

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

ხელნაწერის უფლებით

მიხეილ ბეგიაშვილი

ავტომობილის ძრავით დამუხრუჭების ეფექტიანობის ამაღლება

აირგანაწილების მექანიზმის სრულყოფით

დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად

წარდგენილი დისერტაციის

ავტორეფერატი

თბილისი - 2014 წელი

დისერტაცია შესრულებულია საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტში  
სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტი  
საავტომობილო ტრანსპორტის დეპარტამენტი

სამეცნიერო ხელმძღვანელები: პროფესორი **გ. აბრამიშვილი**

პროფესორი **თ. ნატრიაშვილი**

რეცენზენტები: პროფ. **ზ. ბოგველიშვილი**

პროფ. **თ. მორჩაძე**

დისერტაციის დაცვა შედგება 2014 წლის 7 ივლისს 14<sup>00</sup> საათზე  
საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სატრანსპორტო და  
მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტის სადისერტაციო საბჭოს  
კოლეგიის სხდომაზე;

მისამართი: 0175, თბილისი, კოსტავას ქ. №77, სტუ-ს I კორპუსია უდ.544

დისერტაციის გაცნობა შეიძლება სტუ-ს ბიბლიოთეკაში, ხოლო  
ავტორეფერატისა - ფაკულტეტის ვებ გვერდზე

სადისერტაციო საბჭოს სწავლული მდივანი,

ასოც. პროფ. **დ. ბუცხრიკიძე**

## სამუშაოს ზოგადი დახასიათება

**თემის აქტუალურობა.** საავტომობილოტრანსპორტის საქართველოში ტრანსპორტის ერთ-ერთი ძირითადი სახეობაა, რამდენადაც მასზე მოდის საავტომობილო გადაყვანებისა და გადაზიდვების 70-80%-ი. მგზავრთა გადაყვანები ხორციელდება მარშრუტებით, რომელთა 60%-ზე მეტი მთაგორიან (ბორცვიან და სამთო) გზებზე გადის, სადაც აღმართ-დაღმართები საშუალოდ 30%-ის ზღვრებშია, ხოლო მათი ზღვის დონიდან განლაგების სიმაღლე 2ათას მეტრსაც კი აღემატება.

ცნობილია, რომ ავტობუსების (მინიბუსების) დაღმართებზე ხანგრძლივი მოძრაობის დროს, ადგილი აქვს საშტატო სამუხრუჭო მექანიზმების გადახურებას, რის გამოც მათი მოხახუნე ზედაპირების ტემპერატურა იზრდება 480<sup>0</sup>-650<sup>0</sup>C-მდე. გზის მოკლე ჰორიზონტალურ მონაკვეთებზე ეს ზედაპირები ვერ ასწრებენ სათანადოდ გაგრილებას და მომდევნო აღმართზე მოძრაობისას, ინარჩუნებენ ტემპერატურას არანაკლებ 160<sup>0</sup>C-სა. ამ ტემპერატურის დროს იწყება სამუხრუჭო დოლებსა და ფრიქციულ ნაფენებს შორის ხახუნის კოეფიციენტის მნიშვნელოვანი შემცირება. შედეგად, მომდევნო დაღმართზე (მის დასაწყისშივე) ავტომობილის სამუხრუჭო ეფექტიანობა შეიძლება იმდენად იყოს შემცირებული, რომ იგი გახდეს საგზაო შემთხვევის მიზეზი, რაც განსაკუთრებით სახიფათოა სამთო პირობებში და ხშირად მთავრდება ადამიანების მსხვერპლითა და დიდი მატერიალური ზარალით. ამასთან, ზღვის დონიდან გზის მდებარეობის სიმაღლის ზრდასთან ერთად, იზრდება საწვავის ხარჯი და, შესაბამისად გამონაბოლქვი მავნე პროდუქტების ჯამური რაოდენობაც, რაც ამცირებს მინიბუსების ეკოლოგიურ უსაფრთხოებას.

ამ თვალსაზრისით, გასათვალისწინებელია, რომ საქართველოში ერთი წლის განმავლობაში ავტო-საგზაო შემთხვევების შედეგად იღუპება საშუალოდ 680 ადამიანი, ხოლო ატმოსფეროში ავტომობილების გამონაბოლქვის სახით გამოიყოფა 300 ტონაზე მეტი რაოდენობის მავნე

ნივთიერებები. უნდა აღინიშნოს, რომ ზღვის დონიდან გზის მდებარეობის სიმაღლის გაზრდისას 500-დან 2000 მეტრამდე, საწვავის საგზაო ხარჯი იზრდება 10-25%-ით, ხოლო უფრო მეტი სიმაღლისას, ეს ნაზრდი 40%-საც კი აღწევს.

რამდენადაც, საქართველოში მგზავრების გადაყვანა საკმარისად ფართოდ წარმოებს მინიბუსებით, რომელთა რიცხვი 8 ათას ერთეულს აღემატება (მათი 85-90%-იდიზელის ძრავითაა აღჭურვილი), ამიტომ, ზემოთ აღნიშნულის გათვალისწინებით, შეიძლება აქტუალურ მეცნიერულ პრობლემად იქნეს მიჩნეული საქართველოს საგზაო პირობებში მინიბუსების სამუხრუჭო ეფექტიანობის გაზრდა ძრავული-მუხრუჭ-შემნელების გამოყენებით (მითუმეტეს, რომ უკანასკნელის სიმძლავრე გზის ქანობის სიდიდის, ავტომობილის წონისა და მოძრაობის სიჩქარის პირდაპირპროპორციულია).

**სამუშაოს მიზანია** -ავტომობილების (მინიბუსების) სამუხრუჭო-საექსპლუატაციო თვისებების გაუმჯობესება.

დასახული მიზნის რეალიზებისათვის დისერტაციაში გადაჭრილი იქნა შემდეგი **ძირითადი ამოცანები**:

- არსებული სპეციალური ლიტერატურული მონაცემების გაანალიზება და, მოძრაობისა და ეკოლოგიური უსაფრთხოების თვალსაზრისით, აქტუალური სამეცნიერო პრობლემის გამოვლენა;
- საქართველოში ავტობუსების მარშრუტებზე მოძრაობის საგზაო პირობების გამოკვლევა და მოდელირება;
- საქართველოს მთაგორიან გზებზე მოძრაობისას მინიბუსების სამუხრუჭო ეფექტიანობისამაღლების მიზანშეწონილობის დასაბუთება ძრავული მუხრუჭ-შემნელების გამოყენებით;
- დიზელისა და ბენზინზე მომუშავე ძრავების ბაზაზე დამუშავებული საცდელი ძრავული გამომშვები მუხრუჭი-შემნელებლების კონსტრუქციების სრულყოფა;

- ახალ ძრავული გამომშვები მუხრუჭის სამუშაო პროცესის თეორიული გამოკვლევა;
- ახალი საცდელი ძრავული გამომშვები მუხრუჭების სამუხრუჭო ეფექტიანობის ექსპერიმენტული გამოკვლევა და მათი გამოყენების ეკოლოგიური ეფექტიანობის კონცეპტუალური შეფასება.

**სამუშაოს მეცნიერულის ახლე:**

თეორიულადაა შესწავლილი საავტომობილო დიზელის ძრავას ბაზაზე შექმნილი ახალი ძრავული მუხრუჭის სამუშაო პროცესი მათემატიკური მოდელის საშუალებით, რომელიც თეორიულად აღწერს მუხრუჭი-შემანელებლის კონსტრუქციული პარამეტრების გავლენას მის მუშაობაზე და ამით სამუხრუჭო ეფექტიანობაზე, რაც აღნიშნული პარამეტრების მიზნობრივი დანიშნულებით ოპტიმიზირების საშუალებას იძლევა.

ექსპერიმენტული კვლევების შედეგად, გამოვლენილია დიზელის სამუხრუჭო სიმძლავრის მკვეთრი ზრდის შესაძლებლობა გამშვები სარქველების თვითგაღების აღმკვეთი მოწყობილობის გამოყენებით, კერძოდ, ამ დროს ძრავას სამუხრუჭო სიმძლავრე 1,5-ჯერ აღემატება მისი ეფექტური სიმძლავრის სიდიდეს.

კონცეპტუალურ დონეზე, პირველადაა გამოვლენილი ძრავული გამომშვები მუხრუჭის გამოყენებისას თანმდევი ეკოლოგიური ეფექტი, რაც მდგომარეობს საწვავის ხარჯისა და შედეგად, გამონაბოლქვი არაეკოლოგიური ნივთიერებების ჯამური რაოდენობის მნიშვნელოვან შემცირებაში.

**კვლევის ობიექტი** - დიზელის და ბენზინიანი ძრავების ბაზაზე შექმნილი ახალი საცდელი ძრავული მუხრუჭი-შემანელებლები.

**სამუშაოს აპრობაცია** დისერტაციის ძირითადი მასალები მოხსენებული იქნა:

სტუდენტთა 82-ე ღია საერთაშორისო სამეცნიერო კონფერენციაზე (თბილისი, 2014); ს/ტ კონფერენციაზე „საავტომობილო ტრანსპორტისა და ავტოსაგზაო ინფრასტრუქტურის განვითარების პრობლემები“ (თბილისი,

2009); საერთაშორისო ს/ტ კონფერენციაზე „ ტექნიკური სისტემების საიმედოობის და ხანგანმძლეობის ამაღლება“ ( ისრაელი, 2013).

**პუბლიკაციები.** დისერტაციის მასალების მიხედვით გამოქვეყნებულია 5 ნაშრომი.

**სამუშაოს სტრუქტურა და მოცულობა.** დისერტაცია შედგება შესავლის, 2 ნაწილის, 2 თავის, დასკვნებისა და გამოქვეყნებული ლიტერატურის ნუსხისაგან. სამუშაო მოიცავს კომპიუტერით ნაბეჭდ გვერდს, მათ შორის ნახაზს და ცხრილს.

### **სამუშაოს მოკლე შინაარსი**

**შესავალში** დასაბუთებულია დისერტაციის თემის აქტუალობა, წარმოდგენილია სამუშაოს მიზანი, დასახული ძირითადი ამოცანები, სამუშაოს მეცნიერული სიახლე და მოკლედ გადმოცემული ნაშრომის არსი.

