

**ნიკოლოზ ჯავშანაშვილი**

**განახლებადი ენერჯის წყაროების პოტენციალის გარდაქმნისა  
და აკუმულაციის კომპლექსური მეთოდის შემუშავება**

წარდგენილია დოქტორის აკადემიური ხარისხის  
მოსაპოვებლად

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი  
თბილისი, 0175, საქართველო  
ივნისი, 2014 წელი

© საავტორო უფლება ნიკოლოზ ჯავშანაშვილი, 2014 წელი

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

ენერგეტიკისა და ტელეკომუნიკაციის ფაკულტეტი

ჩვენ, ქვემოთ ხელისმომწერი ვადასტურებთ, რომ გავეცანით ჯავშანაშვილი ნიკოლოზის მიერ შესრულებულ სადისერტაციო ნაშრომს დასახელებით: „განახლებადი ენერჯის წყაროების პოტენციალის გარდაქმნისა და აკუმულაციის კომპლექსური მეთოდის შემუშავება“ და ვაძლევთ რეკომენდაციას საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის ენერგეტიკისა და ტელეკომუნიკაციის ფაკულტეტის სადისერტაციო საბჭოში მის განხილვას დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად.

თარიღი

ხელმძღვანელი: ნოდარ ქევხიშვილი

რეცენზენტი: ომარ კილურაძე

რეცენზენტი: თენგიზ მაგრაქველიძე

რეცენზენტი:

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

2014 წელი

ავტორი:	ჯავშანაშვილი ნიკოლოზ
დასახელება:	განახლებადი ენერჯის წყაროების პოტენციალის გარდაქმნისა და აკუმულაციის კომპლექსური მეთოდის შემუშავება
ფაკულტეტი :	ენერგეტიკისა და ტელეკომუნიკაციის
აკადემიური ხარისხი:	დოქტორი
სხდომა ჩატარდა:	თარიღი

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

---

ავტორის ხელმოწერა

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

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

ემღვნება ჩემს ბებიას ეკატერინე ძაძამიას, რომელიც დაბადებიდან  
პროფესორს მეძახდა.

## რეზიუმე

გლობალურ პრობლემებს შორის, რომელიც დღეს მსოფლიოს წინაშე დგას და მოითხოვს სწრაფ გადაწყვეტას, განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია ბუნებრივი რესურსების შემცირების შედეგად გამოწვეული ენერგეტიკული კრიზისი და გარემოს ეკოლოგიური დაზიანება. ამდენად, წინა პლანზე დგება ისეთი ახალი ტექნოლოგიების შექმნა, რომლებიც ეფექტურად გამოიყენებენ განახლებად წყაროებს და ამავე დროს არ დააზიანებენ გარემოს.

ეკოლოგიური და ენერგეტიკული პრობლემების გადაწყვეტის კუთხით ერთ-ერთ ყველაზე პერსპექტიულ მიმართულებად შეიძლება ჩაითვალოს ენერგოგარდამქმნელი სისტემების დამუშავება და დანერგვა სტირლინგის ციკლით მომუშავე თბური ძრავის ბაზაზე. ამ მიმართულებით კვლევები მიმდინარეობს მსოფლიოს ისეთ წამყვან სამეცნიერო ცენტრებში, როგორებიცაა: Worcester Polytechnic Institute, Worcester, MA, USA; Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM, USA; Lewis Research Center, Cleveland, OH, USA; Mechanical Engineering California State Polytechnic University, Pomona, CA, USA და სხვა.

კვლევის მიზანია მზის მაქსიმალური ინტენსივობის პერიოდში თბური ენერჯის გარდაქმნა და დაგროვება ისეთ ფორმაში, რომელსაც ექნება, როგორც დაგროვილი ენერჯის მაღალი კუთრი სიმკვრივე, ასევე ხანგრძლივად შენახვის პერიოდი. კერძოდ, თბური ენერჯის ხარჯზე მოხდება მზის კოლექტორების კონტურში ცირკულირებადი თბომტარის გაცხელება  $200\pm 300^{\circ}\text{C}$  ტემპერატურამდე, მისი შემდგომი გამოყენებით სტირლინგის ძრავის კვების წყაროდ და სტირლინგის ძრავის მიერ მიღებული ენერჯის აკუმულაცია ხანგრძლივი პერიოდით.

სტირლინგის ძრავი არის უნიკალური თბური მანქანა იმდენად, რამდენადაც მას გააჩნია მაღალი თერმოდინამიკური ეფექტურობა და ყველაზე ეკოლოგიურია სხვა ძრავებთან შედარებით. სტირლინგის ძრავის გამორჩეულობა სხვა ძრავებთან შედარებით არის აგრეთვე მისი უნივერსალურობა თბური ენერჯის წყაროს გამოყენების თვალსაზრისით. ეს წყარო შეიძლება იყოს ნებისმიერი თბური ენერჯია შესაბამისი ტემპერატურით, როგორცაა მაგალითად – მზის ენერჯია, აკუმულირებული თბური ენერჯია, წვის პროდუქტების ენერჯია და ა.შ.

ამჟამად შემუშავებულია დიდი რაოდენობით სტირლინგის ძრავის სქემები და ცალკეული კვანძების კონსტრუქციები. იმისათვის, რომ მანქანის ზომები მოცემულ სიმძლავრეზე იყოს მისაღები და მუშა სხეულის გარე და შიგა თბოცვლა განხორციელდეს ეფექტურად, საჭიროა ციკლის საშუალო წნევა იყოს ატმოსფერულზე მნიშვნელოვნად მაღალი. ასეთი მაღალი წნევები კი წარმოშობს სპეციფიკურ პრობლემებს, რომლებიც დაკავშირებულია:

- მუშა სხეულის ჰერმეტიზაციასთან;

– მაღალტემპერატურული თბომცვლელის (გამახურებლის) კონსტრუქციულ დამაბულობასთან.

ჩვენს მიერ შემოთავაზებულ ენერჯის გარდამქმნელ სისტემაში არ იქნება გამოყენებული სპეციალური ძვირადღირებული და ტექნიკურად რთული მზის კონცენტრატორი, მის ფოკუსში განლაგებული სტირლინგის ძრავით. ასეთი შეთანწყობა არა სასურველია მთელი კონსტრუქციის გართულების გამო. გარდა ამისა, თვით კონცენტრატორი სამოდრაოდ მოითხოვს დამოუკიდებელი ამძრავით აღჭურვას.

სხვადასხვა ქვეყნებში თანამედროვე მაღალეფექტური სტირლინგის ძრავის შექმნის გამოცდილება გვიჩვენებს, რომ მუშა პროცესების ზუსტი მათემატიკური მოდელებისა და ძირითადი კვანძების ოპტიმალური კონსტრუქციების შექმნის გარეშე საცდელი მანქანების დაყვანა შეიძლება გაიწელოს მრავალწლიან ექსპერიმენტალურ კვლევებში. ამჟამად დასავლური ფირმები, რომლებიც ამ სფეროში მუშაობენ, ძირითადად ეყრდნობიან საკუთარ თეორიულ და ექსპერიმენტალურ კვლევების შედეგებს.

ცალკეული კვანძების კონსტრუქციული შესრულების სირთულეები (შემჭიდროების პრობლემები, სიმძლავრის რეგულირება და ა.შ.) დამოკიდებულია გამოყენებულ მუშა სხეულის თვისებებზე. მაგალითად ჰელიუმის მუშა სხეულად გამოყენება მნიშვნელოვნად ამკაცრებს მოთხოვნებს მაღალი ჰერმეტიკობისადმი. პრობლემატურია ძრავებში გამოყენებული მაღალტემპერატურული თბომცვლელის (გამახურებლის) მასალების და მათი შედუღების საკითხების გადაწყვეტა. ცალკე საკითხია რეგენერატორის შესრულების პრობლემა, რომელსაც უნდა ჰქონდეს მცირე ჰიდრავლიკური წინაღობა და მეორეს მხრივ მაღალი სითბოტევადობა მცირე მკვდარი მოცულობით.

ძრავის შექმნისას გამოყენებული იქნება თხევად ლითონიანი დგუშები, რაც მნიშვნელოვნად ამარტივებს და აიაფებს ძრავის შექმნას. თხევადი დგუში არ საჭიროებს ცილინდრების დიდი სიზუსტით დამზადებას, რაც მას მნიშვნელოვან უპირატესობას ანიჭებს კლასიკურ მყარ დგუშიან სტირლინგის ძრავებთან შედარებით. ნებისმიერ ვარიანტში ძრავის შესრულებისას საჭიროა მინიმალური ღრეჩოთი დგუშის მორგება ცილინდრში, რათა მუშა სხეულის გადაპარვები ერთი არიდან მეორეში მაქსიმალურად შემცირდეს. ამ მოთხოვნებს, მაღალი ტემპერატურის მქონე ცილინდრის შემთხვევაში მივყევართ სერიოზულ პრობლემებთან. თხევადი დგუშის გამოყენების კიდევ ერთი უპირატესობა განსაკუთრებით მაღალტემპერატურულ თბომცვლელში ის გახლავთ, რომ დგუში მოძრაობისას მთლიანად ავსებს თბომცვლელში არსებულ ღრეჩოებს და შესაბამისად მკვდარი მოცულობები ამ არეებში არ გაგვარჩნია. მკვდარი მოცულობები რჩება მხოლოდ რეგენერატორში. გარდა ამისა, სითხის გაზთან (მუშა სხეულთან) კონტაქტისას ხორციელდება თბოცვლის ინტენსიფიკაცია კონტაქტური თბოცვლის ხარჯზე, შესაბამისად კუმშვისა

და გაფართოების პროცესები მიმდინარეობს მაქსიმალურად იზოთერმულად.

ჩვენი აზრით, ძრავთან კომპლექსში კარგად იქნება შეთანწყობილი წყლის ელექტროლიზით წყალბადის მიღება და მისი შემდგომი გამოყენება სხვადასხვა დანიშნულებით. რა თქმა უნდა თვით ელექტროლიზის პროცესი დასახვეწია და საჭიროა მისი ეკონომიურობის ამაღლება, რაც ცალკე კვლევის თემაა. მიუხედავად დაბალი ეკონომიურობისა, ეს მეთოდი იმითაა მიმზიდველი, რომ ენერჯის აკუმულაცია არ არის დამოკიდებული გამომუშავებული ენერჯის პარამეტრებზე, აქვს დაგროვილი ენერჯის მაღალი კუთრი სიმკვრივე (წყალბადის სახით-  $H_2$ , თბოუნარიანობით 10800 კჯ/მ<sup>3</sup>) და გააჩნია ხანგრძლივად შენახვის შესაძლებლობა. მიღებული წყალბადი შემდგომ შეიძლება აკუმულირებული იქნას ბუნებრივი აირის მაგისტრალეებში არსებულ აირებთან შერევით ან გარდაიქმნას ელექტროენერჯიაში სითბური ელემენტების გამოყენებით საავტომობილო ტრანსპორტში.

ამდენად, ასეთი მანქანების წარმატებული განხორციელებისათვის საჭიროა, როგორც მაღალი მეცნიერული დონის კვლევები, ასევე მეცნიერებატევადი თანამედროვე ტექნოლოგიების გამოყენება. ამ მიმართულებით ჩატარებულმა კვლევებმა მნიშვნელოვანი ბიძგი უნდა მისცეს უფრო ფართო მასშტაბით იმ უზარმაზარი ენერჯის სასარგებლოდ გამოყენებას, რომელიც მზის აქტიური რადიაციის პერიოდში გაგვაჩნია. მთლიანად სისტემა უნდა იყოს მარტივი და იაფი ელემენტებისაგან შემდგარი ხანგრძლივი გამოყენების რესურსით.

## Abstract

Energy crisis and environmental pollution caused by reduction of natural resources is the most urgent problem among the global problems that the world is facing now and that needs prompt solution. Thus, the priority issue now is designing such new technologies which will effectively use renewable sources and at the same time will not pollute the environment.

Development of energy conversion systems and their introduction on the basis of Sterling thermal engines may be considered as one of the most perspective directions for solving the ecological and energy problems. In this direction active is carried out in the following centers: Worcester Polytechnic Institute, Worcester, MA, USA; Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM, USA; Lewis Research Center, Cleveland, OH, USA; Mechanical Engineering California State Politechnic University, Pomona, CA, USA, etc.

The objective of the study is conversion and accumulation of heat power during maximum solar intensity period in such a form which will have high specific density of the accumulated energy and long storage period.

In particular, the heat conductor circulating in solar collector loop will be heated up to the temperature of 200÷300°C on the account of the heat energy and then used as the energy source for Stirling engine, and the energy obtained by Stirling engine will be stored for a long period.

Stirling engine is the unique heat engine as it has high thermal-dynamic effectiveness and is the most ecologically clean engine among the other engines. Stirling engine is also specific due to its universality to use the source of the heat energy. This source can be any heat energy with respective temperature, for instance solar energy, accumulated heat energy, combustion product energy, etc.

