Рикардо, Быстроходные двигатели внутреннего сгорания, Москва. 1932.
- В. И. Сороко-Новицкий, Испытание автотракторных двигателей. Машгиз. 1950.
- А. И. Селиванов, Дизельная топливная аппаратура, сельхозгиз, 1951.
- ვ. ა. ხანთაძე, სატრაქტორო და საავტომობილო ძრავების გაშოცდა, საქართველოს სას.-სამ. ინსტიტუტის გამომცემლობა, 1953.
- ვ. ა. ხანთაძე, საავტომობილო და სატრაქტორო ძრავები (აბოკანთა კრებულის). „ტექნიკა და შრომა“, 1952.
- А. Д. Чаромский, Рабочий процесс авиационного дизеля. ОНТИ. 1935.
- Н. В. Шмигельский, Исследование воспламенения и сгорания распыленных дизельных топлив. Оборонгиз, 1938.

ხ ა რ ა მ ე ნ ი

წინასიტყვაობა	83. 3
---------------	----------

თ ა ვ ი I

შიგაწვის ძრავას ტაპეზი

§ 1. ზოგადი განმარტებანი	4
§ 2. ძრავას ძირითადი პარამეტრები .	5
§ 3. ძრავების კლასიფიკაცია	7
§ 4. სხვადასხვა ტიპის ძრავების შედარება	8
§ 5. შიგაწვის ძრავების იდეალური თერმოდინამიკური ციკლები . .	9

თ ა ვ ი II

ოთხტაქტიანი ძრავას ხაშუშაო ცეკლი

§ 1. ზოგადი განმარტებანი	19
§ 2. წნევა გამომწეებ და შემწოვ მილებში .	20
§ 3. აირგანაწილების თახები .	22
§ 4. შევების პროცესი .	25
§ 5. კუმშვის პროცესი	42
§ 6. წვის პროცესი	47
§ 7. გაფართობისა და განდუნის პროცესები	72
§ 8. საშუალო ინდიკატორული წნევა	76
§ 9. საშუალო ეფექტური წნევა	80
§ 10. ძრავას სიმძლავრე	80
§ 11. ძრავას მარგი კმედების კოეფიციენტები	84
§ 12. ძრავას სითბური ბალანსი	89
§ 13. ძრავას ძირითადი ზომები	91

თ ა ვ ი III

ხავეტოტრაქტორო ძრავას მახასიათებლები

§ 1. სიჩქარითი მახასიათებლები	93
§ 2. სადატვირთო მახასიათებლები	98
§ 3. უკში სელისა და სარგულაციო მახასიათებლები	100
§ 4. სიჩქარითი მახასიათებლების აგება ემპირიული ტოლოზების დახმარებით	101

თ ა ვ ი IV

კარბურატორიანი ძრავას ხაშუშაო პროცესი და მისი თავისებურებანი

§ 1. წვის პროცესის თავისებურებანი	103
§ 2. კონსტრუქციული ფაქტორების გავლენა კარბურატორიანი ძრავას მუშაობაზე	109
§ 3. საექსპლუატაციო ფაქტორების გავლენა კარბურატორიანი ძრავას მუშაობაზე	115

თ ა ვ ი V

თვითააღებადი ძრავას (დიზელის) ხაშუშაო პროცესი და მისი თავისებურებანი

§ 1. წვის პროცესის თავისებურებანი	119
§ 2. კონსტრუქციული ფაქტორების გავლენა თვითააღებადი ძრავას მუშაობაზე	121
§ 3. საექსპლუატაციო ფაქტორების გავლენა თვითააღებადი ძრავას მუშაობაზე	125

თ ა ვ ი VI

ზღვის დონიდან ხიშაღლის გავლენა ძრავას მუშაობაზე

§ 1. კარბურატორიანი ძრავას სამუშაო პროცესის ანალიზი	131
§ 2. დიზელის სამუშაო პროცესის ანალიზი	141

თ ა ვ ი VII

ძრავას გამოუენება ავტოშობილის დამუხრუკებანათვის

§ 1. ზოგადი განმარტებანი	151
§ 2. დამუხრუკების საბოლქვე სისტემა	153

თ ა ვ ი VIII

ძრავას თბური გაანგარიშების მაგალითები

ნაგალითი № 1	157
ნაგალითი № 2	161
ნაგალითი № 3	167
ნაგალითი № 4	177

თ ა ვ ი IX

მრუდმხარა-ბარბაცა შექანიზმის კინემატიკა და დინამიკა

§ 1. მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის საერთო სქემა	187
§ 2. ნორმალური მრუდმხარა მექანიზმის კინემატიკა	189
§ 3. ლერძდენილი მრუდმხარა მექანიზმის კინემატიკა	201
§ 4. მრუდმხარა მექანიზმში მოკმედი ძალები და მოშენტები	204
§ 5. ძრავას შეწონასწორება	221
§ 6. სატრანქტორო და საავტომობილო ძრავას შეწვევარა	239

თ ა ვ ი X

ძრავას ძირითადი ნაწილები და მათი გაანგარიშება

§ 1. ზოგადი განმარტება	242
§ 2. დგუში	242
§ 3. დგუშის რგოლები	249
§ 4. ჯგუშის თითი	254
§ 5. ბარბაცა	256
§ 6. ზღზღა ლილღი	261

თავი XI

აირის განაწილება ოთხტაქტიან ძრევებში

§ 1. საერთო ცნობები .	274
§ 2. მუშტის პროფილი .	275
§ 3. მუშტა შექანიზმის კინემატიკა	277
§ 4. „დრო-კვეთი“	278

თავი XII

ძრავს კვება და ხაწვავი ნარევის შექმნა

§ 1. კარბურატორიანი ძრავს კვება	291
§ 2. თვითაალებადი ძრავს კვება და ნარევის შექმნა . .	290

რედუქტორი ე. ბახუტაშვილი
ტექნოდაქტორი კ. კოროშინაძე
კორექტორი ც. კვინტრაძე

გადაეცა წარშობას 15/11-64 წ. ხელმოწერილია
დასაბეჭდად 20/11-64 წ. ანაწეობის ზომა 7×11¹/₂, კა-
ლადის ზომა 70×108. ნაბეჭდი თაბახი 18.75. სააე-
ტორა თაბახი 20,17. საალრიცხუ-საგანომცელო
თაბახი 20,71.

ტირაჟი 1000.

შეკვ. № 47.

შპსი 73 კპპ.

შრომის წითელი დროშის ორდენის საქართველოს
ასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის სტამბა.
თბილისი, ი. კავკაჟაძის ქროსპ. 33.

Типсграфия ордена Трудового Красного Знамени
Грузинского сельскохозяйственного института,
Тб илиси, просп. И. Чавчавадзе 33.