**პირველ თავში** განხილულია და გაანალიზებულია საქართველოში ავტობუსების (მინიბუსების) მუშაობის საგზაო პირობები, ავტობუსების სამუხრუჭო თვისებებისადმი წაყენებული მოთხოვნები და მათი სამუხრუჭო ეფექტიანობის ამაღლების შესაძლებლობა ძრავული მუხრუჭ-შემანელებლის გამოყენებით.

ცნობილია, რომ საქართველოს საავტობუსო სამარშრუტო ქსელის 60%-ზე მეტი მთაგორიან (ბორცვიან, სამთო) გზებზე გადის, რის გამოც, დაღმართებზე მოძრაობისას, ხდება ავტობუსების სერიული სამუხრუჭო კვანძების გადახურება და მათი სამუხრუჭო ეფექტიანობის მკვეთრი დაქვეითება, რამაც შეიძლება გამოიწვიოს მძიმე საგზაო - სატრანსპორტო შემთხვევები (ადამიანთა მსხვერპლთა და გარემოს დაზიანებით), დასაბუთებულია ასეთ შემთხვევებში ძრავული მუხრუჭი-შემანელებლის, როგორც ერთ-ერთი ეფექტური თანამედროვე ხერხის, გამოყენების მიზანშეწონილობა და **მეცნიერული აქტუალობა.** ავტობუსების (მინიბუსების) სამუხრუჭო თვისებების ამაღლებისათვის,

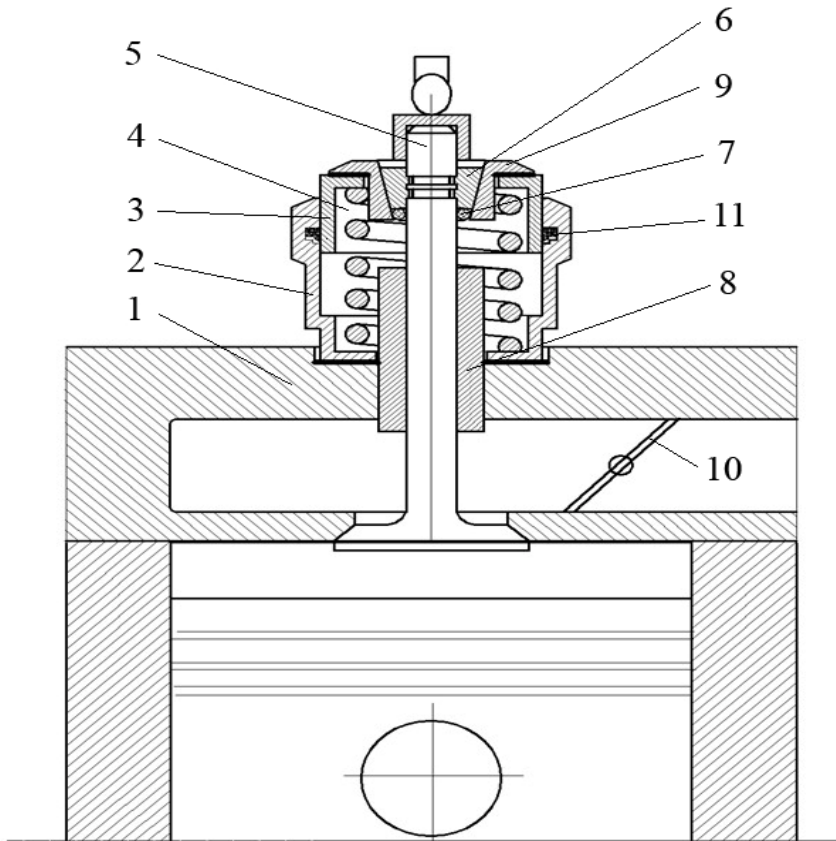
გამოვლენილია ძრავული მუხრუჭის, დღეისათვის, ყველაზე მარტივი და ეფექტური სახე, რომლის რეალიზება, სრულყოფა და გამოკვლევა განხორციელდა მოცემულ სადისერტაციო ნაშრომში. ესაა საავტომობილო ძრავული გამომშვები მუხრუჭ-შემანელებელი.

რამდენადაც, საქართველოში მოძრავი სატრანსპორტო საშუალებებიდან ყველაზე ნაკლებადაა შესწავლილი „მინიბუსები“, რომელთაროდენობამ 7 ათასს გადააჭარბა და ამჟამად ინტენსიურად მოძრაობენ საავტობუსო სამარშრუტო ქსელის მონაკვეთების უმეტესობაზე, დისერტაციაში სათანადო თეორიული და ექსპერიმენტული კვლევები ჩატარდა მინიბუსებთან მიმართებაში.

**მეორე თავში,** ე.ი. ნაშრომის სამეცნიერო კვლევით ნაწილში, განხილულია საქართველოს საგზაო პირობებში მინიბუსების მოძრაობის და ეკოლოგიური უსაფრთხოების ამაღლების ერთ-ერთი ყველაზე აქტუალური ღონისძიება – დიზელისა და ბენზინზე მომუშავე ძრავების ძრავულ მუხრუჭ-შემანელებლად გამოყენების საკითხები და თეორიული და ექსპერიმენტული კვლევების საფუძველზე დამუშავებულია მათი სამუხრუჭო ეფექტიანობის გაუმჯობესების მეთოდები.

ახალი საცდელი ძრავული მუხრუჭი-შემანელებლებისათვის ბაზისად შერჩეულ იქნა საქართველოს საგზაო პირობებში საკმარისად ხანგრძლივი პერიოდის განმავლობაში მასიურად ექსპლუატირებული „ფორდ ტრანზიტის“ მარკის დიზელის და „გაზელის“ მარკის ბენზინზე მომუშავე ძრავები.

აღნიშნულის შებამისად, დამუშავდა ახალი საცდელი ძრავული გამომშვები მუხრუჭი-შემანელებელი, რომლებიც შედგება გამომშვები მილსადენის გადამკეტი მოწყობილობისა და საწვავის მიწოდების გადამკეტი მოწყობილობისაგან. მისი კონსტრუქციის სრულყოფის მიზნით, დამუშავებული და რეალიზებული იქნა ძრავას **გამომშვები სარქველის თვითგაღების გამომრიცხავი მოწყობილობა.**



ნახ.1. ძრავას გამომშვები სარქველების თვითგაღების გამომრიცხავი მოწყობილობა

საბაზო ძრავების კომპრესიული შესაძლებლობების მაქსიმალურად გამოყენების მიზნით და ძრავას კონსტრუქციის უშუალო გათვალისწინებით გამომშვები სარქველების თვითგაღების სალიკვიდაციო მოწყობილობა დამონტაჟდა ძრავას ბლოკის სახურავზე 1 (ნახ. 1). ბლოკის სახურავზე 1 ზამბარების შიგნით სარქველის მიმმართველ მილისაზე დაყენებულია მილისა 2, თავისივე დგუშით 3, რომელიც გამომშვები სარქველის დეროს 5 ირგვლივ ქმნის ცვალებადი მოცულობის მქონე კამერას 4, სარქველის ქონგურების 6 წინ დაყენებულია საწვავის და ზეთის გამძლე ელასტიკური მასალისაგან დამზადებული



შემამჭიდროებელი რგოლები 7. გამომშვებ მილსადენში პირობითად ნაჩვენებია გადამკეტი 10 დროსელის ფარი.

ატმოსფეროდან ძრავას მიერ შეწოვილი ჰაერი იჭირხნება გამომშვებ მილსადენში. უკანასკნელში წნევის მომატებასთან ერთად, გამომშვები სარქველის 5 ღეროსა და მის მიმართველ მილისას 8 შორის არსებული ღრეჩოს გავლით, ჰაერი შედის კამერაში 4, აწვება რა გამომშვებ სარქველებსდგუში 3-ზე მოქმედებს კამერაში დაჭირხნული ჰაერის წნევების მიერ განვითარებული მაკომპენსირებელი ძალა (რომელიც მთლიანად გამორიცხავს გამომშვები სარქველების თვითნებურ გაღებას და ჰაერის დანაკარგებს გამომშვებმილსადენიდან). ზამბარასთან ერთად ზედა კიდურ მდგომარეობაში აწვება სარქველის თეფშას 9. ელასტიკური შემამჭიდროებელი რგოლი 7 გამორიცხავს ჰაერის დანაკარგებს დგუში 3 და სარქველის ღეროს 5 შეერთების ადგილებიდან და უზრუნველყოფს კამერის 4 მაქსიმალურ ჰერმეტიულობას. ამის შემდეგ, ძრავას კომპრესორად მუშაობის მთელი პროცესის მიმდინარეობის განმავლობაში, დგუში 3 გამომშვები სარქველის თეფშასთან ერთად აწარმოებს წინსვლა-უკუსვლით მოძრაობას. ამგვარად, ამ სქემის მიხედვით, გამომშვებ მილსადენში ჰაერის წნევას, რომელიც ჩვეულებრივ შეწოვის პროცესის დროს (ზამბარის წინააღმდეგობის გადალახვის შემდეგ) აღებს გამომშვებ სარქველს, უპირისპირდება სარქველის გაღების საწინააღმდეგო გამაწონასწორებული ძალა, რითაც სარქველების თვითგაღება წყდება და ასევე წყდება გამომშვებ მილსადენში მაქსიმალური წნევის შეზღუდვა, განპირობებული ზამბარის დრეკადობის ძალით.

ჩატარდა დიზელის ძრავას ბაზაზე დამუშავებული ახალი გამომშვები მუხრუჭი-შემანელებლის სამუშაო პროცესის თეორიული გამოკვლევა.

თეორიული გამოკვლევისას ჩატარდა მუხრუჭის აირგაცვლის მთლიანი პროცესის მოდელირება იმ ეტაპების მიხედვით, რომლებიც მიმდინარეობს ცილინდრში, შემშვებ და გამომშვებ კოლექტორებში, მისი დაყვანა

ჰიდრომექანიკის შესაბამის ამოცანებამდე და ამოხსნა კომპიუტერის საშუალებით. ამ ერთიანი სამუხრუჭო ციკლის მოდელირებისათვის გამოყენებული იქნა ანალიზის თერმოდინამიკური მეთოდი, რომელიც, აეროდინამიკის მეთოდებისაგან განსხვავებით, ფართოდ გამოიყენება ანალოგიური ამოცანების შესწავლისათვის.