Currently, numerous Stirling engine designs and the structures of particular units are developed. In order for the engine dimensions to be acceptable at given capacity and outside and inside heat transfer of the actuating medium to be effective, it is necessary that the average pressure of the cycle to be significantly higher than atmospheric. Such high pressures create specific problems which are associated with:

- sealing of the actuating medium
- design stress of the high temperature heat exchanger (heater)

Special expensive and technically complicated solar concentrator with Stirling engine located in its focal point will not be used in the energy conversion system proposed by us. Such a combination is not desirable to avoid the complication of the entire structure. Besides, the concentrator itself needs to be equipped with an independent drive for moving purposes.

While creation of an engine, liquid-metal pistons will be used that significantly simplifies and makes cheaper creation of an engine. Liquid piston does not need precision manufacturing of cylinders that gives significant preference compared to common hard-piston Stirling engines. In any version, at engine



functioning, it is necessary to set a piston in a cylinder with minimum spacing to reduce as much as possible passing of actuating medium from one area to another. These requests bring us to the serious problems in case of high temperature cylinder. The conducted experiments have shown one more big preference of liquid piston usage especially in high temperature heat exchanger. At movement, a piston completely fills existed in heat exchanger gaps and accordingly, there are no dead volumes in these areas. Dead volumes stay only in regenerators. Besides, at contacting liquid with gas (actuating medium), heat exchange intensification is carried out at the expense of contact heat exchange. Accordingly, compression and expansion processes are going maximum isothermally.

Obtaining hydrogen with water electrolysis and its further use for various purposes will be very well used in complex with the engine. Of course, the electrolysis process itself needs perfection and its efficiency should be improved too, that is the subject of a separate study. Regardless of the low efficiency, this method is attractive because accumulation of energy does not depend on the parameters of generated energy, has high specific density of the accumulated energy (in form of hydrogen – H<sub>2</sub>, with heat capacity 10800 kJ/m<sup>3</sup>) and long-term storage capability. Further, the obtained hydrogen can be accumulated in natural gas lines being mixed with existed gases or can be converted into the electric power by using of thermal elements in vehicles.

The studies run in this direction should stimulate the wide use of huge energy which we have during active solar radiation period. The entire system should compose of simple and cheap elements having long life.

We believe that the results obtained as a result of implementing the project will significantly contribute to the wide development of the potential of the renewable energy sources.

## შინაარსი

შესავალი.....	xv
ლიტერატურის მიმოხილვა.....	xvi
თავი 1. განახლებადი წყაროების ენერჯის გარდაქმნა სტირლინგის ძრავის ბაზაზე.....	19
1.1 სტირლინგის ძრავების განვითარების მოკლე მიმოხილვა.....	19
1.2 სტირლინგის ძრავების კლასიფიკაცია.....	21
1.3 ცილინდრების შეერთების სქემები.....	23
1.4 დგუშების შეერთების სქემები.....	24
1.5 სტირლინგის იდეალური ციკლი.....	26
1.6 სტირლინგის ძრავში გამოყენებული მუშა სხეულები.....	31
1.7 ძრავის გამაცხელებელი და მაცივარი.....	35
1.8 სტირლინგის ძრავის სპეციფიკური სისტემები.....	37
1.9 მუშა სხეულის ჰერმეტიზაცია.....	41
1.10 მაღალეფექტური სტირლინგის ძრავის შექმნის პრობლემები.....	42
თავი2. თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავების ანალიზი.....	44
2.1 „ფლუიდაინის“ ტიპის ძრავები.....	44
2.2 იძულებით ამძრავიანი თხევადდგუშიანი ძრავები.....	50
თავი 3. თხევადდგუშიანი ძრავის ახალი სქემა და მისი ანალიზი.....	57
3.1 სტირლინგის ძრავის დინამიკის მათემატიკური მოდელის აღწერა.....	57
3.2 თბოცვლის პროცესების გაანგარიშება რეგენერატორში.....	62
3.3 სტირლინგის ძრავის ახალი სქემის თერმო და გაზოდინამიკური მოდელი.....	70
3.4 რეგენერატორში ტემპერატურების განაწილების გაანგარიშების მეთოდიკა კვაზისტაციონარული მნიშვნელობების მისაღწევად.....	74
3.5 თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავის თერმოდინამიკური ციკლის პარამეტრების განსაზღვრა ხურების ტემპერატურისა და წნევისგან დამოკიდებულებით.....	79
თავი4. კონცენტრატორები და თბური წყაროების ვარიანტები.....	82
4.1 კონცენტრატორები.....	82
4.2 თბური წყაროების ვარიანტები.....	103
თავი 5. თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავის სტენდი.....	106
5.1 სტირლინგის ძრავის ექსპერიმენტალური სტენდის აღწერა და მიღებული შედეგების ანალიზი.....	106
5.2 მზის ენერჯის გარდაქმნისა და აკუმულაციის სქემა.....	111
შედეგები და მათი განსჯა.....	114
დასკვნა.....	116
გამოყენებული ლიტერატურა.....	118
დანართი 1.....	120

## ცხრილების ნუსხა

ცხრილი 1.6.1 - მუშა სხეულების თბოფიზიკური თვისებები.....	33
ცხრილი 3.2.1 - ზოგიერთი რეგენერატორის ბადის მახასიათებლები.....	64
ცხრილი 3.2.2 - თბოცვლის და აეროდინამიკური პროცესების ანგარიშები....	67
ცხრილი 5.1.1 - ციკლში მიღებული მაქსიმალური მუშაობა და სიმპლავრე..	110

## ნახაზების ნუსხა

ნახ.1. ცილინდრების შერთების სქემები მუხლანა ბარბაცა მექანიზმიანი ამძრავით.....	23
ნახ.2. სტირლინგის ძრავში გამოყენებული ამძრავის მექანიზმები.....	25
ნახ.3. თავისუფალდგუშიანი სტირლინგის ძრავი.....	26
ნახ.4. სტირლინგის იდეალური ციკლის თერმოდინამიკური დიაგრამები.....	27
ნახ.5. სტირლინგის ძრავის პრინციპის რეალიზაცია ერთ ცილინდრიან სქემაში...	28
ნახ.6. სტირლინგის ძრავის თერმოდინამიკური ციკლი.....	30
ნახ.7. ძრავის ეფექტური მ.ქ.კ.–ისა და სიმძლავრის დამოკიდებულება სხვადასხვა სიხშირეზე.....	32
ნახ.8. დიაფრაგმული ტიპის შემჭიდროება.....	38
ნახ.9. მოსრიალე შემამჭიდროებელი რგოლი.....	39
ნახ.10. კომბინირებული შემჭიდროება.....	40
ნახ.11. U-ს მაგვარი მილში დისფლესერი გადახრილია ცივი არისკენ.....	45
ნახ.12. U-ს მაგვარი მილში დისფლესერი გადახრილია ცხელი არისკენ.....	45
ნახ.13. U-ს მაგვარი მილში დისფლესერის გადაადგილება.....	46
ნახ.14. ფლუიდაინის ძრავში სიმძლავრის მოხსნის ვარიანტი.....	47
ნახ.15. თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავი ჰიდრავლიკური ამძრავით.....	51
ნახ.16. თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავი ექსცენტრიკიანი ამძრავით.....	52
ნახ.17. მრავალცილინდრიანი თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავი საერთო ექსცენტრიკიანი ამძრავით.....	52
ნახ.18. ამძრავის პრინციპიალური სქემა.....	57
ნახ.19. ტემპერატურის დამოკიდებულება დროზე.....	63
ნახ.20. მუშა სხეულის და ბადის ტემპერატურის ცვლილება რეგენერატორის მთელ სიგრძეზე ციკლის მიმდინარეობისას.....	63
ნახ.21. ჰისტერეზისის დამოკიდებულება $\Lambda$ და $\Pi$ სიდიდეებისგან .....	66
ნახ.22. რეგენერატორის კვანძები.....	73
ნახ.23. რეგენერატორში ტემპერატურების განაწილება (ციკლების რაოდენობა $K=1$ ).....	75
ნახ.24. რეგენერატორში ტემპერატურების განაწილება (ციკლების რაოდენობა $K=1$ ).....	75
ნახ.25. რეგენერატორში ტემპერატურების განაწილება (ციკლების რაოდენობა $K=10$ ).....	76
ნახ.26. რეგენერატორში ტემპერატურების განაწილება (ციკლების რაოდენობა $K=10$ ).....	76
ნახ.27. რეგენერატორში ტემპერატურების განაწილება (ციკლების რაოდენობა $K=70$ ).....	77
ნახ.28. რეგენერატორში ტემპერატურების განაწილება (ციკლების რაოდენობა $K=70$ ).....	77
ნახ.29. რეგენერატორში ტემპერატურების განაწილება (ციკლების რაოდენობა $K=80$ ).....	78
ნახ.30. რეგენერატორში ტემპერატურების განაწილება (ციკლების რაოდენობა $K=80$ ).....	78

ნახ.31. ძრავის ინდიკატორული დიაგრამა $P_{მაქს}=155$ ბარი, $P_{მინ}=109$ ბარი, $T_1=350^{\circ}C$ , $T_2=50^{\circ}C$ .....	79
ნახ. 32 ძრავის ინდიკატორული დიაგრამა $P_{მაქს}=150$ ბარი, $P_{მინ}=114$ ბარი, $T_1=350^{\circ}C$ , $T_2=50^{\circ}C$ .....	80
ნახ.33. ძრავის ინდიკატორული დიაგრამა $P_{მაქს}=145$ ბარი, $P_{მინ}=120$ ბარი, $T_1=350^{\circ}C$ , $T_2=50^{\circ}C$ .....	80
ნახ.34. ძრავის ინდიკატორული დიაგრამა $P_{მაქს}=140$ ბარი, $P_{მინ}=127$ ბარი, $T_1=350^{\circ}C$ , $T_2=50^{\circ}C$ .....	81
ნახ.35. ძრავის ინდიკატორული დიაგრამა $P_{მაქს}=138$ ბარი, $P_{მინ}=132$ ბარი, $T_1=350^{\circ}C$ , $T_2=50^{\circ}C$ .....	81
ნახ.36. სარკის ერთეულოვანი ზედაპირის მქონე პარაბოლური თეფში კონცენტრატორი.....	83
ნახ.37. გადაჭიმულ გარსიანი პარაბოლოიდური თეფშიანი კონცენტრატორი.....	84
ნახ.38. პირდაპირ დასხივებული თბომცვლელიანი მიმღები.....	86
ნახ.39. თავისუფალ დეფშიანი სტირლინგის ძრავის შუალედურ თბომტარიანი გამაცხელებელი.....	86
ნახ.40. ადვანკო/ვანგუარდის 25 კვტ–იანი სტირლინგის თეფშიანი სისტემა.....	89
ნახ.41. ცილინდრების კვადრატული განლაგების მქონე სტირლინგის ძრავი.....	90
ნახ.42. მაკდონალ დუგლასი, სამხრეთ კალიფორნია, ედისონი 25 კვტ–იანი სტირლინგის თეფშიანი სისტემა.....	91
ნახ.43. გერმანია–საუდი 50 კვტ–იანი სტირლინგის თეფშიანი სისტემა.....	93
ნახ.44. გერმანია–საუდი 9 კვტ სტირლინგის თეფშიანი სისტემა.....	93
ნახ.45. კუმინის 7,5 კვტ–იანი თავისუფალ დეფშიანი სტირლინგის ძრავი თეფშიანი კონცენტრატორით.....	94
ნახ.46. სტირლინგის 25 კვტ–იანი თბური ძრავი მზის ენერჯის გარდაქმნის სისტემით, სანდიას ნაციონალური ლაბორატორია.....	95
ნახ.47. Z ლერძის ირგვლივ მბრუნავი პარაბოლას მიერ გენერირებული პარაბოლოიდი ზედაპირი.....	98
ნახ.48. თხევადდეფშიანი სტირლინგის ძრავის პრინციპიალური სქემა.....	106
ნახ.49. ძრავის გამაცხელებლის კონსტრუქცია.....	107
ნახ.50. ძრავის მუშაობის დამოკიდებულება სააკუმულაციო მოცულობებში წნევათა სხვაობაზე.....	110
ნახ.51. მზის ენერჯის გარდაქმნისა და აკუმულაციის პრინციპული სქემა.....	112

## მადლიერება

მინდა ღრმა პატივისცემა გამოვხატო და მადლობა გადავუხადო ჩემს ხელმძღვანელს პროფესორ ნოდარ ქვეციშვილს სადისერტაციო ნაშრომზე გაწეული დახმარებისა და გულისხმიერებისათვის.

ასევე, მადლიერება მინდა გამოვხატო ყველა იმ პირის მიმართ, ვინც მცირედი წვლილი მაინც შეიტანა ამა თუ იმ ფორმით და მხარდაჭერა აღმომიჩინა დისერტაციაზე მუშაობის დროს.