მიღებული თერმოდინამიკური მეთოდით გაანგარიშებაში მთავარ დაშვებას წარმოადგენს ის, რომ დროის ნებისმიერი მომენტისათვის სამუშაო ტანის ნებისმიერი მოცულობა საბოლოო სიდიდით ექვემდებარება იზოტროპულობას. ასეთი დაშვება საშუალებას იძლევა, აირების ინერციულობის გათვალისწინების გარეშე, შედგენილი იქნას დამუხრუჭების ერთიანი პროცესის მათემატიკური მოდელი, მასისა და ენერჯის მუდმივობის კანონებზე დაყრდნობით. მდგომარეობის ამ განტოლებას ექნება შემდეგი სახე:

$$\partial u = \sum_1^k i_{\text{შ}} \frac{\partial M}{\partial} - \sum_1^l i_{\text{გ}} \frac{\partial M}{\partial} - P \partial V + \sum_1^m \delta Q; \quad (1)$$

$$\partial M_E = \sum_1^k \frac{\partial M_E}{\partial} - \sum_1^k \frac{\partial M_E}{\partial} \quad (2)$$

$$PV = MRT, \quad (3)$$

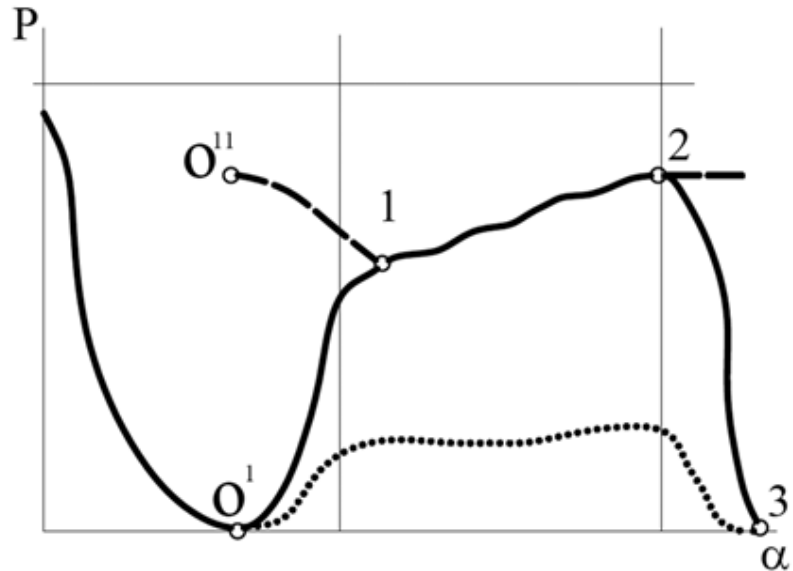
სადაც, k - შემოსულ მასათა რაოდენობა;

ℓ - გასულ მასათა რაოდენობა;

m - სითბოს წყაროს რაოდენობა;

$\frac{\partial M}{\partial}, \frac{\partial M}{\partial}, i_{\text{შ}}, i_{\text{გ}}$  - მოცულობაში შემოსული და გასული აირების მასები და ენტალპიებია.

ძრავული მუხრუჭის სამუშაო ციკლის ძირითად მახასიათებელს წარმოადგენს ტუმბოსებრი დანაკარგების საშუალო წნევა P<sub>т</sub>, რომელსაც მთლიანად განსაზღვრავს განდევნის წნევის სიდიდე.



ნახ.2. ძრავას გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამა - წნევის ცვალებადობა გამომშვებ მილსადენში:  
 ..... ჩვეულებრივი მუხრუჭი-შემანელებელი;  
 \_\_\_ ახალი მუხრუჭი შემანელებელი

როგორც ძრავას გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამიდან (ნახ. 2) ჩანს, ჩვეულებრივი ძრავული მუხრუჭისაგან განსხვავებით, ახალ სამუხრუჭო სისტემაში, სადაც გამორიცხულია გამშვები სარქველების თვითნებური გაღება, და უზრუნველყოფილია გამომშვები სისტემის ჰერმეტიული გადაკეტვა, განდევნის წნევა მკვეთრად იზრდება და მიისწრაფის კუმშვის წნევის მაქსიმალური მნიშვნელობისაკენ.

განდევნის წნევის ასეთი მკვეთრი ზრდა იწვევს ინტერესს მთლიანად ინდიკატორული პროცესის და მისი ცალკეული უბნების მიმართ. შესაბამისად, (1) – (3) ტოლობების გათვალისწინებით მათემატიკურად იქნა აღწერილი ერთმანეთთან ურთიერთდაკავშირებული სამუშაო პროცესები, რომლებიც მიმდინარეობს ერთდროულად ძრავას ცილინდრში და გამომშვებ მილსადენში.

კომპიუტერის გამოყენებით, განტოლებათა სისტემის ამოხსნის გამარტივებისათვის მასში შემავალ წევრებს სათანადო მათემატიკური გარდაქმნებით მიეცა მსგავსი ფორმები, ერთი და იგივე გამოთვლითი ოპერაციების მრავალჯერადი განმეორების მიზნით, რაც მნიშვნელოვნად ამარტივებს გამოთვლებს.

ამ მიზნით სამუშაო პროცესის ბალანსის განტოლებები კონკრეტული უბნებისათვის შეიძლება ამოხსნათ წნევის ნაზრდის მიმართ:

$$\partial P_i = \frac{k}{V} \left[ \sum_1^k RT_{\xi} \partial M_{BX} - \sum_1^l RT_{BSX} \partial M_{BSX} - p \partial V + \frac{\kappa-1}{\kappa} \sum_1^m \delta Q \right], \quad (4)$$

სათანადო გარდაქმნების შემდეგ მიღებულია წნევების გამოსათვლელი დიფერენციალური განტოლება :

$$\frac{\partial P_T}{\partial \varphi} = \frac{\kappa_T}{V_T} \left( \sum_{J=1}^Z RT_J \frac{\partial M_{BSJ}}{\partial \varphi} - \sum_{J=1}^Z RT_T \frac{\partial M_{BTSJ}}{\partial \varphi} + \frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \frac{\partial Q_J}{\partial \varphi} \right), \quad (5)$$

წარმოდგენილ მათემატიკურ მოდელში ჩვენს მიერ გათვალისწინებულ იქნა სამუხრუჭო სიმძლავრის რეგულირების პროცესი კოლექტორიდან შეკუმშული ჰაერის გადაშვებით, ანუ როდესაც კოლექტორის გასავალი კვეთი  $F_T > 0$ , თუ დაცულია პირობა:

$$1 \leq P_s/P_T < \beta_{KP}$$

მაშინ, მივიღებთ გამოსახულებას:

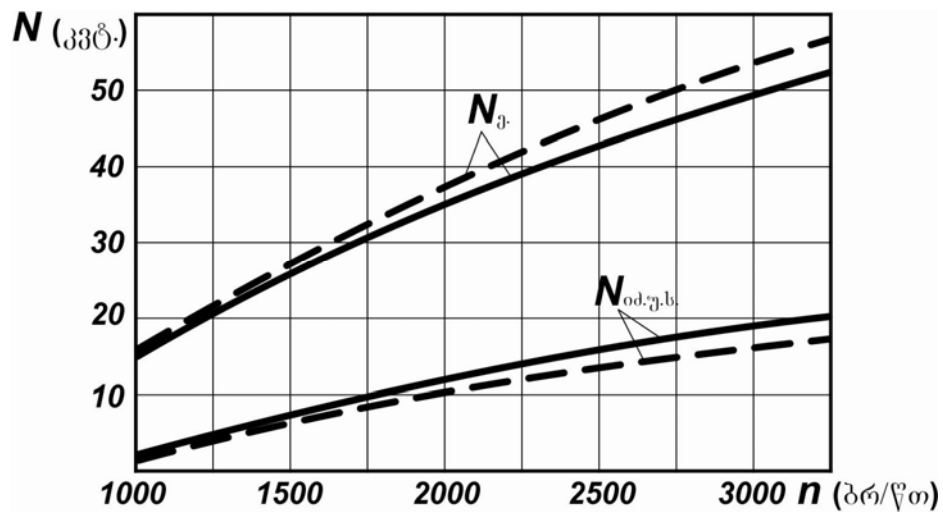
$$\sigma_T = \frac{2^{\frac{2K_T-1}{K_T-1}} K_T \sqrt{K_T T_{T0}}}{(K_T + 1)^{\frac{K_T+1}{2(K_T-1)}} nV} F_T P_T \left( \frac{P_T}{P_{T0}} \right)^{\frac{K_T-1}{2K_T}}$$

$T_{T0}, P_{T0}$  - ტემპერატურა და წნევა გამშვებ კოლექტორში ჰაერის ატმოსფეროში გადაშვების საწყის მომენტში.

$F_T$ -გამშვები კოლექტორიდან ატმოსფეროში ჰაერის გადასაშვები ნახვრეტის ფართობი

$\sigma_T$ -წევრი მათემატიკურად ითვალისწინებს გამშვები კოლექტორიდან რეგულირების მიზნით ატმოსფეროში გადაშვებული ჰაერის რაოდენობას.

მე-(5) ტოლობაში, მასში შემავალი ყველა გამოსახულების გაშლილი მნიშვნელობების შეტანით, მიიღება ძრავას ცილინდრში და გამომშვებ კოლექტორში, დროის ნებისმიერ მომენტისათვის (მუხლა ლილვის შემობრუნების ნებისმიერი კუთხისათვის), წნევის გამოსათვლელი ფორმულები.



ნახ.3. დიზელის ეფექტური სიმძლავრისა  $N_{\eta}$  და იძულებითი უქმი სვლის სიმძლავრის  $N_{ოდ.უ.ს}$  ცვალებადობა მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირისაგან დამოკიდებულებით: ექსპერიმენტული მონაცემები, --- გაანგარიშების შედეგები

ძრავული გამომშვები მუხრუჭი-შემანელებლის სამუშაო პროცესის ექსპერიმენტული და თეორიული ინდიკატორული დიაგრამებისმრუდების ცვლილების ხასიათის მსგავსება ადასტურებს გაანგარიშების მეთოდის სისწორეს. ძრავული გამომშვები მუხრუჭი- შემანელებლის მუშაობის რეჟიმზე ტუმბოსებრი დანაკარგების ექსპერიმენტული

ინდიკატორული დიაგრამის შედარება წნევის ცვლილებათათეორიულ მრუდთან, ასევე ადასტურებს ანგარიშით მიღებული შედეგების სანდოობას.