## შესავალი

გლობალურ პრობლემებს შორის, რომელიც დღეს მსოფლიოს წინაშე დგას და მოითხოვს სწრაფ გადაწყვეტას, განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია ბუნებრივი რესურსების შემცირების შედეგად გამოწვეული ენერგეტიკული კრიზისი და გარემოს ეკოლოგიური დაზიანება. ამდენად, წინა პლანზე დგება ისეთი ახალი ტექნოლოგიების შექმნა, რომლებიც ეფექტურად გამოიყენებენ განახლებად წყაროებს და ამავე დროს არ დააზიანებენ გარემოს. აღნიშნული პრობლემების გადასაწყვეტად ერთ-ერთ ყველაზე პერსპექტიულ მიმართულებად შეიძლება ჩაითვალოს ენერგოგარდამქმნელი სისტემების დამუშავება და დანერგვა სტირლინგის ციკლით მომუშავე თბური ძრავის ბაზაზე.

სტირლინგის ძრავი არის უნიკალური თბური მანქანა იმდენად, რამდენადაც მას გააჩნია მაღალი თერმოდინამიკური ეფექტურობა და ყველაზე ეკოლოგიურია სხვა ძრავებთან შედარებით. სტირლინგის ძრავის გამორჩეულობა სხვა ძრავებთან შედარებით არის აგრეთვე მისი უნივერსალობა თბური ენერჯის წყაროს გამოყენების თვალსაზრისით. ეს წყარო შეიძლება იყოს ნებისმიერი თბური ენერჯია შესაბამისი ტემპერატურით, როგორცაა მაგალითად – მზის ენერჯია, აკუმულირებული თბური ენერჯია, წვის პროდუქტების ენერჯია და ა. შ.

დისერტაციაში აღწერილი სამუშაოს მიზანია სტირლინგის ძრავის მოდელირება და მათემატიკურ ანალიზზე დაფუძნებული თეორიული კვლევით მიღებულ შედეგთან მიახლოებული რეალური თხევადდგუმიანი სტირლინგის ძრავის ექსპერიმენტალური მოდელის შექმნა.

## ლიტერატურის მიმოხილვა

ტერმინი განახლებადი ენერჯის წყაროები გამოიყენება ისეთი ენერჯის წყაროების მიმართ, რომლის მარაგის განახლება ბუნებრივი გზით ხდება (მზის, ქარის, ბიომასის, ჰიდრო და გეოთერმული ენერჯია). განახლებადი ენერჯის წყაროების უმრავლესობის ენერჯეტიკული პოტენციალი ბევრად აღემატება დედამიწაზე მოხმარებული ენერჯის რაოდენობას. იმის გამო, რომ დედამიწაზე ნავთობის, ბუნებრივი აირის და ნახშირის მარაგები მცირდება, ასევე ეკოლოგიური მდგომარეობის გაუმჯობესების მიზნით (CO<sub>2</sub>-ის ემისიების შემცირება), კაცობრიობამ რაც შეიძლება ფართოდ უნდა აითვისოს განახლებადი ენერჯის წყაროები, რადგან განახლებადი ენერჯის წყაროები ეკოლოგიურად სუფთა ენერჯის წყაროებს მიეკუთვნება [1-5].

განახლებადი ენერჯის წყაროების სერიოზული ნაკლოვანებაა ენერჯეტიკული ნაკადების დაბალი სიმკვრივე და დროში არამუდმივობა. აქედან გამომდინარე აუცილებელია დიდი დანახარჯები იმ მოწყობილობების შესაქმნელად, რომელიც უზრუნველყოფს ამ ენერჯის აკუმულირებას და გარდაქმნას. მაგალითად: დედამიწის ზედაპირზე მზის გამოსხივების ნაკადის სიმკვრივე შუადღისას, უღრუბლო, მზიანი ამინდის დროს არ აღემატება 1 კვტ/მ<sup>2</sup>-ს, ხოლო მისი საშუალო წლიური მნიშვნელობა ამინდის ცვლილების და სეზონების გათვალისწინებით დედამიწის ყველაზე მზიანი რაიონებისთვის არ აღემატება 250 ვტ/მ<sup>2</sup>. ქარის ნაკადის საშუალო კუთრი ენერჯის სიმკვრივე არ აღემატება რამდენიმე ასეულ ვტ/მ<sup>2</sup> (10 მ/წმ ქარის სიჩქარის დროს ენერჯის ნაკადის კუთრი სიმკვრივე დაახლოებით ტოლია 500 ვტ/მ<sup>2</sup>). 1 მ/წმ სიჩქარის მქონე წყლის ნაკადის ენერჯის სიმკვრივე შეადგენს 500 ვტ/მ<sup>2</sup>-ს. შედარებისთვის, თბური ნაკადის სიმკვრივე თანამედროვე ორთქლის ქვაბის საცეცხლის კედელზე აღწევს რამდენიმე ასეულ კვტ/მ<sup>2</sup>.

ეკოლოგიური და ენერჯეტიკული პრობლემების გადასაწყვეტად ერთ-ერთ ყველაზე პერსპექტიულ მიმართულებად მიიჩნევა



ენერგოგარდამქმნელი სისტემების დამუშავება და დანერგვა სტირლინგის ციკლით მომუშავე თბური ძრავის ბაზაზე. აქედან გამომდინარე ამ მიმართულებით კვლევები აქტიურად მიმდინარეობს მსოფლიოს წამყვან სამეცნიერო ცენტრებში.

ამჟამად სტირლინგის ძრავის მრავალი სქემა და კონსტრუქციაა შემუშავებული. იმისათვის, რომ ძრავის ზომები მოცემულ სიმძლავრეზე იყოს მისაღები და მუშა სხეულის გარე და შიგა თბოცვლა განხორციელდეს ეფექტურად, საჭიროა ციკლის საშუალო წნევა იყოს ატმოსფერულზე გაცილებით მეტი. ასეთი მაღალი წნევები კი წარმოშობს ისეთ სპეციფიკურ პრობლემებს, როგორებიცაა: მუშა სხეულის ჰერმეტიზაცია და მაღალტემპერატურული თბომცვლელის (გამახურებლის) კონსტრუქციულ დამაბულობა.

იმის გამო, რომ საცდელი მანქანების დაყვანა შეიძლება გაიწელოს მრავალწლიან ექსპერიმენტალურ კვლევებში, ამიტომ აუცილებელია მუშა პროცესების ზუსტი მათემატიკური მოდელებისა და ძირითადი კვანძების ოპტიმალური კონსტრუქციების შექმნა. ამჟამად ამ სფეროში მოღვაწე დასავლური ფირმები ძირითადად ეყრდნობიან საკუთარ თეორიულ და ექსპერიმენტალურ კვლევების შედეგებს.

ცალკეული კვანძების კონსტრუქციული შესრულების სირთულეები, ისეთები როგორებიცაა: შემჭიდროების პრობლემები, სიმძლავრის რეგულირება და სხვა, დამოკიდებულია გამოყენებულ მუშა სხეულის თვისებებზე. მაგალითად ჰელიუმის მუშა სხეულად გამოყენება მნიშვნელოვნად ამკაცრებს მოთხოვნებს მაღალი ჰერმეტიულობისადმი. ასევე პრობლემატურია სტირლინგის ძრავებში გამოყენებული მაღალტემპერატურული თბომცვლელის (გამახურებლის) მასალების და მათი შედელების საკითხების გადაწყვეტა. ცალკე საკითხია რეგენერატორის შესრულების პრობლემა, რომ ჰქონდეს მცირე ჰიდრავლიკური წინაღობა და ამასთანავე მაღალი სითბოტევადობა მცირე მკვდარი მოცულობით.

ასე რომ, მსგავსი ტიპის მანქანების წარმატებული განხორციელებისათვის მაღალი დონის მეცნიერულ კვლევებთან ერთად, საჭიროა მეცნიერებატევადი უახლესი ტექნოლოგიების გამოყენება. ამასთანავე, მთლიანად სისტემა უნდა იყოს მარტივი და იაფი ელემენტებისაგან შემდგარი ხანგრძლივი გამოყენების რესურსით. ამ მიმართულებით ჩატარებული კვლევები მნიშვნელოვან ბიძგს მისცემს უფრო ფართო მასშტაბით მზის რადიაციის უზარმაზარი ენერჯის სასარგებლოდ გამოყენებას.

## თავი 1. სტირლინგის ძრავების კლასიფიკაცია და შეერთების სქემები.

### 1.1. სტირლინგის ძრავების განვითარების მოკლე მიმოხილვა

სტირლინგის ძრავის შექმნის ისტორია იწყება 1816 წლიდან, როდესაც შოტლანდიელმა რობერტ სტირლინგმა გამოიგონა რეგერენაციულ თბომცვლელიანი ჩაკეტილი ციკლით მომუშავე მანქანა. იგი თავისი გამოგონებული ძრავის შემდგომი სრულყოფის პროცესში მუდმივად განიცდიდა შესაბამისი კონსტრუქციული მასალების დეფიციტს. თავისი ცხოვრების ბოლო წლებში რობერტ სტირლინგი წერდა, რომ ძრავის კონსტრუქციის ზოგიერთი ნაკლი აუცილებლად გამოსწორდებოდა ახალი მასალების შექმნის შედეგად. მართლაც, ამ დრომდე კონსტრუქციული მასალები წარმოადგენს ერთ-ერთ მთავარ შემფერხებელ ფაქტორს ამ ძრავის ფართოდ გამოყენებაში.

სტირლინგის ძრავის მოდიფიკაციების შემდგომ განვითარებაში დიდი წვლილი მიუძღვის შვედ გამომგონებელს ჯონ ერიქსონს. მან შექმნა რეგენერაციული საჰაერო როგორც ღია, ასევე ჩაკეტილი ციკლით მომუშავე ძრავები. ძრავების მთელ ამ სერიას, სადაც მუშა სხეულის ნაკადების გადადინება იმართებოდა სარქველების დახმარებით, ეწოდა ერიქსონის ძრავები [6].

მე-19 საუკუნის განმავლობაში სხვადასხვა კონსტრუქციის ათასობით ასეთი ძრავა მუშაობდა დიდ ბრიტანეთში, ევროპის სხვადასხვა ქვეყნებში და ამერიკის შეერთებულ შტატებში. ეს ძრავები გაცილებით ეფექტურები და საიმედოები იყვნენ იმდროინდელ ორთქლის მანქანებთან შედარებით. მე-19 საუკუნის შუა წლებიდან შიგა წვის ძრავების გამოგონების შემდეგ სტირლინგის ძრავის მიმართ ინტერესი მნიშვნელოვნად შენედა. შემდგომი დიდი ინტერესი ამ ძრავების განვითარებაში იწყება 1938 წლიდან, როდესაც ფირმა „სანპაუერში“ დაიწყო ფუნდამენტური კვლევები ახალი კონსტრუქციული გადაწყვეტების მისაგნებად. გამოთვლითი ტექნიკის დახმარებით მნიშვნელოვნად გაადვილდა სხვადასხვა ვარიანტების

გამოთვლა და ამავე დროს უფრო თანამედროვე ტექნოლოგიური მასალების გამოყენებამ მათ საშუალება მისცა ორჯერ გაეზარდათ კუთრი სიმძლავრე ძრავის მასასთან შეფარდებით. სტირლინგის ძრავების განვითარებაში ასეთმა უეცარმა ნახტომმა ფირმა „ფილიპსს“ მისცა დიდი სტიმული 30-იანი წლების ბოლოს დაეწყოთ საკუთარი კვლევები. ამ კვლევების საფუძველზე მათ შექმნეს 1 კვტ-იანი ძრავი, რომელიც გამოიყენებოდა, როგორც ელექტრული გენერატორის ამძრავი. მათ კიდევ უფრო შთამბეჭდავი შედეგები მიიღეს კუთრი სიმძლავრის გაზრდის კუთხით (50-ჯერ) და ამავე დროს მნიშვნელოვნად გაზარდეს ძრავის ეფექტურობა, რომელიც მანამდე 1%-ს არ ღემატებოდა [7].

სტირლინგის ძრავის შემდეგი პროგრესი დაკავშირებულია ინჟინერ მეიერთან, რომელიც ფირმა „ფილიპსში“ მუშაობდა 50-იან წლებში. 1953 წელს მის მიერ იქნა გამოგონილი ე.წ. რომბული ამძრავი. რომბული ამძრავის ბაზაზე და მაღალტემპერატურული მილების კონის სახით შესრულებული გამახურებლის დახმარებით ფირმა „ფილიპსმა“ 50-იანი წლების ბოლოს შექმნა ძრავის ეფექტური მ.კ.კ. აეწია 30%-მდე, ხოლო სიმძლავრე კი - რამდენიმე ათეულ კვტ-მდე. 60-იანი წლების დასაწყისში „ფილიპსის“ მიერ რომბული ამძრავის ბაზაზე შეიქმნა ამ ძრავის 30-მდე სხვადასხვა ვარიანტი. ზოგიერთი მათგანი გამოიყენებოდა, როგორც 4 კვტ-იანი გენერატორის ამძრავი. ძრავების სხვადასხვა კონსტრუქციის შექმნასთან ერთად მიმდინარეობდა მუშაობა ციკლის საშუალო წნევის გასაზრდელად. ციკლის საშუალო წნევა მიღწეული იქნა 22 მგპა-მდე. ამავე პერიოდში შეიქმნა ძრავი, რომელიც ანვითარებდა 42 კვტ სიმძლავრეს 38%-იანი მ.კ.კ.-ით.

70-იანი წლების ბოლოს შემამჭიდროებელი ელემენტების ახალი თაობის გამოგონებით, ასევე თბოცვლის პროცესების ინტენსიფიკაციით ფირმა „ჯენერალ მოტორსის“ მიერ შეიქმნა დიდი სიმძლავრის (200 კვტ-მდე) საავტომობილო ძრავი. შემდგომ წლებში გამოგონილი იქნა რამდენიმე ტიპის ახალი ძრავი, რომელთა ბაზაზე იყო მცდელობები ძრავის შემდგომი

სრულყოფის. განსაკუთრებულად შეიძლება გამოვყოს კვლევები ე.წ. თავისუფალდგუშიანი სტირლინგის ძრავის შექმნაში. ამ ტიპის ძრავებში არ არსებობს კინემატიკური კავშირი ძრავის მუშა დგუშსა და დისფლესერს შორის, რაც მნიშვნელოვნად ამარტივებს მაღალ წნევაზე მუშა სხეულის შემჭიდროებას. ასეთი ტიპის ძრავების შექმნაში მნიშვნელოვანი კვლევები იქნა ჩატარებული ჰარუელის ბირთვული კვლევის ცენტრში (დიდი ბრიტანეთი) 70-იანი წლების დასაწყისში.

ამჟამად, სტირლინგის ძრავების გამოყენების პერსპექტივა კიდევ უფრო გაიზარდა, რათა მაქსიმალურად იქნეს ათვისებული განახლებადი ენერჯის წყაროების პოტენციალი და ამავდროულად შემცირდეს გარემოზე მავნე ეკოლოგიური ზემოქმედება. საჭიროა შემდგომი კვლევების გაგრძელება ახალი კონსტრუქციების შესაქმნელად.

## 1.2. სტირლინგის ძრავების კლასიფიკაცია

სტირლინგის ძრავების კლასიფიკაცია შეიძლება დაიყოს შემდეგი ძირითადი ნიშნების მიხედვით: ა) მუშაობის რეჟიმი; ბ) ცილინდრების შეერთების სქემები; გ) დგუშების შეერთების სქემები.

განვიხილოთ თითოეული ნიშნის მიხედვით დაყოფა ცალ-ცალკე.

მუშაობის რეჟიმის მიხედვით სტირლინგის ძრავი შეიძლება წარმოდგენილი იქნეს ექვს სხვადასხვა ტიპად, ესენია: 1. მარტივი ქმედების; 2. ორმაგი ქმედების; 3. ერთფაზა მუშა სხეულით; 4. მრავალფაზა მუშა სხეულით; 5. რეზონანსული; 6. არარეზონანსული.

მარტივი (ერთმაგი) ქმედების ძრავებში ორი დგუშიდან ერთი წარმოადგენს მუშა დგუშს, ხოლო მეორე ასრულებს დისფლესერის ფუნქციას.

ორმაგი ქმედების ძრავები ძირითადად ეს არის მრავალცილინდრიანი ძრავები, რომლებშიც თითოეული ცილინდრის გაფართოების არე მიმდევრობით არის შეერთებული მომდევნო ცილინდრის კუმშვის არესთან შესაბამისი დანიშნულების თბომცვლელის ჩართვით. ასეთი ტიპის

ძრავებში დგუში ასრულებს ორ ფუნქციას, როგორც დისფლესერის, ასევე მუშა დგუშის. ორმაგი ქმედების ძრავების უპირატესობაა ის, რომ ერთმაგი ქმედების ძრავებთან შედარებით დგუშების რაოდენობა შემცირებულია 2-ჯერ. რა თქმა უნდა ეს ამარტივებს ძრავის კინემატიკურ სქემას და ამცირებს ძრავის ღირებულებას. ორმაგი ქმედების ძრავების ძირითადი ნაკლია ის, რომ გარკვეულწილად შეზღუდულია მისი შესრულების კონსტრუქციული ფორმები. ამის მიუხედავად, დიდი სიმძლავრის ძრავების შექმნისას (15 კვტ-ზე მეტი) დგუშების 2-ჯერ შემცირების გამო, როგორც წესი უპირატესობა ორმაგი ქმედების ძრავებს ენიჭებათ.

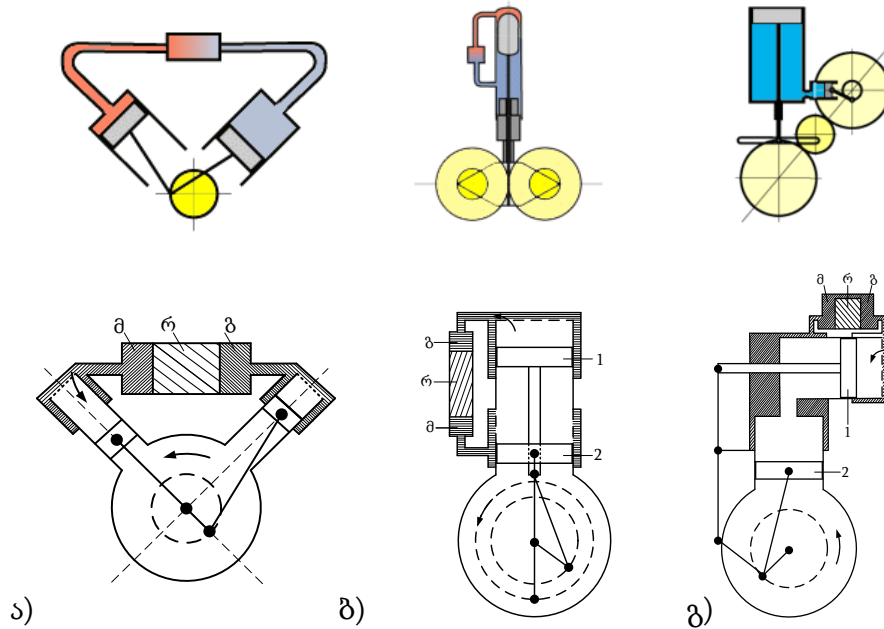
სტირლინგის ძრავის მუშაობის რეჟიმების დაყოფა ერთფაზა და მრავალფაზა მუშა სხეულებით დაკავშირებულია ამ უკანასკნელის ფიზიკურ მდგომარეობასთან. ფაზური ცვლილების გათვალისწინება საჭირო გახდა ე.წ. მელიუნის და „სველი“ ფლუიდაინის ტიპის ძრავების გამოგონებასთან დაკავშირებით. სხვადასხვა მკვლევარების მიერ აღმოჩენილი იქნა მთელი რიგი უპირატესობები მრავალფაზა მუშა სხეულებიანი ძრავების გამოყენების შემთხვევაში. ანალოგიურად, თავისუფალდგუშიანი ტიპის ძრავების გამოგონების კვალობაზე საჭირო გახდა ძრავების საერთო ტიპებიდან გამოეყოთ რეჟიმების მესამე ჯგუფი. ასეთ ძრავებს შეუძლიათ მუშაობა ისეთ სიჩქარეებზე, რომელიც შეესაბამება დგუშ-ცილინდრის, როგორც დრეკადი სისტემის მუშაობას, საკუთარ რეზონანსულ სიხშირეზე. „ფლუიდაინის“ ტიპის ძრავები სწორედ გათვლილია რეზონანსულ სიხშირეზე სამუშაოდ.

ძრავებში, სადაც ამძრავად გამოყენებულია ჩვეულებრივი მუხლანა ბარბაცა მექანიზმი, საჭიროა პირიქით, გამოირიცხოს მისი მუშაობა რეზონანსულ სიხშირეზე.

### 1.3 ცილინდრების შეერთების სქემები

ცილინდრების შეერთების ძირითადად სამი ტიპის სქემა გამოიყენება:

1. ალფა; 2. ბეტა; 3. გამა [7].



ნახ.1. ცილინდრების შეერთების სქემები მუხლანა ბარბაცა მექანიზმიანი ამძრავით. 1- დისფლეისერი, 2- მუშა დეგუში, მ-მაცივარი, რ-რეგენერატორი, გ-გამაცხელებელი. ა) ალფა შეერთება; ბ) ბეტა შეერთება; გ) გამა შეერთება

ალფა ტიპის ძრავებში (ნახ. 1 ა) მუშა ცილინდრი და დისფლეისერი განლაგებულია ცალკე ცილინდრებში საკუთარი შემჭიდროებებით. ცხელი და ცივი ცვლადი მოცულობები ფორმირდება ერთმანეთისგან დამოუკიდებლად შესაბამის დეგუმ-ცილინდრებში.

ბეტა ტიპის ძრავებში (ნახ.1 ბ) არსებობს მხოლოდ ერთი საერთო ცილინდრი, რომელშიც თანმიმდევრობით არის განლაგებული მუშა დეგუმი (2) და დისფლეისერი (1), ხოლო ცვლადი ცივი მოცულობა წარმოიქმნება მათი ერთობლივი გადაადგილებით.

გამა ტიპის შეერთება - ეს არის გარკვეულწილად ერთგვარი ჰიბრიდი ალფა და ბეტა შეერთების, რომელშიც განთავსებულია ორი ცალკე ცილინდრი მსგავსად ალფა ვარიანტის, მაგრამ ცვლადი ცივი მოცულობა წარმოიქმნება ბეტა ვარიანტის ანალოგიურად (ნახ.1 გ). ნახ.1-ზე

წარმოდგენილ ვარიანტებში ამძრავად გამოყენებულია მრუდხარა ბარბაცა მექანიზმი (ბეტა შეერთების ერთ-ერთ ვარიანტში ნაჩვენებია რომბული ტიპის ამძრავი). სტირლინგის ძრავების შესრულების ყველა ვარიანტში მუშა დგუმის და დისფლეისერის ფუნქციონალური დანიშნულება ერთმანეთისგან განსხვავებულია: მუშა დგუში იმყოფება წნევის მნიშვნელოვანი ზემოქმედების ქვეშ პრაქტიკულად მუშა სხეულის მუდმივი ტემპერატურით, ხოლო დისფლეისერზე მოქმედებს წნევის უმნიშვნელო ვარდნა მუშა სხეულის დიდი ტემპერატურული ვარდნით. ძრავის მუშაობის დროს აირი ასრულებს მუშაობას დგუმზე ზემოქმედებით (გაფართოების პროცესი) ან პირიქით (შეკუმშვის პროცესი). დისფლეისერის ფუნქციაა ამ დროს აირი გადადენოს ერთი მოცულობიდან მეორეში.

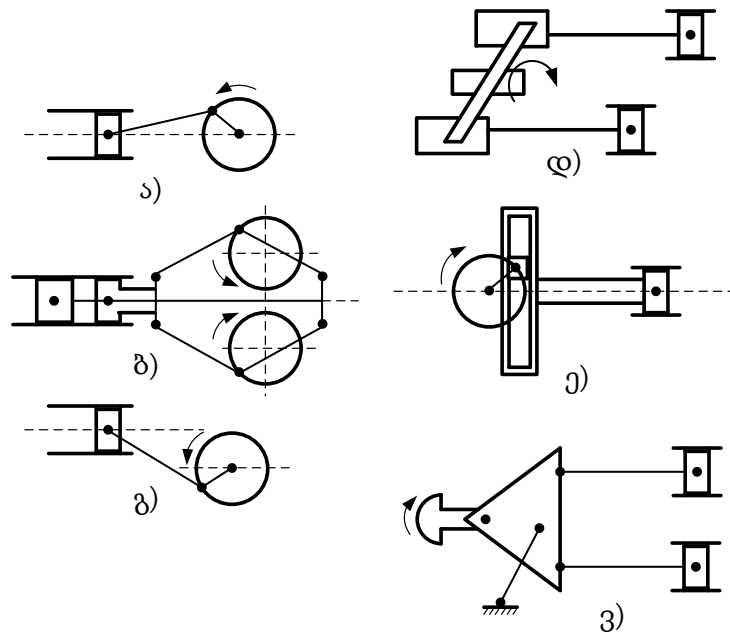
#### **1.4 დგუმების შეერთების სქემები**

დგუმების შეერთების სქემები ძრავების დამატებითი კლასიფიკაციის ნიშნებს მოიცავს. სტირლინგის ძრავებში გამოიყენება დგუმების შეერთების ძირითადად სამი ფორმა: 1) ხისტი შეერთება; 2) შეერთება აირის გამოყენებით; 3) შეერთება სითხის გამოყენებით.

ხისტი შეერთების ძრავებში გამოიყენება არადეფორმირებადი მექანიკური კვანძები, რომლებიც ერთმანეთთან აკავშირებენ წინსვლით-უკუსვლით (უკუქცევთან) ელემენტებს. ტიპური მექანიზმები, რომლებიც მიეკუთვნებიან ხისტ შეერთებებს შემდეგია (ნახ.2):

- ა) მუხლანა ბარბაცა მექანიზმი;
- ბ) რომბული ამძრავი;
- გ) აქსიალური მუხლანა ბარბაცა მექანიზმი;
- დ) დახრილ დისკოიანი მექანიზმი;
- ე) მრუდხარა-კულისებრი მექანიზმი;
- ვ) მრუდხარა-ბალანსირებიანი მექანიზმი (როსის მექანიზმი).