შემუშავებულიმეთოდის უპირატესობაგამოიხატება იმაში, რომ ის მოიცავს სამუხრუჭო პროცესის,როგორც გარდამავალ, ასევე ძირითად პერიოდს, ე.ი. პერიოდს დამუხრუჭების დაწყებიდან გამომშვებ კოლექტორში მაქსიმალური ზღვრული წნევის დამყარებამდე და პერიოდს გამომშვებ მილსადენში ზღვრული წნევის მიღწევიდან დამუხრუჭების დასასრულამდე. პირველი პერიოდის განმავლობაში ყოველი სამუხრუჭო ციკლი ხასიათდება გამომშვებ კოლექტორში ჰაერის წნევის ზრდით,მეორე პერიოდისთვის ისინი სრულიად იდენტურებია.

თეორიულ გაანგარიშებათა სანდოობა ყველაზე კარგად აისახება ძრავას მუშაობის დამახისათებელი ძირითადი პარამეტრების: ეფექტური სიმძლავრისა და სამუხრუჭო სიმძლავრეთა ანგარიშით მიღებული შედეგების ექსპერიმენტულ მონაცემებთან შედარებისას. ძრავას ეფექტური სიმძლავრის  $N_e$  და იძულებითი უქმი სვლის რეჟიმზე ძრავას ტუმბოსებრი დანაკარგების (სამუხრუჭო სიმძლავრის)  $N_{იძ.უ.ს.}(ნახ.3)$  თეორულ და ექსპერიმენტულ სიდიდეთა შორის მაქსიმალური სხვაობა ( $n=3500$  ბრ/წთ-ს დროს) შეადგენს  $\approx 3$  კვტ-ს, ე.ი. ცდომილება არ აღემატება  $\approx 5-6$  %-ს. მუხლა ლილვის ბრუნვის დაბალ სიხშირეებზე ცდომილება კიდევ უფრო ნაკლებია. შესაბამისად, თერმოდინამიკური გათვლებისას მიღებული შედეგი სავსებით დამაკმაყოფილებელია.

შემუშავებული მეთოდიკა საშუალებას იძლევა გაანგარიშებით გადაწყდეს ისეთი პრაქტიკული ამოცანები, რომელთა ექსპერიმენტული გამოკვლევა მეტად ძვირადღირებული და შრომატევადი ამოცანაა.მისი გამოყენებითშესაძლებელიაშესწავლილ იქნას გამომშვებ რესივერში წნევის ზრდის დინამიკა (ძრავას კუმშვის ხარისხისა და გამომშვები რესივერის მოცულობის გავლენის გათვალისწინებით), თეორიულად შეფასდეს ძრავას გამომშვებ კოლექტორში დამყარებული მაქსიმალური ზღვრული წნევის

სიდიდე და მისი მიღწევის სისწრაფე სხვადასხვა ატმოსფერული პირობებისათვის.

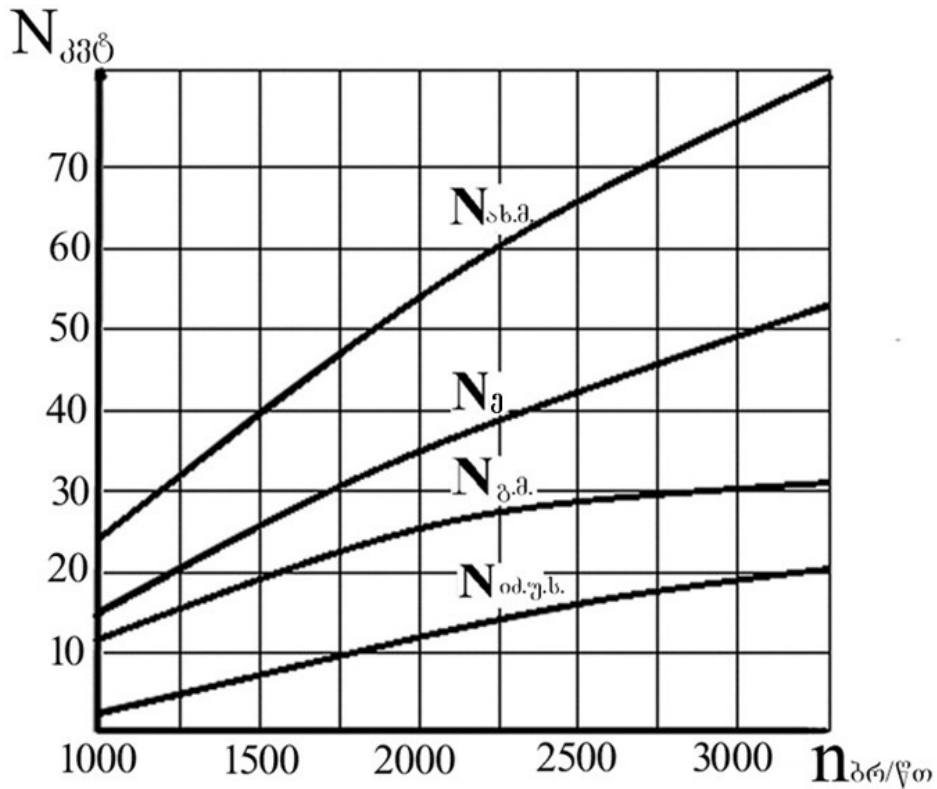
თეორიული კვლევის შემდეგ, განხორციელდა დამუშავებული ახალი- საცდელი ძრავული მუხრუჭის ექსპერიმენტული გამოკვლევა. მინიბუსის „ფორდ ტრანზიტის“ მარკის დიზელის ძრავას ბაზაზე დამუშავებული საცდელი ძრავული მუხრუჭი, აღჭურვილი გამომშვები მილსადენის გადამკეტი და გამომშვები სარქველების თვითგაღების გამომრიცხავი მოწყობილობებით (ნახ.1), ექსპერიმენტულ კვლევას დაექვემდებარა ძრავების საგამოცდო ელექტრო-ბალანსირულ სტენდზე. ექსპერიმენტების მეთოდის დაფუძნებული იყო შიგაწვის ძრავების სასტენდო გამოცდების ცნობილ მეთოდებზე.

ნახ. 4-ზე ნაჩვენებია საცდელი ძრავული მუხრუჭის გამოცდის შედეგები, კერძოდ, ძრავას ეფექტური სიმძლავრე  $N_p$ , სამუხრუჭოსიმძლავრე იძულებითი უქმი სვლის რეჟიმზე  $N_{იძ.უ.ს}$ , ძრავას სამუხრუჭო სიმძლავრე გამომშვები მუხრუჭის რეჟიმში მუშაობისას (გამშვები კოლექტორის გადაკეტვისას)  $N_{გ.ა}$  და სამუხრუჭო სიმძლავრე გამშვები სარქველის თვითგაღების აღმკვეთი მოწყობილობით მუშაობისას  $N_{ს.ა}$ .

როგორც მოყვანილი მასალები მოწმობს, ძრავას მუხლა ლილვის ბრუნვის სახშირის - 3500 ბრ/წთ მნიშვნელობის დროს, საბაზო ძრავას სამუხრუჭო სიმძლავრე იძულებითი უქმი სვლის რეჟიმზე შეადგენს ეფექტური სიმძლავრის  $\approx 20\%$ -ს. სტანდარტული გამომშვები მუხრუჭის გამოყენებისას, ძრავას სამუხრუჭო სიმძლავრე იზრდება და შეადგენს ეფექტური სიმძლავრის  $\approx 31\%$ -ს. სამუხრუჭო სიმძლავრის მკვეთრი ზრდა ფიქსირდება გამშვები სარქველის თვითგაღების აღმკვეთი მოწყობილობების გამოყენებისას, -3500 ბრ/წთ-ის დროს, ძრავას სამუხრუჭო სიმძლავრე  $N_{ს.ა}$  1,5-ჯერ აღემატება მის ეფექტური სიმძლავრის  $N_p$  სიდიდეს.

სამუხრუჭო სიმძლავრის ასეთი მაღალი სიდიდის გამო, აქტუალური გახდა მისი რეგულირების საკითხი ავტომობილის საექსპლუატაციო პირობებისა და რეჟიმებიდან გამომდინარე. ვინაიდან სამუხრუჭო

სიმძლავრის მკვეთრი მატება, ახალი მოწყობილობების გამოყენებისას, განპირობებულია გამშვებ კოლექტორში წნევის მკვეთრი ზრდით, ლოგიკურია მისი შემცირება განხორციელდეს გამშვებ კოლექტორში წნევის შემცირებით, რაც მიიღწევა ძრავას გამშვები კოლექტორიდან, საჭიროების შემთხვევაში, შეკუმშული ჰაერის ატმოსფეროში გაშვებით.



ნახ. 4. „ფორდ ტრანზიტის“ დიზელის ძრავას ბაზაზე დამუშავებული საცდელი ძრავული მუხრუჭის მახასიათებლები:  $N_e$ - დიზელის ეფექტური სიმძლავრე;  $N_{ოდ.უ.ს.}$ -ძრავას სამუხრუჭო სიმძლავრე იძულებით უქმი სვლის რეჟიმზე;  $N_{გ.ა.}$ -ძრავას სამუხრუჭო სიმძლავრე სტანდარტული გამბოლქვი მუხრუჭით;  $N_{sb.a.}$ -ძრავას სამუხრუჭო სიმძლავრე ახალი გამბოლქვი მუხრუჭით.