ნახ.2. სტირლინგის ძრავში გამოყენებული ამძრავის მექანიზმები.

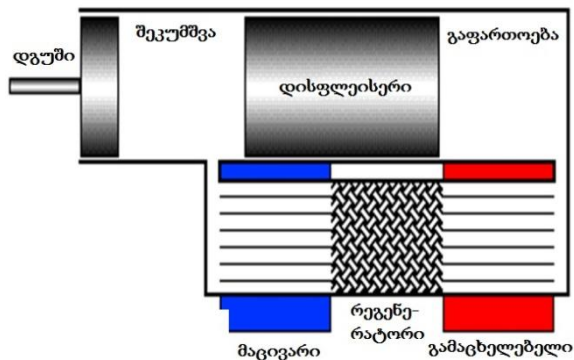
სტირლინგის ძრავებში წარმოდგენილი ამძრავების კონკრეტული ვარიანტის გამოყენება განპირობებულია სხვადასხვა ფაქტორებით. მაგალითად, ბეტა ტიპის ძრავებში უპირატესობა ენიჭება რომბული ტიპის ამძრავის გამოყენებას. დახრილ დისკოიანი ვარიანტი ძირითადად გამოიყენება იმ ძრავებში, რომლებსაც მაღალი ხარისხის კომპაქტურობა მოეთხოვება. ასეთი ტიპის მექანიზმი დინამიკურად დაბალანსებულია მხოლოდ დისკოს გარკვეული კუთხით დახრის შემთხვევაში. დახრილი დისკოს ვარიანტი ძრავის სიმძლავრის რეგულირების საშუალებას იძლევა. საჭიროა მხოლოდ დახრის კუთხე შეცვალოს, რაც თავის მხრივ ცვლის დგუშების გადაადგილების მანძილს ცილინდრებში.

მრუდხარა ბარბაცა მექანიზმი ძირითადად გამოიყენება მათი ხანგრძლივი საექსპლუატაციო გამოცდილებიდან გამომდინარე. ეს მექანიზმი ფართოდ გამოიყენება ორმაგი ქმედების ძრავებში.

ხისტი შეერთებებისგან განსხვავებით აირულ კავშირიან მექანიზმებში დგუშების ურთიერთგანლაგებას განსაზღვრავს მუშა სხეულის აეროდინამიკა და არა მექანიკური მოწყობილობები. ასეთი ტიპის შეერთებების მაგალითად შეიძლება მოვიყვანოთ შემდეგი ძრავები:

- ა) თავისუფალდგუმბიანი ძრავი;
- ბ) ძრავები თავისუფალი დისფლესერით;
- გ) ძრავები თავისუფალი ცილინდრით.

უკანასკნელ ტიპში დგუმები შეერთებულია სითხის საშუალებით. აღსანიშნავია, რომ სტირლინგის ძრავში მუშა სხეულად სითხის გამოყენება არ ნიშნავს იმას, რომ საქმე გვაქვს თავისუფალდგუმბიან ძრავთან (ნახ.3). მაგალითად სტირლინგ-მელოუნის მანქანაში დგუმები შეერთებულია ხისტი მექანიზმით.

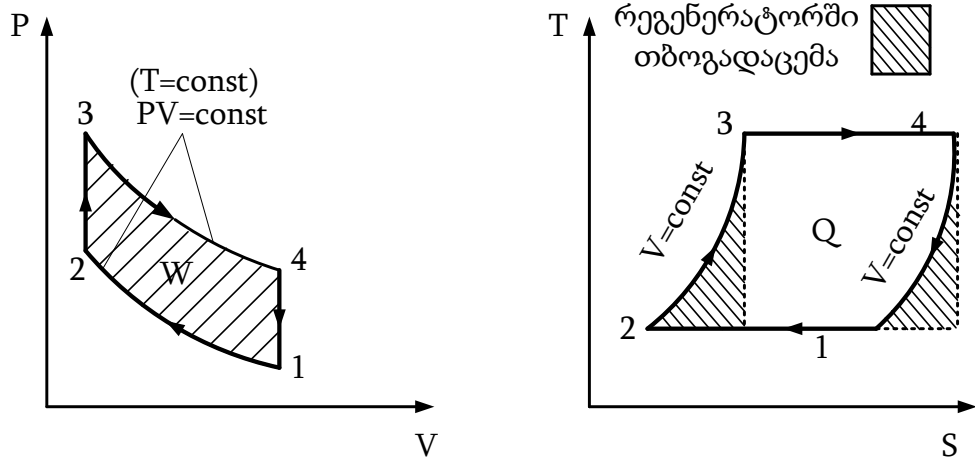


ნახ.3. თავისუფალდგუმბიანი სტირლინგის ძრავი.

როდესაც საუბარია შეერთების სითხიან ვარიანტზე, ამ შემთხვევაში იგულისხმება მხოლოდ სითხის საშუალებით დგუმების კავშირზე და ამ კატეგორიაში ხვდება მხოლოდ ე.წ. „ფლუიდაინის“ ტიპის ძრავები.

### 1.5 სტირლინგის იდეალური ციკლი

იდეალურ სტირლინგის ციკლში მუშა აირი მონაცვლეობით თბება და ცივდება, ასევე იკუმშება და ფართოვდება. სტირლინგის ციკლი აერთიენებს 4 პროცესს: ორ მუდმივი ტემპერატურის პროცესს და ორ მუდმივი მოცულობის პროცესს. ეს პროცესები ნაჩვენებია „წნევა–მოცულობა“ და „ტემპერატურა–ენტროპია“ დიაგრამებზე (ნახ.4).



ნახ.4. სტირლინგის იდეალური ციკლის თერმოდინამიკური დიაგრამები.

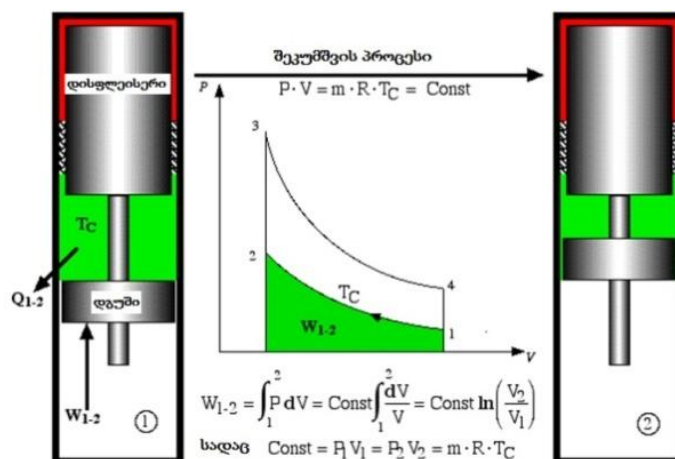
1-2 პროცესში მუშა სხეული იზოთერმულად იკუმშება და ამ დროს გამოყოფილი თბური ენერგია აერთმევა მაცივრის მიერ;

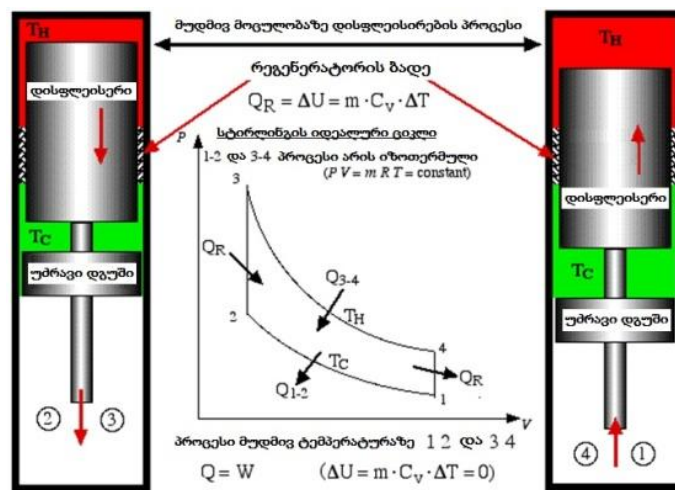
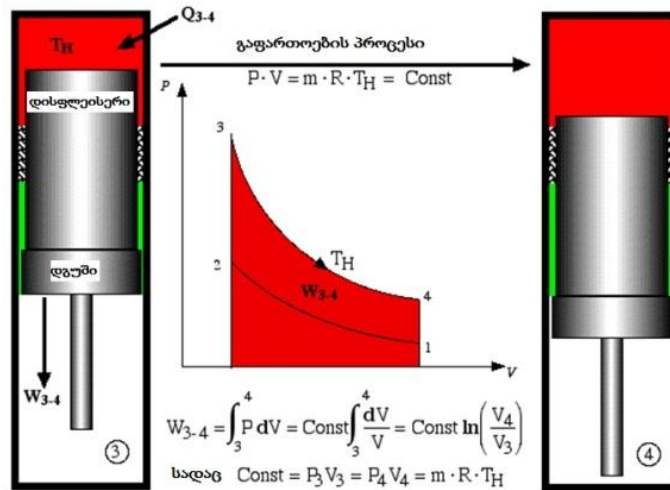
2-3 იზოქორულ პროცესში მუშა სხეულს გადაეცემა აკუმულირებული თბური ენერგია;

3-4 იზოთერმულ გაფართოების პროცესში მუშა სხეულს გამაცხელებლიდან მიეწოდება თბური ენერგია;

4-1 იზოქორულ პროცესში მუშა სხეული სითბოს გადასცემს აკუმულატორს.

მუშაობა სრულდება ან იწარმოება ციკლში მხოლოდ იზოთერმული პროცესების დროს. შესრულებული დადებითი მუშაობის რაოდენობა წარმოდგენილია 1-2-3-4 არეში p-v დიაგრამაზე, ხოლო ციკლში მუშა სხეულზე მიწოდებულის სითბოს რაოდენობა წარმოდგენილია T-s დიაგრამაზე 1-2-3-4 არეში .





ამგვარად:  $Q_{\text{out}} = Q_{1-2} = W_{1-2} = m \cdot R \cdot T_C \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$  შეკუმშვის პროცესი

და  $Q_{\text{in}} = Q_{3-4} = W_{3-4} = m \cdot R \cdot T_H \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right)$  გაფართოების პროცესი

ნახ.5. სტირლინგის ძრავის პრინციპის რეალიზაცია ერთ ცილინდრიან სქემაში.

სტირლინგის ციკლის მნიშვნელოვანი უპირატესობაა რეგენერატორის ეფექტურად გამოყენების უნარი. როგორც T-s დიაგრამაზეა გრაფიკულად ნაჩვენები მუშა სხეულზე ართმეული სითბო შესაძლებელია განმეორებით გამოვიყენოთ იმავე მუშა სხეულის გაცხელების პროცესში. რეგენერაციის გამოყენებით სტირლინგის ციკლის ეფექტურობა უტოლდება კარნოს ციკლისას, ყველაზე ეფექტურ იდეალურ თერმოდინამიკურ ციკლს.

ზოგადად თერმოდინამიკური ციკლის მ.ქ.კ. განისაზღვრება შემდეგი სახით :

$$\eta_G = \frac{Q_S - Q_R}{Q_S} \quad (1.5.1)$$

სადაც,  $Q_S$  -მუშა სხეულზე მიწოდებული თბური ენერჯიაა,

$Q_R$  -ართმეული თბური ენერჯიაა.

სტირლინგის იდეალური ციკლისთვის მიღებულია, რომ თბური ენერჯია, რომელიც გამოიყოფა 4-1 პროცესში ტოლია 2-3 პროცესში შთანთქმული ენერჯიის, შესაბამისად გარემოსთან თბოცვლა მიმდინარეობს მხოლოდ იზოთერმულ 1-2 და 3-4 პროცესებში. ამ პროცესებისთვის თბური ენერჯიები იანგარიშება შემდეგი გამოსახულებებით:

$$Q_R = Q_{1-2} = MRT_1 \ln(\varepsilon)$$

$$Q_S = Q_{3-4} = MRT_3 \ln(\varepsilon)$$

სადაც  $\varepsilon = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_1}{V_2}$  - ციკლის კუმშვის ხარისხია.

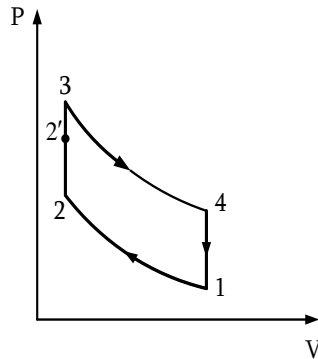
ამდენად,

$$\eta_G = 1 - MRT_1 \frac{\ln(\varepsilon)}{MRT_3 \ln(\varepsilon)} = 1 - \frac{T_1}{T_3}$$

$T_1$ -ის და  $T_3$ -ის მნიშვნელობები შეესაბამება ციკლის მინიმალურ და მაქსიმალურ ტემპერატურებს. უკანასკნელი ფორმულით გამოთვლილი სტირლინგის ციკლის მ.ქ.კ. ემთხვევა კარნოს იდეალური ციკლის მ.ქ.კ.-ს.

სტირლინგის იდეალურ ციკლში, როგორც ზემოთ აღვნიშნეთ თბური ენერჯია, რომელიც გამოიყოფა 4-1 პროცესში, უბრუნდება მუშა სხეულს 2-3 პროცესში. სითბოს აკუმულაცია და მისი უკან გამოყოფა ხორციელდება რეგენერატორის დახმარებით, რომელიც კონსტრუქციულად წარმოადგენს მეტალის ბადეს. რეგენერატორი განლაგებულია ძრავის გამაცხელებელსა და მაცივარს შორის. რეალურ ციკლში ცხადია სითბოს გადაცემა რეგენერატორზე და უკან მუშა სხეულზე სრულად ვერ ხორციელდება, ანუ საქმე გვაქვს რეგენერატორის არაეფექტურ მუშაობასთან. როდესაც რეგენერატორის მუშაობა არ არის იდეალური, 2-3 პროცესი რეგენერატორში

არ სრულდება სრულყოფილად და აირის ტემპერატურა აღწევს მხოლოდ 2' - წერტილის მდგომარეობას (ნახ.6). 2'-3 პროცესი შესაძლებელია განხორციელდეს მხოლოდ გარემოსთან თბოცვლის საშუალებით.



ნახ.6. სტირლინგის ძრავის თერმოდინამიკური ციკლი.

რეგენერატორის ეფექტურობა შეიძლება შევავასოთ შემდეგი ფორმულით:

$$\nu = \frac{T_{2'} - T_1}{T_3 - T_1} \quad (1.5.2)$$

ამგვარად, ძრავის მ.ქ.კ.-ის განსაზღვრისას საჭიროა გავითვალისწინოთ  $Q_{2'-3}$ -თბური ენერგია, რომელიც დამატებითაა საჭირო გარემოდან მისაღებად. ზოგადად მუშა სხეულზე გადაცემული სითბო 2'-3-4 პროცესში ტოლია

$$Q_S = Q_{2'-3} + Q_{3-4} \quad (1.5.3)$$

ამ განტოლების პირველი შესაკრები შეესაბამება იმ თბურ ენერგიას, რომელიც მიეწოდება იზოქორულ პროცესებში და გამოითვლება ფორმულით:

$$Q_{2'-3} = MC_V (T_3 - T_{2'})$$

ხოლო მეორე შეესაბამება თბურ ენერგიას, რომელიც მიეწოდება იზოთერმულ პროცესებში:

$$Q_{3-4} = MRT_3 \ln(\varepsilon)$$

ამდენად (1.5.3) განტოლება მიიღებს სახეს

$$Q_S = MC_V (T_3 - T_{2'}) + MRT_3 \ln(\varepsilon) \quad (1.5.4)$$

თუ ამ უკანასკნელში გავითვალისწინებთ, რომ

$$\xi = \frac{T_1}{T_3},$$

$$T_2 = T_3[\nu + (1-\nu)\xi],$$

$$K = \frac{C_p}{C_v}$$

მაშინ გვექნება

$$Q_s = MC_v T_3 [(1-\nu)(1-\xi) + (k-1)\ln(\varepsilon)] \quad (1.5.5)$$

თერმოდინამიკურ ციკლში მიღებული სასარგებლო მუშაობა კი შეიძლება ვიანგარიშოთ შემდეგი სახით:

$$\begin{aligned} W = W_{3-4} + W_{1-2} &= \int_3^4 PdV + \int_1^2 PdV = MRT_3 \int_3^4 \frac{dV}{V} + MRT_1 \int_1^2 \frac{dV}{V} = \\ &= MRT_3 \ln(\varepsilon) - MRT_1 \ln(\varepsilon) \end{aligned} \quad (1.5.6)$$

ანუ

$$W = MC_v T_3 (K-1)(1-\xi)\ln(\varepsilon) \quad (1.5.7)$$

შესაბამისად თერმული მ.ქ.კ.-ის შესაფასებლად გამოვიყენოთ ცნობილი თანაფარდობა:

$$\eta_a = \frac{W}{Q_s} = \frac{(K-1)(1-\nu)\ln(\varepsilon)}{[(1-\xi)(1-\nu) + (K-1)\ln \varepsilon]} \quad (1.5.8)$$

თუ რეგენერატორის ეფექტურობა უდრის 100%-ს ე.ი.  $\nu = 1$ , მაშინ (1.5.8) გამოსახულება გარდაიქმნება და მიღებს სახეს:

$$\eta_G = 1 - \frac{T_1}{T_3}$$

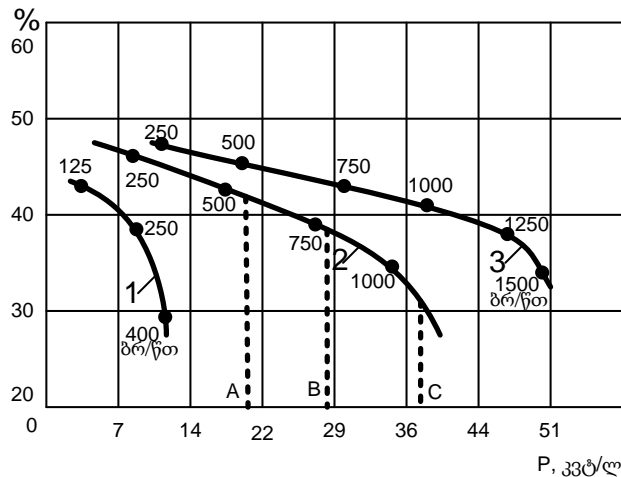
რომელიც კარნოს ციკლის მ.ქ.კ.-ს შეესაბამება.

## 1.6 სტირლინგის ძრავში გამოყენებული მუშა სხეულები

სტირლინგის ძრავის მუშა სხეულებად შეიძლება გამოყენებულ იქნას სხვადასხვა ნივთიერებები, როგორც გაზობრივი ასევე თხევადი. კვლევების პირველ ეტაპზე ფირმა „ფილიპსის“ მიერ გამოყენებული იყო ატმოსფერული ჰაერი, რადგან იგი ადვილად ხელმისაწვდომია და ძრავის

მოცულობიდან გადაპარვების კომპენსაცია ამ შემთხვევაში არ წარმოადგენს დიდი სიძნელეს.

სტირლინგის ძრავში შეიძლება გამოყენებული იყოს აგრეთვე უფრო მძიმე გაზები ვიდრე ჰაერია. მეიერის მიერ ჩატარებულმა თეორიულმა კვლევებმა აჩვენა, რომ ძრავის მახასიათებელზე მუშა სხეულის გავლენა მნიშვნელოვანია სიხშირისგან დამოკიდებულებით [6].



ნახ.7. ძრავის ეფექტური მ.ქ.კ.-ისა და სიმძლავრის დამოკიდებულება სხვადასხვა სიხშირეზე. (1-ჰაერი, 2-ჰელიუმი, 3-წყალბადი).

ნახ.7-ზე წარმოდგენილია 165 კვტ-იანი ძრავის მახასიათებლები როდესაც მუშა სხეული გამაცხელებელში ხურდება 200°C-ზე, ხოლო მაცივარში მისი ტემპერატურა 25°C-ია. მუშა სხეულის წნევა შეადგენს 11 მგპა-ს. გრაფიკზე მოცემულია ეს მახასიათებლები სამი სხვადასხვა მუშა სხეულის შემთხვევაში (ჰაერი, ჰელიუმი და წყალბადი).

ძრავის დაბალი სიხშირით  $n=250$  ბრ/წთ ბრუნვის შემთხვევაში ეფექტური მ.ქ.კ. ტოლია შესაბამისად 38%, 47% და 49%, მაგრამ ლიტრული სიმძლავრე სამივე მუშა სხეულის შემთხვევაში თითქმის ერთნაირია და 8, 9 ვტ/სმ<sup>3</sup>-ს შეადგენს. მიღებული შედეგი გვიჩვენებს, რომ დაბალი ბრუნვების და პატარა სიმძლავრეების შემთხვევაში ჰელიუმსა და წყალბადს ჰაერთან



შედარებით რაიმე მნიშვნელოვანი თერმოდინამიკური უპირატესობა არ გააჩნიათ.

მუშა სხეულებად მარტო გაზების გამოყენებით არ შემოიფარგლება სტირლინგის ძრავები. 30-იან წლებში ინგლისში მელოუნის მიერ ჩატარებულ იქნა საინტერესო ცდები სხვადასხვა თხევადი ნივთიერებების გამოყენებით (წყალი, ბენზინი, გლიცერინი). სამწუხაროდ არ არსებობს მიღებული შედეგების დეტალური პუბლიკაციები. სტირლინგის ძრავებში გამოყენებული ძირითადი მუშა სხეულების თბოფიზიკური პარამეტრები მოცემულია ცხრილში 1.

ცხრილი 1.

მუშა სხეული	პარამეტრი	ტემპერატურა, K		
		250	500	1000
ჰაერი: P <sub>0</sub> =0.1 მპა M=28.9	$C_p$ , კჯ/(კგ·K)	1,003	1,029	1,141
	$\rho$ , კგ/მ <sup>3</sup>	1,412	0,706	0,353
	$\mu \cdot 10^6$ , კგ/(მ·წმ)	15,99	26,70	41,53
	$k \cdot 10^6$ , (მ·K)	22,27	40,41	67,54
წყალბადი: P <sub>0</sub> =0.1 მპა M=2	$C_p$ , კჯ/(კგ·K)	14,05	14,51	14,98
	$\rho$ , კგ/მ <sup>3</sup>	0,098	0,049	0,0246
	$\mu \cdot 10^6$ , კგ/(მ·წმ)	7,92	12,64	20,13
	$k \cdot 10^6$ , (მ·K)	156,1	271,8	452,2
ჰელიუმი: P <sub>0</sub> =0.1 მპა M=4	$C_p$ , კჯ/(კგ·K)	5,19	5,19	5,19
	$\rho$ , კგ/მ <sup>3</sup>	0,195	0,097	0,048
	$\mu \cdot 10^6$ , კგ/(მ·წმ)	18,40	29,30	46,70
	$k \cdot 10^6$ , (მ·K)	134,0	202,6	–
ნახშირორჟანგი: P <sub>0</sub> =0.1 მპა M=44	$C_p$ , კჯ/(კგ·K)	0,791	1,014	1,234
	$\rho$ , კგ/მ <sup>3</sup>	2,145	1,073	0,536
	$\mu \cdot 10^6$ , კგ/(მ·წმ)	12,60	23,67	39,51
	$k \cdot 10^6$ , (მ·K)	12,90	32,74	67,52
ორთქლი დაბალ წნევაზე: M=18	$C_p$ , კჯ/(კგ·კ)	1,855	1,954	2,288
	$\mu \cdot 10^6$ , კგ/(მ·წმ)	9,42	17,3	37,6
	$k \cdot 10^6$ , (მ·K)	18,8	35,7	97,9

მუშა სხეულის წარმოდგენილი თვისებები საინტერესოა, როგორც თბოგადაცემის ისე ჰიდრავლიკური წინააღობების თვალსაზრისით. კუთრი სითბოტევადობა და თბოგამტარობის კოეფიციენტი მნიშვნელოვან

გავლენას ახდენენ გამაცხელებელში, რეგენერატორსა და მაცივარში მიმდინარე პროცესებზე, ხოლო სიმკვრივე და სიბლანტე განსაზღვრავენ ჰიდრავლიკურ წინაღობებს.

კონვექციური თბოგადაცემის პროცესების საანგარიშოდ გამოიყენება ცნობილი განტოლება [2]:

$$Q = \alpha F \Delta T$$

სადაც,  $Q$  – თბური ნაკადია;  $\alpha$  – თბოგაცემის კოეფიციენტი;  $F$  – თბოცვლის ფართობია;  $\Delta T$  – ტემპერატურული სხვაობაა მუშა სხეულსა და კედელს შორის.

თბოგაცემის კოეფიციენტის განსაზღვრისათვის ვიყენებთ ნუსელტის კრიტერიუმს

$$Nu = \alpha d / \lambda$$

სადაც,  $\alpha$  – თბოგაცემის კოეფიციენტი;  $d$  – დამახასიათებელი გეომეტრიული ზომაა;  $\lambda$  – მუშა სხეულის თბოგამტარობის კოეფიციენტი.

მეორე მნიშვნელოვან უგანზომილებო პარამეტრს წარმოადგენს რეინოლდსის კრიტერიუმი

$$Re = \frac{wd}{\nu}$$

სადაც,  $\nu$  – კინემატიკური სიბლანტის კოეფიციენტი;

კავშირი  $Nu$  და  $Re$  კრიტერიუმებს შორის ზოგადად წარმოდგინდება შემდეგნაირად:

$$Nu = \beta Re^m$$

სადაც,  $\beta$  და  $m$  – მუდმივი კოეფიციენტებია, რომლებიც დამოკიდებულია მუშა სხეულის მოძრაობის რეჟიმთან.