ექსპერიმენტის პირველ ეტაპზე რესივერად გამოყენებული იქნა ძრავას კოლექტორი მოცულობით 3 ლიტრი. კოლექტორზე დაყენებული



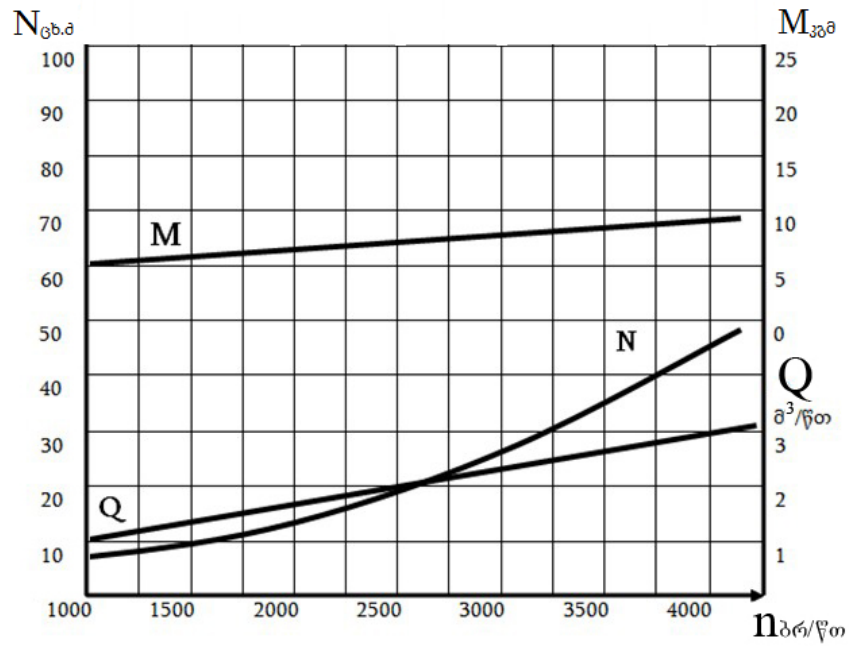
სპეციალური გადამშვები მოწყობილობა საშუალებას გვაძლევდა კოლექტორში შეგვენარჩუნებინა დაჭირხნული ჰაერის სასურველი წნევა. ექსპერიმენტი ჩატარდა რესივერში წნევების მუდმივი მნიშვნელობის დროს. იზომებოდა ჰაერის ხარჯი, ძრავას მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე და მაბრუნე მომენტი. ექსპერიმენტები ჩატარდა გამშვებ კოლექტორში წნევათა სხვადასხვა სიდიდეების დროს ( $P=0$  მ.პა;  $P=0,2$  მ.პა;  $P=0,4$  მ.პა;  $P=0,6$  მ.პა და  $P=0,8$  მ.პა.).

ნახ. 5. შესაბამება დიზელის მუშაობის იმ რეჟიმს, როდესაც გამშვები კოლექტორი მთლიანად გახსნილია და ძრავას მიერ გადატუმბული ჰაერი კოლექტორის გავლით მთლიანად გადის ატმოსფეროში.

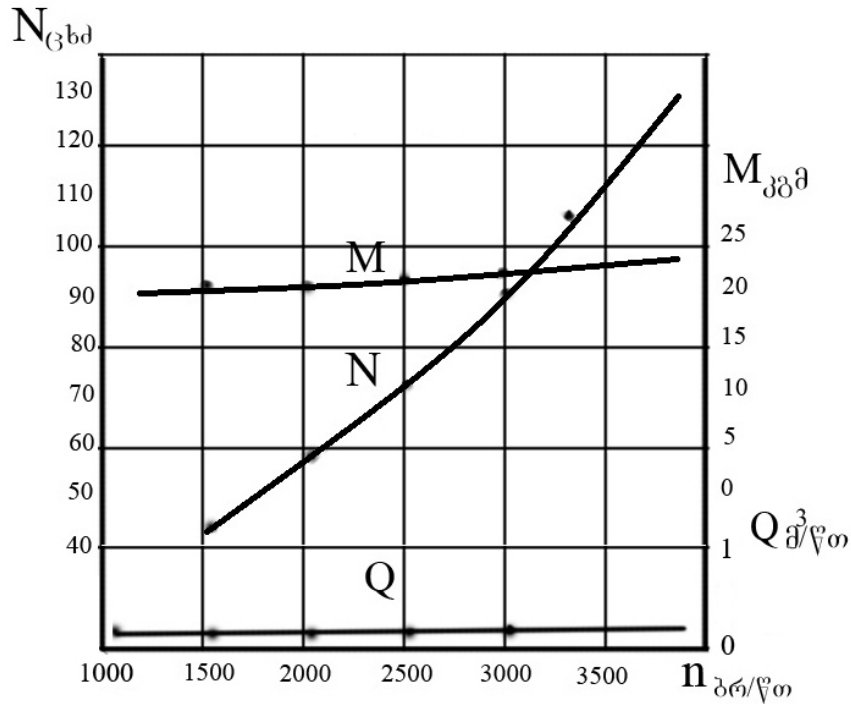
ნახაზზე 5 წარმოდგენილი მომენტისა  $M$  და სიმძლავრის  $N$  მრუდები ასახავენ ფაქტიურად ძრავას მექანიკურ დაბრუნებაზე დახარჯულ ენერგიას, ხოლო ჰაერის ხარჯის მრუდი კი გამოსახავს ძრავას მაქსიმალურ წარმადობას მინიმალური წნევით ( $P=0$ მპა). ფაქტიურად, ეს არის საბაზო დიზელის ძრავას უქმი სვლის მახასიათებელი. შესაბამისად, მასზე წარმოდგენილია ხახუნის მომენტისა და მისი შესაბამისი სიმძლავრის მრუდები, ძრავას ნორმალური მუშაობის დროს, რისი დაძლევაც ჩვეულებრივ ხდება ინდიკატორული სიმძლავრის მეშვეობით. ავტოსატრანსპორტო საშუალების მართვის დროს სამუხრუჭო პროცესებში ყოველთვის ხდება ამ ძალის სასიკეთოდ გამოყენება, მაგრამ, მისი გამოყენების ეფექტი, როგორც უკვე ავლნიშნეთ, არ არის საკმარისი ძირითადი მუხრუჭების ენერგოდამაბულობის შესამცირებლად.

შემდგომი რეჟიმებიდან მნიშვნელოვანია რეჟიმი, როდესაც კოლექტორის ატმოსფეროში გამავალი კვეთი მთლიანად იკეტება (ნახ. 6). ამ დროს ძრავას ჰაერის ხარჯი მინიმალურია და შეადგენს  $0.25$  კუბურ მეტრს (ძირითადათ ეს არის დგუმის რგოლებში გაპარული ჰაერი, რომელიც კარტერში გადადის), ხოლო მის დაბრუნებაზე დახარჯული სიმძლავრე მაქსიმალურია ( $P=0,8$ მპა).

ამ ორი რეჟიმის შედარება ნათლად გვიჩვენებს, რომ ახალი სამუხრუჭო მოწყობილობის გამოყენების შემთხვევაში, სამუხრუჭო სიმძლავრე განხილულ სიჩქარით მთელ დიაპაზონში მნიშვნელოვნად (დაახლოებით 3-ჯერ) აღემატება ძრავას იძულებით უქმი სვლის რეჟიმში მუშაობისას მიღებულ მაჩვენებლებს.



ნახ. 5 საცდელი ძრავული მუხრუჭის უქმი სვლის მახასიათებელი (როცა გამშვები კოლექტორი არაა გადაკეტილი).



ნახ. 6. საცდელი ძრავული მუხრუჭის სამუხრუჭო მახასიათებელი, გამშვები კოლექტორის სრული გადაკეტვისას

დანარჩენი რეჟიმებისას, ადგილი აქვს გამშვებ კოლექტორიდან შეკუმშული ჰაერის ნაწილობრივ გადაშვებას და ამ გზით, რეგულირების მიზნით. ძრავას სამუხრუჭო სიმძლავრის შემცირებას.

რაც შეეხება ზღვის დონიდან სიმაღლის გავლენას ძრავული მუხრუჭი-შემანელებლის მუშაობაზე, გასათვალისწინებელია, რომ სიმაღლის ზრდასთან კავშირში ადგილი აქვს ატმოსფერული წნევის შემცირებას და ტემპერატურის ცვლილებას. ამ გარემოებას შეუძლია გავლენა იქონიოს ძრავული მუხრუჭის მუშაობაზე და ამასთან, ეს გავლენა პროპორციული იყოს ზღვის დონიდან სიმაღლის შესაბამისი ატმოსფერული წნევის ცვალებადობისა, ხოლო ამ უკანასკნელის სიდიდეები მოცემულია საერთაშორისო სტანდარტებში. ლიტერატურული წყაროების მიხედვით, როცა სიმაღლეზე ატმოსფერული წნევა შეადგენს  $P_h$ , ხოლო ზღვის დონეზე  $P_0$ , ფარდობა  $\mu = P_h/P_0$  სიმაღლის მიხედვით იქნება ის

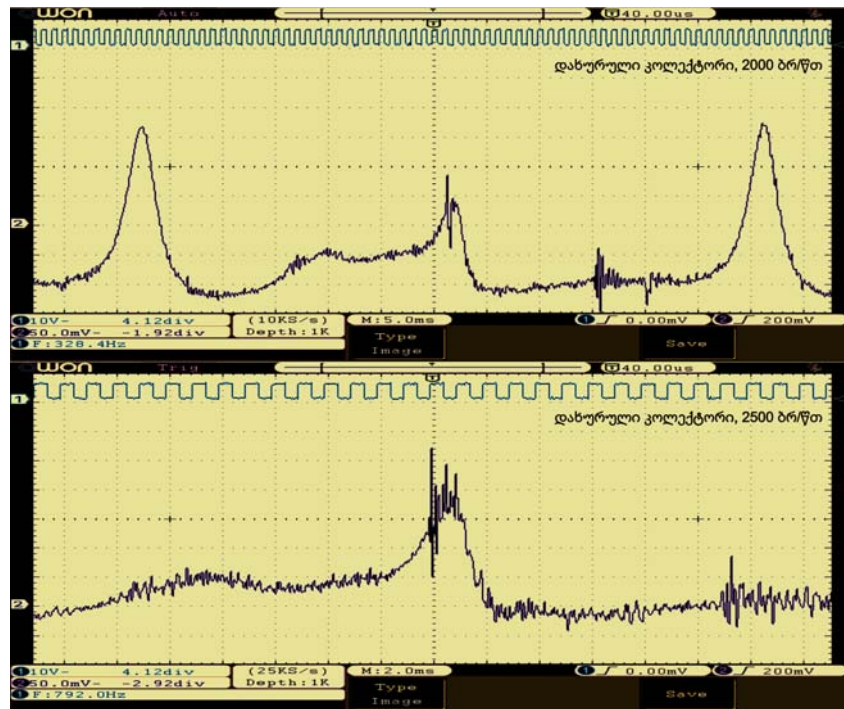
კოეფიციენტი, რომელიც განაპირობებს ძრავული მუხრუჭის სამუხრუჭო სიმძლავრეთა შემცირებას ზღვის დონიდან სიმაღლის მიხედვით. თუ გავითვალისწინებთ ექსპერიმენტული კვლევით მიღებულ შედეგებს, რომ სამუხრუჭო სიმძლავრე, ძრავას გამომშვებ მილსადენში ჰაერის წნევის გადიდების გამო მიისწრაფის ცილინდრში კუმშვის ბოლოს წნევის სიდიდემდე, მაშინ სიმაღლის მიხედვით კუმშვის ბოლოს მივიღებთ წნევის მნიშვნელობებს, რაც მოტანილია ცხრილში<sup>1</sup>. როგორც ბენზინიანი ძრავისათვის, ასევე დიზელისათვის. როგორც ცხრილიდან ჩანს, მიუხედავად სიმაღლის მიხედვით გარეშე წნევის ვარდნისა, ახალი სისტემის ძრავული მუხრუჭის ცილინდრში კუმშვის ბოლოს წნევის სიდიდეები მაინც საკმაოდ მაღალ მნიშვნელობებს ინარჩუნებს, რაც თავის მხრივ განაპირობებს გამომშვებ მილსადენში წნევის მაღალ მნიშვნელობებს. ასევე, ამ ცხრილის მონაცემების მიხედვით, შეიძლება დავასკვნათ, რომ ძრავული მუხრუჭის ეფექტიანობა ნაკლებად იქნება დამოკიდებული ზღვის დონიდან სიმაღლეზე, რადგან საავტომობილო გზების განლაგების სიმაღლე ნაკლებია ან ტოლია 4000მ-ისა, ხოლო კუმშვის ბოლოს ცილინდრებში არსებული წნევები ამ სიმაღლეებზე მეტია ავტომობილის ეფექტურად დამუხრუჭებისათვის საჭირო წნევებზე.

აღნიშნულ დასკვნას ადასტურებს ნახ. 7-ზე მოტანილი ოსცილოგრამა, რომლის თანახმად, ახალი სისტემის საცდელი ძრავული მუხრუჭის სამუხრუჭო პროცესის ნებისმიერი ციკლისათვის, განდევნის ტაქტის წნევის სიდიდე ცილინდრში კუმშვის ბოლოს მაქსიმალური წნევის სიდიდის რიგისაა.

განსახილველი ახალი ძრავული მუხრუჭის სამუხრუჭო სიმძლავრის საკმარისად მაღალი ( $N_7$ -ზე მეტი) სიდიდეების (ნახ. 4) და სამუხრუჭო ეფექტიანობის დიდი რესურსი გამო, მიზანშეწონილად შეიძლება ჩაითვალოს – მუხრუჭის რეჟიმში მუშაობის პარალელურად, მისი ჭარბი სიმძლავრის კომპრესორული ფუნქციით გამოყენება, რაც საჭიროა

კუმშვის ტაქტის ბოლოს ძრავას ცილინდრში წნევის დამოკიდებულება ზღვის დონიდან სიმაღლეზე

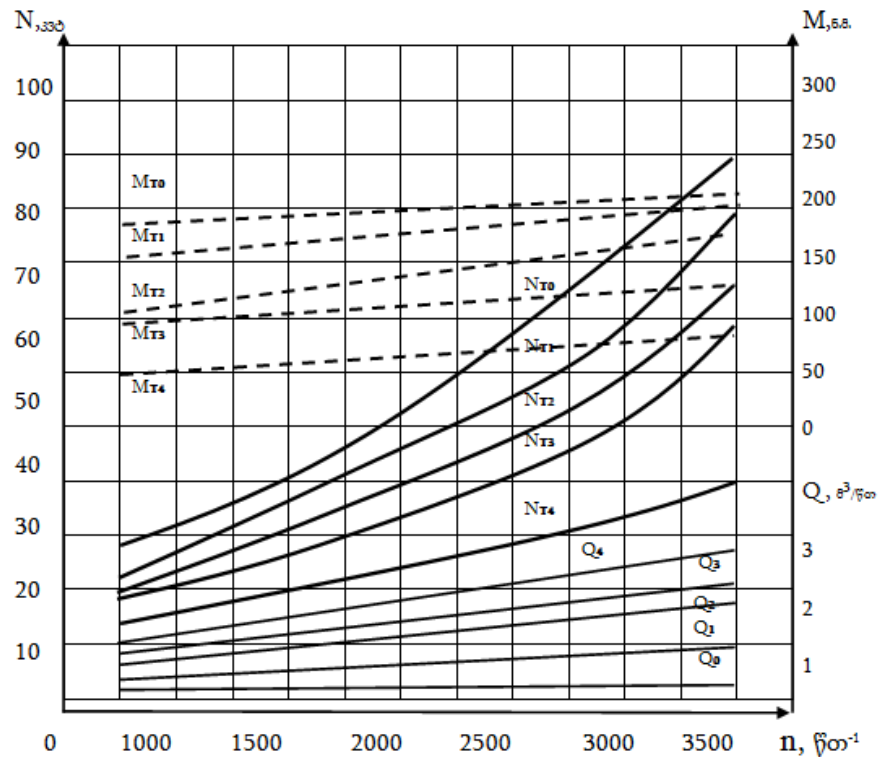
სიმაღლე ზღვის დონიდან, მ	ატმოსფერული წნევა კგ/სმ <sup>2</sup>	$\mu = P_h / P_0$	წნევა კუმშვის ტაქტის ბოლოს ბენზინის ძრავას ცილინდრში, კგ/სმ <sup>2</sup>	წნევა კუმშვის ტაქტის ბოლოს დიზელის ძრავას ცილინდრში, კგ/სმ <sup>2</sup>
0	1,033	1,000	11	34
1000	0,919	0,8870	9,76	30,16
2000	0,811	0,7845	8,6	26,7
3000	0,715	0,6918	7,6	23,46
4000	0,628	0,6078	6,68	20,74



ნახ. 7. ახალი სისტემის ძრავული მუხრუჭის ცილინდრში წნევის ცვალებადობის დიაგრამა (ოსციოლოგრამა)

ავტომობილის პნევმოსისტემების (პნევმო-გამაძლიერებლები, პნევმო-მუხრუჭი და ა.შ.) შეკუმშული ჰაერით უზრუნველყოფისათვის. უკანასკნელი ასევე უზრუნველყოფს კომპრესორის მუშაობისათვის საჭირო ენერგეტიკული დანახარჯების შემცირებას. შესაბამისად, ჩატარდა ახალი ძრავული მუხრუჭის კომპრესორული შესაძლებლობის გამოკვლევა.

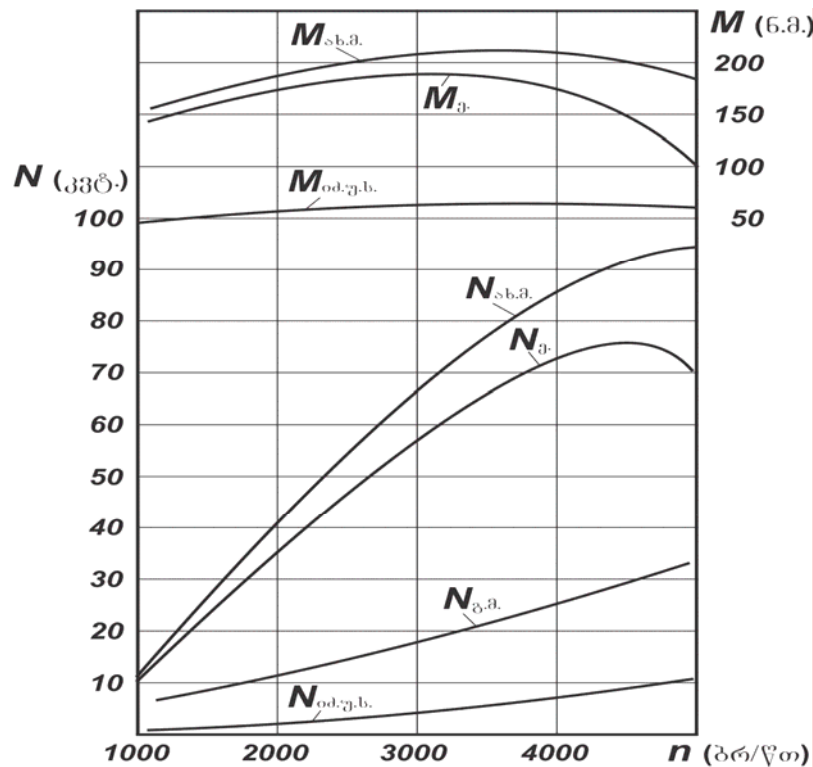
როგორც ექსპერიმენტების შედეგებიდან ჩანს (ნახ. 8) ძრავული მუხრუჭის მუშაობისას კომპრესორის რეჟიმში (მრუდებით იდექსებით 2-5), ასევე ვითარდება სამუხრუჭო სიმძლავრეც და განაპირობებს ძრავული მუხრუჭის გარკვეულ სამუხრუჭო ეფექტიანობას.



ნახ. 8. ახალი ძრავული მუხრუჭის სამუხრუჭო და კომპრესირული მახასიათებლები, ანუ სამუხრუჭო სიმძლავრის  $N_a$ , მარბუნე მომენტის  $M_a$  და რესივერიდან გაშვებული შეკუმშული ჰაერის რაოდენობის  $Q$  დამოკიდებულება რესივერში ჰაერის წნევისაგან  $P$ : ინდექსები 1, 2, 3, 4 და 5 შეესაბამება წნევებს  $P=0; 0,2; \dots, 0,4; 0,6$  და  $0,8$  მპა.

შესაბამისად, რესივერიდან გამოშვებული შეკუმშული ჰაერის რაოდენობის რეგულირებით, შესაძლებელია ახალი ძრავული მუხრუჭის სამუხრუჭო და კომპრესორულ ეფექტიანობათა ერთდროული რეგულირება, საექსპლუატაციო (საგზაო) პირობებისგან და შეკუმშულ ჰაერზე ავტომობილის პნევმატიკურ მოწყობილობათა მოთხოვნებისგან დამოკიდებულებით.