ამგვარად, ოპტიმალურ მუშა სხეულად ითვლება ის გაზი, რომლის თვისებებიდან გამომდინარე მაქსიმალურია თბოგაცემის კოეფიციენტი  $\alpha$  და მინიმალურია ჰიდრავლიკური წინაღობა.

ცხრილი 1-ში წარმოდგენილი გაზებიდან ამ პირობებს ყველაზე უკეთ აკმაყოფილებს წყალბადი, შემდეგ ჰელიუმი და ა.შ. ჩვენს მიერ ჩატარებულ

ექსპერიმენტებში უსაფრთხოებიდან გამომდინარე უპირატესობა მიენიჭა ჰელიუმს.

## 1.7 ძრავის გამაცხელებელი და მაცივარი

### ა) ძრავის გამაცხელებელი

სტირლინგის ძრავების გამაცხელებლების უმრავლესობა შეიძლება დავყოთ ორ ტიპად – მილოვანი და გაწიბოვნებული ზედაპირით, რომლებშიც თბოგადაცემა ხორციელდება შემდეგი პროცესების ხარჯზე:

–კონვექციური თბოცვლა მილების ან გაწიბოვნებული ზედაპირების გარე მხარესა და მაღალტემპერატურულ თბომტარს შორის;

–თბოგამტარობით მილების კედლებზე;

–კონვექციური თბოცვლა მილების შიგა ზედაპირსა და ძრავის მუშა სხეულს შორის.

ძრავში მუშა სხეული როგორც წესი იმყოფება წნევის ქვეშ და მას აქვს ამავე დროს მაღალი სიმკვრივე. ძრავში გამოყენებული კონსტრუქციულ მასალებს გააჩნიათ მაღალი თბოგამტარობის კოეფიციენტი, ამიტომ მოცემული თბური ნაკადის დროს ცილინდრის კედელში გაგვაჩნია მცირე მნიშვნელობის ტემპერატურული გრადიენტი. იმ შემთხვევაში, როდესაც მაღალტემპერატურულ თბომტარად გამოყენებულია წვის პროდუქტები ან განახლებადი ენერჯის წყაროების სახით მზის რადიაცია, ტემპერატურის გრადიენტი სითბოს წყაროსა და მილების გარე ზედაპირს შორის საკმაოდ მაღალია და მოითხოვს თბოცვლის ინტენსიფიკაციისთვის სპეციალური ღონისძიების გატარებას.

მაღალი ტემპერატურული გრადიენტის დროს შესაძლებელია აგრეთვე თბოცვლის მილების გარე ზედაპირის გარკვეული ადგილების გადახურება, რაც ძალიან არასასურველია, რადგან ხდება მასალის სიმტკიცის მკვეთრი შემცირება ლოკალურად. ამ არასასურველი პროცესის თავიდან ასაცილებლად, მასალის სიმტკიცეიდან გამომდინარე აუცილებელია მილების ზედაპირის ნებისმიერ ადგილზე ტემპერატურის

მაქსიმუმი 100°C-ით ნაკლები იყოს დასაშვებზე. ცხადია გაცხელებისას საშუალო ტემპერატურის შემცირება იწვევს შესაბამისად ძრავის ეფექტური სიმძლავრის და მ.ქ.კ.-ს შემცირებას.

ზემოთ აღწერილი თბოცვლის პროცესები შეესაბამება პირდაპირი გზით გაცხელებას, რომლის დროსაც სითბო ქიმიური, მზის ან რადიოიზოტოპური წყაროებიდან უშუალოდ გადაეცემა მუშა სხეულს. ამ ვარიანტთან შედარებით მნიშვნელოვანი უპირატესობა გააჩნია არაპირდაპირი გზით ძრავის მუშა სხეულის გაცხელებას, რომლის დროსაც გამოიყენება შუალედური მაღალტემპერატურული თბომტარები. აღნიშნულის უპირატესობები გამოიხატება იმაში, რომ შესაძლებელია მაღალი თბოგადაცემის კოეფიციენტით ენერჯის გადაცემა, რის შედეგადაც პროპორციულად მცირდება მილების ზედაპირის ფართობი და შესაბამისად მკვდარი მოცულობა გამაცხელებელში. გარდა ამისა, მილების გარე ზედაპირების ტემპერატურის უკეთესი თანაბრობა მიიღწევა და ადგილი აღარ აქვს ლოკალურ ადგილებში მის გადახურებას, რაც საშუალებას იძლევა საშუალო ტემპერატურა გაიზარდოს მაქსიმალურ დასაშვებ მნიშვნელობამდე.

## **ბ) ძრავის მაცივარი**

სტირლინგის ძრავი შიგა წვის ძრავებისგან განსხვავებით შედარებით დიდი გაბარიტების მაცივარს მოითხოვს. ეს გამოწვეულია იმით, რომ მუშა სხეულმა, რომლის რაოდენობა მუდმივია ციკლში, მთელი სითბო უნდა გადასცეს მაცივარს. შიგა წვის ძრავების შემთხვევაში სითბოს დიდი ნაწილი ციკლის ბოლოს ნამწვ აირებთან ერთად მთლიანად გაიტყორცნება ატმოსფეროში ანუ ციკლი არ მიმდინარეობს მუდმივი მუშა სხეულით.

ზემოთ აღნიშნული მიზეზი პრაქტიკულად გამორიცხავს დიდი სიმძლავრის ძრავებში საჰაერო სისტემით გაცივებას, ამიტომ საშუალო და დიდი სიმძლავრის ძრავებში მუშა სხეული შუალედური თხევადი თბომტარით ცივდება. უფრო ხშირად გამოიყენება წყალი, რომელსაც

შესანიშნავი თბოფიზიკური თვისებები გააჩნია. მას გააჩნია მაღალი თბოგაცემის კოეფიციენტი, რაც უზრუნველყოფს მინიმალურ ტემპერატურულ დაწნევებს თბომტარსა და მუშა სხეულს შორის.

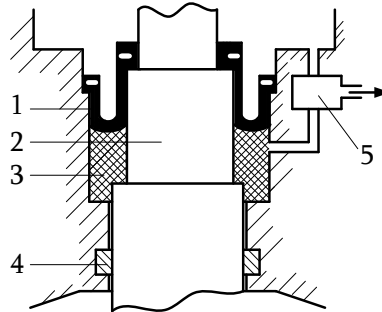
### **1.8 სტირლინგის ძრავის სპეციფიკური სისტემები**

სტირლინგის ძრავებს სხვა ტიპის თბური ძრავებისგან განსხვავებით გააჩნიათ სპეციფიკური დამხმარე მოწყობილობები. ამ მოწყობილობებიდან განსაკუთრებით შეიძლება გამოვყოთ სამი ობიექტი: შემამჭიდროებელი ელემენტები, რეგულირების სისტემა და ნამწვი აირების რეცირკულაციის სისტემა. უკანასკნელი სისტემა გამოიყენება გარემოში აზოტის ჟანგეულების შესამცირებლად, იმ შემთხვევაში, როდესაც ძრავზე ენერჯის მიწოდება ხდება ორგანული საწვავის გარე წვისას. რეგულირების სისტემის შემუშავების დროს ასევე გასათვალისწინებელია ძრავზე ენერჯის მიწოდების სქემა.

სტირლინგის ძრავებს გააჩნიათ შემჭიდროების ორი სისტემა-დგუშების ცილინდრთან შემჭიდროება და დგუშების ღერძების შემჭიდროება. სწორედ ეს უკანასკნელი ქმნის ყველაზე დიდ პრობლემებს სტირლინგის ძრავის ჰერმეტიზაციისას. მრუდხარა ბარბაცა მექანიზმიან ძრავებში დგუშების ღერძის შესამჭიდროებლად გამოიყენება ორი ტიპის შემჭიდროება - დიაფრაგმული შემჭიდროება და დინამიკური მოსრიალე შემჭიდროება.

დიაფრაგმული შემჭიდროება მზადდება ელასტიური მასალისაგან (პოლიურეტანისგან), რომლის კიდეები ხისტად არის დამაგრებული მუშა დგუშების ღერძზე და ცილინდრის კედელზე (ნახ.8). დიაფრაგმა მუშა ზონისგან კარტერის ჰერმეტიკულ განმხოლოებას ახდენს. ამ დრომდე ჯერ კიდევ არ არის შემუშავებული საიმედო მასალები მის დასამზადებლად. იგი უნდა იყოს საკმარისად ელასტიური, რომ იმოძრაოს დგუშის ღერძთან ერთად და ამავე დროს უნდა იყოს საკმაოდ მტკიცე, რომ გაუძლოს დიდი წნევების ზემოქმედებას. ამ უკანასკნელი მიზეზის გამო დიაფრაგმა მუშა

არის საპირისპირო მხრიდან ეყრდნობა ე.წ. ზეთიან ბალიშს, რომლის წნევა ციკლის საშუალო წნევის ტოლია. ამჟამად არსებული დიაფრაგმების მუშა წნევის დიაპაზონი არ აღემატება 0,45 მგპა-ს [6].



ნახ.8. დიაფრაგმული ტიპის შემჭიდროება:

1-დიაფრაგმა; 2-დგუმის ღერძი; 3-ზეთის ბალიში; 4-დამჭირხნი ზეთის რგოლი; 5-ზეთის წნევის მარეგულირებელი სარქველი.

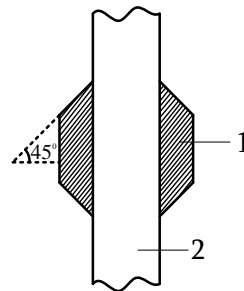
ზეთი, რომელიც იმყოფება ე.წ. ბალიშის არეში, ძრავს მიეწოდება დამჭირხნი მოწყობილობის დახმარებით. დიაფრაგმის საპირისპიროდ ზეთის ბალიშის შეკავებას ემსახურება სპეციალური ზეთის შემამჭიდროებელი რგოლები. როგორც (ნახ.8)-დან ჩანს ღერძსა და კორპუსს გააჩნიათ საფეხუროვანი შესრულება, რაც უზრუნველყოფს ზეთის არეში მუდმივ მოცულობას დიაფრაგმასა და ზეთის შემამჭიდროებელს რგოლს შორის. ამ მიზეზით ღერძის გადაადგილება არ ახდენს გავლენას ბალიშის ზონაში ზეთის წნევის ცვლილებაზე.

პოლიურეტანის თვისებები მნიშვნელოვნად არის დამოკიდებული მის ტემპერატურაზე. მაღალ ტემპერატურაზე დიაფრაგმა რბილდება, რაც იწვევს საბოლოო ჯამში მის დაზიანებას (გაგლეჯას). ნორმატიული ტემპერატურა პირველი თაობის დიაფრაგმებისთვის იყო დაახლოებით 40°C. აგრეთვე დადგენილი იქნა, რომ ყოველი 7°C-ით ტემპერატურის ზრდა დიაფრაგმის მუშაობის რესურსს ამცირებს ერთი რიგით. დიაფრაგმების შექმნაში დიდი წვლილი მიუძღვის ფირმა „ჯენერალ მოტორსს“. რამდენიმე წლიანი მუშაობის შედეგად მათ შეძლეს მიეღოთ დიაფრაგმის მასალა, რომელსაც შეეძლო ემუშავა 116 °C ტემპერატურაზე 3000 სთ-ზე მეტი.

მიუხედავად მიღწეული შედეგებისა დიაფრაგმის მუშაობის საიმედოობა ჯერ კიდევ არ არის დაკმაყოფილებული. დიაფრაგმის გაგლეჯვა ძრავში იწვევს კატასტროფულ შედეგებს, რის გამოც საჭირო ხდება ძრავის მთლიანად დაშლა და მისი ზედაპირების გაწმენდა მოხვედრილი ზეთის ნაწილაკებისგან.

მთლიანობაში დიაფრაგმული შემჭიდროება საკმაოდ რთული და ძვირადღირებულია. მიუხედავად ამ მიმართულებით ჩატარებული დიდი მოცულობის კვლევებისა, ჯერ კიდევ არაა შექმნილი ამ ტიპის საიმედო შემამჭიდროებელი მასალა. აქედან გამომდინარე, მკვლევარები პარალელურად მუშაობდნენ სხვა ტიპის შემამჭიდროებელ მოწყობილობებზეც, როგორცაა მაგალითად მოსრიალე შემჭიდროება.

მოსრიალე შემჭიდროება ანალოგიურია დგუშის რგოლით შემჭიდროების (ნახ.9), [6].



ნახ.9. მოსრიალე შემამჭიდროებელი რგოლი: 1-მოსრიალე შემჭიდროება, 2-დგუშის ღერძი.