განხორციილდა აგრეთვე ახალი კონსტრუქციის გამომშვები მუხრუჭი-შენიშვნით აღჭურვილი ბენზინზე მომუშავე ძრავას სამუხრუჭო თვისებების კვლევა. კვლევის ობიექტი იყო „ზმზ-4061-10“ მარკის ბენზინული ძრავა, რომლითაც „გაზელის“ ტიპის მინიბუსია აღჭურვილი.



ნახ. 9. „ზმზ-4061.10“ მარკის ბენზინიან ძრავას იძულებითი უქმი სვლის რეჟიმის სიმძრავრის  $N_{od.უ.ს.}$ , გამბოლქვი მუხრუჭით მუშაობისას სამუხრუჭო სიმძლავრის  $N_{g.ა.}$ , ეფექტური სიმძლავრისა  $N_z$  და ახალი სისტემით აღჭურვილი სამუხრუჭო სიმძლავრის  $N_{sb}$  ცვალილებადობა ძრავას მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირისაგან დამოკიდებულებით.

როგორც თეორიული და ექსპერიმენტალური კვლევის შედეგების შედარებამ გვიჩვენა, ზემოთ წარმოდგენილი თეორიული მეთოდით ჩატარებული ანგარიშის შედეგები ახლოს დგას ექსპერიმენტით მიღებულთან და ადეკვატურად ასახავს შიგაწვის ძრავში მიმდინარე რთულ პროცესებს.

აღნიშნულმა საშუალება მოგვცა ბენზინიანი ძრავას სამუხრუჭო თვისებები საკმაო სიზუსტით შეგვესწავლა ძვირადღირებული ექსპერიმენტების ჩატარების გარეშე. მათემატიკურ მოდელში გათვალისწინებულ იქნა „ზმზ4061.10“ მარკის ძრავას კონსტრუქციული პარამეტრები.

ნახ. 9-ზე წარმოდგენილია „ზმზ-4061.10“ ძრავას შედარებითი სამუხრუჭო მახასიათებლები. საიდანაც ჩანს, რომ 110 კვტ მაქსიმალური ეფექტური სიმძლავრის მქონე ძრავას მაქსიმალური სამუხრუჭო სიმძლავრე იძულებით უქმ სვლაზე  $n=4500$  ბრ/წთ-ის დროს შეადგენს 9 კვტ-ს, არსებული გამომშვები მუხრუჭი-შემანელებლით - 30 კვტ-ს, ხოლო ახლით კი - 90 კვტ-ს. ამრიგად, ძრავას მაქსიმალური სამუხრუჭო სიმძლავრე ახალი სისტემის მუხრუჭით შეადგენს ძრავას ეფექტური სიმძლავრის 120 %-ს, არსებული გამომშვები მუხრუჭით კი 40 %-ს. ამ გამოკვლევების შედეგები გვიჩვენებს, რომ დიზელის ძრავასთან შედარებით ნაკლები სამუხრუჭო ეფექტია მიღებული, რაც განპირობებულია ბენზინის ძრავისათვის დამახასიათებელი დაბალი კუმშვის ხარისხით. (ზმზ-ს ტიპის ძრავისათვის  $\epsilon=8$ , ხოლო ფორდის დიზელისათვის  $\epsilon=19$ ). ამგვარად, ახალი სამუხრუჭო სისტემა თავისი სამუხრუჭო ეფექტიანობით მნიშვნელოვნად სჯობია არსებულ სხვადასხვა ფორმების სამუხრუჭო სისტემებს, როგორებიცაა: „კრუპის“, „ჯეკობსის“, „დინდტარდის“, „ეტიკერის“ და სხვა.

დადგენილია, რომ გამომშვები რესივერის მოცულობის ზრდასთან ერთად საშუალო წნევის სიდიდე  $P_{კ}$  მატულობს და შესაბამისად იზრდება სამუხრუჭო სიმძლავრე, რაც გამოწვეულია გაზრდილი მოცულობის რესივერში წნევის პულსაციების შემცირებით. ეს შეიძლება საფუძვლად



დაედოს რესივერის ოპტიმალური მოცულობის შერჩევას, რამდენადაც ძრავას სამუხრუჭო სიმძლავრე, მისი ახალი გამომშვები-სამუხრუჭო სისტემით მუშაობისას, მნიშვნელოვნად დამოკიდებული აღმოჩნდა გამომშვები რესივერის მოცულობაზე.

ბოლოს განხორციელდა ახალი ძრავული მუხრუჭების გამოყენების ეკოლოგიური ეფექტიანობის შეფასება. მინიბუსი „ფორდ ტრანზიტი“ მარკის დიზელის ძრავის ეკოლოგიურობა გამოკვლეული იქნა მისი გამოცდის დროს ელექტრო-ბალანსირულ სტენდაზე.

როგორც ცხრ. 2.-ის მონაცემებიდან ჩანს, „ფორდ-ტრანზიტი“ მარკის დიზელის ძრავა, საავტობუსო მარშრუტებზე მოძრაობისას, მნიშვნელოვნად აბინძურებს გარემოს. ეს უარყოფითი ეფექტი მით უფრო იმატებს მთაგორიან გზებზე ძრავას დაუმყარებელი მუშაობისას და ზღვის დონიდან 2-4 ათასი მეტრის სიმაღლეზე განლაგებულ გზებზე ექსპლუატაციის დროს, ჰაერის (ჟანგბადის) გაიშვიათების გამო.

ცხრილი 2.

არაეკოლოგიური კომპონენტების შემცველობა „ფორდ-ტრანზიტი“ მარკის დიზელის ძრავას გამონაბოლქვ აირებში

ძრავას მარკა	კომპონენტების შემცველობა გამონაბოლქვში				
	CO, %	CO <sub>2</sub> , %	C <sub>M</sub> H <sub>n</sub> , ppm	NO <sub>x</sub> , ppm	C, ბომ. ერთ.
„ფორდ ტრანზიტი“	n=1500 წთ <sup>-1</sup> -ს.				
	0,015	7,4	27,3	669	2,8
	n=2000 წთ <sup>-1</sup> -ს.				
	0,019	8,1	28,7	673	3,0

ამასთან, გასათვალისწინებელია, რომ აღნიშნული ფაქტორები საკმარისად დიდი მასშტაბებითაა წარმოდგენილი საქართველოს საავტობუსო გზებზე.

კერძოდ, 125 ათას კილომეტრზე მეტი სიგრძის სამარშრუტო ქსელის 60%-ი ბორცვიან და სამთო გზებზე გადის, რომელთა ქანობების საშუალოდ 30%, ცხადია, დადმართებს წარმოადგენს, ხოლო ზღვის დონიდან 500-2000 მეტრის სიმაღლეზე განლაგებულ სამთო გზებზე საწვავის საგზაო ხარჯი 10-25% -ით მეტია, ვიდრე ვაკის ტიპის გზებზე.

ამგვარად, მინიბუსის ახალი ძრავული გამომშვები მუხრუჭი-შემანელებლების სრულყოფილად გამოყენების შემთხვევაში, როცა მინიბუსი მოძრაობს დადმართზე და ამ დროს ძრავას საწვავი არ მიეწოდება, დიდი ალბათობითაა შესაძლებელი, რომ მინიბუსებისთვის საწვავის საგზაო ხარჯი 25-30%-ით შემცირდეს, რაც განაპირობებს მინიბუსების მიერ ატმოსფეროში გამოზოლქვილი არაეკოლოგიური კომპონენტების ჯამური რაოდენობის იგივე სიდიდით შემცირებას. თბილისიდან გამავალი 41საქალაქთაშორისო მარშრუტის მაგალითზე ეს ნიშნავს ერთ წელიწადში გამოყოფილი CO, C<sub>M</sub>H<sub>n</sub>,NO<sub>x</sub> და C-ს ჯამური რაოდენობის, შემცირებას საშუალოდ 25-30%-ით, ანუ ავტობუსების და მინიბუსების რაოდენობათა თანაფარდობისას  $59/264=0,22$  და  $79/48=1,6$ , შესაბამისად, საშუალოდ 33 და 21 ტონით.

აღნიშნული დასკვნა კონცეპტუალური ხასიათისაა და, გარკვეული ალბათობით, მისი განზოგადება შეიძლება საქართველოს მინიბუსების თითქმის მთელი პარკისთვის.

## ძირითადი დასკვნები

1. ჩამოყალიბებულია მეცნიერულად დასაბუთებული მეთოდების ერთობლიობა, დამყარებული თეორიული და ექსპერიმენტული კვლევების შედეგებზე, რომლის რეალიზება უზრუნველყოფს საქართველოს საგზაო პირობებში მინიბუსების მოძრაობის და ეკოლოგიური უსაფრთხოების მნიშვნელოვან ამაღლებას, ძრავული გამშვები მუხრუჭი-შემანელებლების გამოყენებით.

2. ექსპერიმენტული და თეორიული გამოკვლევების შედეგების ანალიზის საფუძველზე, დადგენილია, რომ საქართველოს საავტობუსო მარშრუტების 60%-ზე მეტი მთაგორიან გზებზე გადის, სადაც აღმართ-დაღმართები საშუალოდ 30-50%-ის ზღვრებშია, ხოლო მათი განლაგება ზღვის დონიდან 4000 მეტრს აღწევს. ეს, ჯამში განაპირობებს (დაღმართებზე მოძრაობისას, სამუხრუჭო წყვილების გადახურების გამო) ავტომობილების (მინიბუსების) სამუხრუჭო ეფექტიანობის შემცირებას და (ზღვის დონიდან სიმაღლის გაზრდისას) საწვავის ხარჯის გაზრდას. შესაბამისად, დადასტურებულია ასეთ საგზაო პირობებში მოძრაობისას ძრავული მუხრუჭ-შემანელებლის გამოყენების აუცილებლობა, რაც განაპირობებს მნიშვნელოვან ეფექტებს მოძრაობისა და ეკოლოგიური უსაფრთხოების თვლსაზრისით.

3. არსებული ძრავული მუხრუჭების სამუშაო პროცესის ანალიზით დადგენილია, რომ საჭირო სამუხრუჭო ეფექტიანობის მისაღწევად, საჭიროა მათი სიმძლავრის ზღვრული ფორსირება, რისთვისაც დღეისათვის ყველაზე პრესპექტულია გამომშვები მუხრუჭის სამუშაო პროცესის რეალიზება, რომელშიც გამომშვები სარქველების თვითგადების ლიკვიდაციის საშუალებით, შესაძლებელია გამომშვების ტაქტის დროს წინაღი წნევის მაქსიმალური გაზრდა.

4. მე-3 დასკვნის შესაბამისად, განხორციელდა „ფორდ ტრანზიტის“ მარკის დიზელის და „გაზელის“ მარკის ბენზინზე მომუშავე ძრავების ბაზაზე ახალი ძრავული გამომშვები მუხრუჭ-

შემანელებლისკონსტრუქციების დამუშავება, რომელთა შემდგომი სრულყოფა მოხდა გამომშვები სარქველების თვითგაღების სალიკვიდაციო მოწყობილობის გამოყენებით. იგი საბაზო ძრავების კომპრესიული შესაძლებლობების სრული რეალიზების, ე.ი. გამომშვების წნევის კუმშვის მაქსიმალურ წნევამდე გაზრდის საშუალებას იძლევა.

5. ახალი ძრავული მუხრუჭის სამუშაო პროცესის აღწერისათვის, შედგენილია დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემა, რომელიც აღწერს ერთდროულად ცილინდრსა და გამომშვებ რესივერში მიმდინარე ურთიერთ დაკავშირებული პროცესების ერთობლიობას და მუშა სხეულის მდგომარეობის მიმდინარე პარამეტრების და ძრავას მუშაობის სამუხრუჭო მაჩვენებლების განსაზღვრის საშუალებას იძლევა. შესაბამისად, მიღებული თეორიული ინდიკატორული დიაგრამის შედარება ექსპერიმენტულთან, ადასტურებს თეორიული გაანგარიშების შერჩეული მეთოდის სისწორეს, სიზუსტეს და მუხრუჭი-შემანელებლის მაღალ სამუხრუჭო ეფექტიანობას.

6. სასტენდო გამოცდების შედეგად, დადგენილია, რომ "ფორდ ტრანზიტის" მარკის ძრავას ბაზაზე დამუშავებული ახალი ძრავული გამშვები მუხრუჭი-შემანელებლის სამუხრუჭო სიმძლავრე (გამშვები სარქველების თვითგაღების აღმკვეთი მოწყობილობების გამოყენებისას), 3500ბრ/წთ-ის სიხშირის დროს, 1,5-ჯერ აღემატება საბაზო ძრავის ეფექტური სიმძლავრის სიდიდეს.

7. დადგენილია, რომ, როგორც ბენზინიანი ძრავისთვის, ასევე დიზელისათვის, მიუხედავად ზღვის დონიდან სიმაღლის მიხედვით გარეშე წნევის ვარდნისა, ახალი სისტემის ძრავული მუხრუჭის ცილინდრში კუმშვის ბოლოს წნევა მაინც საკმაოდ მაღალ მნიშვნელობებს ინარჩუნებს, რის გამოც, ძრავული მუხრუჭის ეფექტიანობა ნაკლებად იქნება დამოკიდებული ზღვის დონიდან სიმაღლეზე.

8. ექსპერიმენტებით დადგენილია, რომ ახალი ძრავული გამშვები მუხრუჭი-შემანელებლის რესივერიდან გამომშვებული შეკუმშული ჰაერის რაოდენობის რეგულირებით, შესაძლებელია სამუხრუჭო და

კომპრესორულ ეფექტიანობათა ერთდროული რეგულირება (საგზაო პირობებისაგან და შეკუმშულ ჰაერზე ავტომობილის პნევმატიკურ მოწყობილობათა მოთხოვნებისგან დამოკიდებულებით).

9. კონცეპტუალურადაა დადგენილი, რომ ახალი ძრავული მუხრუჭი-შემანელებლის გამოყენებას (რამდენადაც ამ დროს ძრავს საწვავი არ მიეწოდება) თან ახლავს მნიშვნელოვანი ეკოლოგიური ეფექტი, რაც, მაგალითად, თბილისიდან გამავალ 41 საქალაქთაშორისო მარშრუტთან მიმართებაში ნიშნავს- ერთ წელიწადში გამოყოფილი CO, CmHn, NOx და C-ს ჯამური რაოდენობის შემცირებას საშუალოდ 25-30%-ით, ანუ ავტობუსების და მინიბუსების რაოდენობათა თანაფარდობისას- $59/264=0,22$  და  $79/48=1,6$  შესაბამისად, საშუალოდ 33 და 21 ტონით.

დისერტაციის ძირითადი შინაარსი ასახულია შემდეგ პუბლიკაციებში:

1. Natriashvili T., Demetrashvili R., Begiashvili M. The results of theoretical and experimental researches into improved design of the mountain engine brake. Сборник трудов XI международной научно-технической конференции. Израил, 2. Эилат, 2013, с.3-5;

2. ვ. ხარიტონაშვილი, მ. ბეგიაშვილი. ავტოსატრანსპორტო საშუალების საკონტროლოდ ვარგისიანობის გაზრდის შესახებ. საქართველოს საავტომობილო-საგზაო ინსტიტუტის შრომები, N3, თბილისი, 2009, გვ. 67-73;

3. მ. ბენ ხაიმი. ჯ. იოსებიძე, გ. აბრამიშვილი, მ. ბეგიაშვილი. ქ. თბილისში ავტოსატრანსპორტით შექმნილი ეკოლოგიური პრობლემების შემცირების გზები. საქართველოს საავტომობილო-საგზაო ინსტიტუტის შრომები, N4. თბილისი, 2009, გვ. 78-82;

4. გ. აბრამიშვილი, თ. ნატრიაშვილი, რ. დემეტრაშვილი, მ. ბეგიაშვილი. საავტომობილო ძრავას სამუხრუჭო სიმძლავრის რეგულირების საკითხები. „ნოვაცია“, № 13, ქუთაისი, 2014, გვ. 206-212;

5. ო. გელაშვილი, ჯ. იოსებიძე, მ. ბეგიაშვილი, მ. ხვედელიძე, გ. თედორაძე. საქართველოს საგზაო პირობებში მინიბუსებზე ძრავული მუხრუჭ-შემანელებლის გამოყენების აქტუალურობა. “ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა“, სტუ' თბილისი, 2014, გვ. 5-12;

## Abstract

Increase of automobile safety on a world scale is a very actual problem. This problem is also very important for our country, because for different qualities of transport of other types, also for peculiarities of Georgian geographical location and relief, it has a leading place in the sphere of transportation of goods and passengers. Correspondingly, the level of social-economic development of the country greatly depends on its effective and safe functioning.

The aim of the work is development of the procedure complex to rise automobile safety in Georgia.

In Georgian road conditions the rise of actuality of automobiles brake exploitation properties is prompted by the following real conditions: in Georgia from 2004 to 2008 the number of road transport incidents increased from 2936 to 6015, but for 2011 year decreased to 4485, that is a very dangerous number, as at that time in the total died 5439 men (i.e. average 680 men a year), and 55633 persons were damaged. Material losses of Georgian whole inner products is 1-3%.

From Georgian moving transport means "Minibuses" are the least studied, number of which is more than 7 000 and today they intensively move in the most bus route nets. Correspondingly, relative to minibuses the working out of the dissertation theme is expedient and in time. It is clear that the study of minibuses motion and ecological safety is impossible without foreseeing road conditions, where they are subjected to exploitation.

Necessity to increase braking efficiency of minibuses first of all is caused by their exploitation conditions at motion on mountain and hill roads at which greatly increases power loading of the brake mechanisms and correspondingly decreases their reliability.

The effective method to increase electric capacitance of the automobile brake system is engine braking, for it are used so called motor brakes.

The use of engine by the engine ensures to keep braking efficiency in high energy load conditions as it absorbs the great part of automobile kinetic energy.

Proceeding from analysis of literature data results, in the scientific research part of the work is considered the one of the most actual measures to rise motion safety in Georgian road conditions – the use of engine brake-retarders operating on Diesel and petrol engine and study of improving methods of their braking efficiency as theoretical and experimental researches.

For minibuses operating on the base of Diesel and petrol engines is created a new construction of outlet brake-retarders, namely on the base of motor engine of "Ford Transit" brand was worked up the test outlet brake-retarder construction, the device excluding self-opening of the outlet valve.

In order to reach maximum efficiency of a new testing engine brake, by means of mathematical model is theoretically studied its working process, that theoretically describes the influence of brake-retarder constructive parameters on its operation and by it on brake efficiency, that for purpose setting of the mentioned parameters gives possibility for optimization.

For modeling of common braking cycle is used the analysis of the thermodynamic method, that in contrast to aerodynamic methods, is widely used to study analogous problems.

On the base of the diesel engine of the minibus of “Ford Transit” brand is developed a test motor brake equipped with excluding devices of the pipeline closing and outlet valves. Experimental researches were carried out on the electro-balancing stand with the use of well-known stand testing methods of internal combustion engines.

As a result of experimental research is stated sharp rise of the Diesel brake horsepower at the use of valve self-opening liquidation devices, during 3500 rd/ min, engine brake horsepower is 15 times more than the value of effective horsepower.

On the base of analysis is stated that for such high brake horsepower became actual the problem of its control because of the automobile exploitation conditions and regime. As increase of brake horsepower at the use of new devices

ix

depends on sharp rise of pressure in the passing manifold, it is logical to realize its decrease by lowering pressure in the inlet manifold, that can be reached from the engine outlet collector, if it is necessary, by passing compressed air to the atmosphere.

Because of considerable rather high values of engine brake horsepower of the motor brakes and big resource of brake efficiency, it is expediency parallel to operation in brake regime, to use its higher power as a compressor function, that is sometimes necessary for providing automobile pneumatic systems with compressed air. The last also provides lowering of energetic consumptions for operation of the compressor.

Analytically is considered and studied the minibus petrol engine brake qualities and the ways of its increase.

In the last chapter of dissertation is considered ecology of the minibus diesel engine of “Ford Transit” brand. It is stated that in case of full use of the minibus new engine outlet brake-retarder, for minibuses on inter-town routes the fuel road consumption should be reduced that will provide in atmosphere the reduction of total quantity of exhausted non-ecological components of the same value.

On the base of realized researches was worked out the measurements complex that will ensure the increase of automobile safety in Georgia and, helps to reduce road incidents and improve ecological situation.