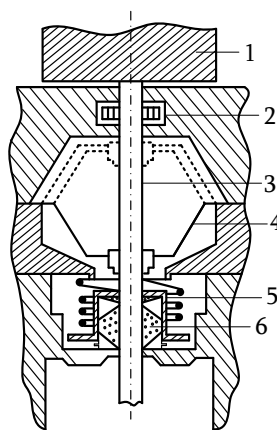
მისი დამზადება გაცილებით მარტივია და იაფი, ვიდრე დიაფრაგმული შემჭიდროება. მოსრიალე შემჭიდროების გამოყენების შემთხვევაში გარკვეული რაოდენობის აირის გადაპარვები ყოველთვის არსებობს, ხოლო მისი მჭიდრო კავშირის გამო დგუშის ღერძთან ხახუნის ძალები მნიშვნელოვნად მეტია, ვიდრე დიაფრაგმული შემჭიდროების შემთხვევაში. მიუხედავად მაღალი ხახუნისა, მისი დაზიანება არ იწვევს ისეთ კატასტროფულ შედეგებს, როგორც ეს ხდება დიაფრაგმული შემჭიდროების დაზიანებისას. ძრავებში ამ ტიპის შემჭიდროების

გამოყენების შემთხვევაში საჭიროა გათვალისწინებული იქნეს მუშა სხეულის დანაკარგების შემავსებელი მოწყობილობა.

დინამიკური მოსრიალე შემჭიდროება შედგება ორი ძირითადი ელემენტისაგან: ღერძის შემჭიდროებისგან და ე.წ. შემამჭიდროებელი თავხუფისგან.

ღერძის წინსვლით-უკუსვლითი (უკუქცევითი) მოძრაობისას ღერძი სველდება ზეთით რომელსაც მოქმედი წნევა თანდათან გამოდევნის შემამჭიდროებელ რგოლსა და ღერძს შორის არსებული ღრეჩოდან, ამიტომ კონსტრუქციაში გათვალისწინებულია ტეფლონისგან დამზადებული ზეთის მოსაცილებელი რგოლი. ღერძზე შემამჭიდროებელი რგოლი მორგებულია ჭექით, რის გამოც ხახუნის შედეგად ადგილი აქვს დიდი რაოდენობის სითბოს გამოყოფას. ამ სითბოს ართმევის როლს ასრულებს სწორედ ღერძის დამასველებელი ზეთი. ზეთისა და მუშა სხეულის ნარევის კარტერიდან მოცილება ხორციელდება სეპარატორში, საიდანაც გაწმენდილი და გამშრალი მუშა სხეული უკან ბრუნდება ძრავის ცილინდრში.

ღერძის შემამჭიდროებლის სრულყოფაზე წამყვანი ფორმების მუშაობის შედეგად შექმნილია ე.წ. კომბინირებული შემამჭიდროებელი (ნახ.10), [6].



ნახ.10. კომბინირებული შემჭიდროება: 1-ღერძი, 2-შემამჭიდროებელი თავხუფი, 3-ღერძის ღერძი, 4-დიაფრაგმა, 5-ზეთოვანი რგოლი, 6-მოსრიალე შემჭიდროება.



ამ შემთხვევაში ერთ სისტემაში რეალიზებულია დიაფრაგმული და მოსრიალე შემჭიდროების დადებითი მხარეები. დიაფრაგმული შემჭიდროება განლაგებულია ღერძის ზედა მაღალი წნევის მხარეს, ხოლო მოსრიალე დიაფრაგმა უზრუნველყოფს ეფექტურ ჰერმეტიზაციას და დიაფრაგმული შემჭიდროების ქვეშ იქმნება საჭირო წნევის ვარდნა. დიაფრაგმის გაგლეჯვა ამ შემთხვევაში უკვე აღარ იწვევს კატასტროფულ შედეგებს, რადგან ჰერმეტიზაციის დარღვევა სრულად აღარ ხდება.

### 1.9 მუშა სხეულის ჰერმეტიზაცია

სტირლინგის ძრავებში მუშა სხეულის ჰერმეტიზაცია შეიძლება ითქვას ერთ-ერთი უმთავრესი პრობლემაა, რისი გადაწყვეტის გარეშეც შეუძლებელია ამ ძრავების შემდგომი განვითარება. რა თქმა უნდა იდეალურად ჰერმეტიზებული ცილინდრი-დგუმის დამზადება პრაქტიკულად შეუძლებელია. რეალურ ძრავებში საჭიროა რაც შეიძლება მინიმალური იყოს მუშა სხეულის გადინება.

სტირლინგის ძრავში არსებობს ორი ელემენტი, სადაც ყველაზე დიდია მუშა სხეულის გადინება, ესენია: დგუმის ღერძი და მაღალტემპერატურული თბომცვლელი. დგუმის ღერძის შესამჭიდროებლად ცნობილია რამდენიმე კონსტრუქციული გადაწყვეტა. მაღალტემპერატურული თბომცვლელის კორპუსიდან მუშა სხეულის დანაკარგები საშიშია მხოლოდ მაშინ, როდესაც ამ უკანასკნელად გამოიყენება წყალბადი. წყალბადის გამოყენების შემთხვევაში ლითონის კედლებიდან ხდება მისი ე.წ. ფილტრაცია. მაღალი ტემპერატურები არის ის დამატებითი ფაქტორი, რაც ზრდის ფილტრაციის სიჩქარეს, რადგან ლითონის ფიზიკური მახასიათებლები მნიშვნელოვნად იცვლება. ძრავის ექსპლუატაციაში, ისევე როგორც გარდაუვალია ღერძიდან გადინებები, ასევე გარდაუვალია წყალბადის ფილტრაცია მაღალ ტემპერატურებზე. მართალია ფილტრაციის მთლიანი გამორიცხვა შეუძლებელია, მაგრამ თუ იგი იქნება დასაშვებ ზღვარს ქვემოთ, მაშინ შეიძლება მისი კომპენსაცია

დამატებითი წყალბადის შეყვანით მუშა არეში. რა თქმა უნდა ამ პრობლემის მოგვარება შეიძლება თუ წყალბადი ჩანაცვლებული იქნება სხვა რომელიმე აირით, მაგრამ მისი უნიკალური თვისებების გამო სასურველია არ შეიცვალოს იგი და გამოკვლეული იქნას ფილტრაციის მექანიზმი. წყალბადის ფილტრაციის შესამცირებლად დიდი რაოდენობით მასალები იქნა გამოცდილი, რის შედეგადაც ყველაზე პერსპექტიულად იქნა მიჩნეული ლითონის მაგივრად კერამიკის გამოყენება.

კვლევებით დადგენილია, რომ წყალბადის ფილტრაციისას ადგილი აქვს შემდეგ პროცესებს: პირველ სტადიაზე ჩვეულებრივ მოლეკულური წყალბადი კონცენტრირდება მყარი სხეულის ზედაპირზე ე.წ. ადსორციის მექანიზმის ხარჯზე. შემდეგ ორატომიანი წყალბადის მოლეკულები განიცდიან დისოციაციას ანუ იშლებიან წყალბადის ატომებად, სწორედ ეს წყალბადის ატომები განიცდიან დიფუზიას ლითონების ატომურ მესერში. დიფუზიის შემდეგ ლითონის გარე ზედაპირზე ხდება უკუ პროცესი დისორბციის.

### **1.10 მაღალეფექტური სტირლინგის ძრავების შექმნის პრობლემები**

სტირლინგის ძრავის მიერ გამომუშავებული სიმძლავრე თითქმის პირდაპირპროპორციულია ციკლის საშუალო წნევის, ამიტომ იმისათვის, რომ მიღებული იქნას როგორც აბსოლუტური, ასევე კუთრი სიმძლავრის მაღალი მნიშვნელობები, მუშა სხეულის წნევა ძრავში უნდა შეადგენდეს 10÷20 მგპა. წნევის ასეთი მაღალი მნიშვნელობები ძრავის პროექტირების დროს ქმნის სპეციფიკურ პრობლემებს. განსაკუთრებით რთულია პრობლემების გადაწყვეტა, რომელიც დაკავშირებულია:

- მუშა სხეულის ჰერმეტიზაციასთან;
- თბურ დამაბულობებთან თბომცვლელებში;
- ამძრავში მაღალ მექანიკურ დატვირთვებთან საკისრებზე და მექანიზმებზე.

რაც მეტია ამძრავის მექანიზმში მოძრავი დეტალების რაოდენობა, როგორც წესი მით ნაკლებია ძრავის მ.ქ.კ. და რესურსი. გარდა ამისა ამძრავის სირთულე სერიოზულად აძვირებს ძრავის ღირებულებას.

დინამიკური ფაქტორები, რომლებიც ძრავის კონსტრუირების დროსაა გასათვალისწინებელი, შეიძლება დაიყოს ორ ჯგუფად, ესაა: დინამიკური დატვირთვები და მოძრავი დეტალების დინამიკურად დაბალანსება. დინამიკური დატვირთვები გადამწყვეტია ძრავის ზომების განსაზღვრაში.

სტირლინგის ძრავების შესრულების ტრადიციულ ვარიანტებში ძირითადად იყენებენ მრუდხარა-ბალანსირიან, რომბულ, დახრილ დისკოიან და მრუდხარა ბარბაცა მექანიზმებს.

ეს მექანიზმები გარდა იმისა, რომ საკმაოდ რთული შესასრულებელია დამზადების სიზუსტითა და შესაბამისი სიმტკიცით, რთულია აგრეთვე ჰერმეტიზაციის საკითხები, როგორც დგუშების ცილინდრებში, ასევე დგუშების ღერძების.

## თავი 2. თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავების ანალიზი.

### 2.1 „ფლუიდანის“ ტიპის ძრავები

„ფლუიდანის“ ტიპის ძრავების სტირლინგის ძრავების სხვა ტიპებისგან რადიკალური განსხვავება გამოიხატება იმაში, რომ მუშა სხეულის მოცულობების ცვლილება ხორციელდება სითხის სვეტების გადაადგილებით და არა მყარი ტანისგან დამზადებული დგუშებით.

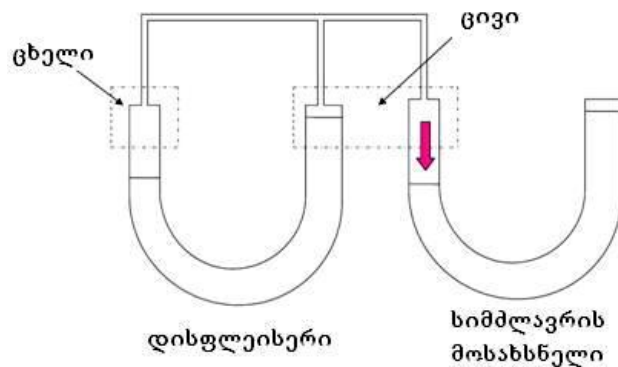
„ფლუიდანის“ ტიპის ძრავების ძირითადი ელემენტია U-ს მაგვარი მილი, რომელშიც გარკვეული სიხშირით ირხევა სითხის სვეტი. ამ ძრავებიდან ენერჯის გადაცემის სამი სხვადასხვა ვარიანტი არსებობს: 1) წნევათა სხვაობის ხარჯზე; 2) ძრავის მოქანავე კონსტრუქციიდან; 3) რეაქტიული ნაკადის ხარჯზე.

„ფლუიდანის“ ძრავმა შეიძლება იმუშაოს როგორც „სველ“, ასევე „მშრალ“ რეჟიმებში. პირველ შემთხვევაში არსებობს კონტაქტი მუშა სხეულსა და სითხის სვეტებს შორის, ხოლო მეორე შემთხვევაში მუშა სხეული და სითხის სვეტები განმხოლოებულია ერთმანეთისგან დამატებითი მასალების გამოყენებით.

თხევადი დგუშების გამოყენების შემთხვევაში ძრავის კონსტრუქცია მნიშვნელოვნად მარტივდება. თხევადი დგუში არ საჭიროებს ცილინდრების ზუსტ ზომებში შესრულებას, უფრო მეტიც, მას შეიძლება ჰქონდეს ნებისმიერი კონფიგურაცია. გარდა ამისა, ფლუიდანის სისტემის უმეტესობისთვის ძრავი და ტუმბო შესაძლებელია შესრულდეს, როგორც ერთიანი სისტემა [8-9].

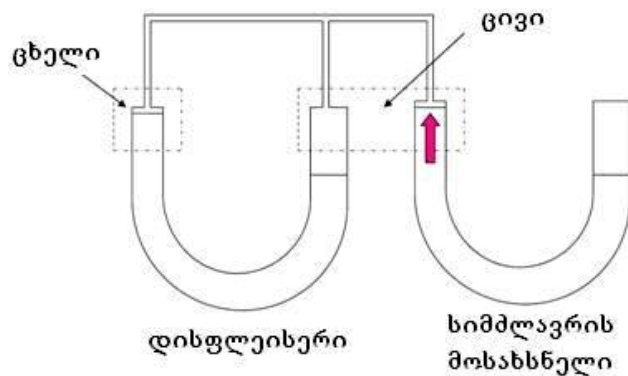
როგორც ზემოთ იყო აღნიშნული, თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავის მუშაობისას მექანიკური დგუშები, რომლებიც წარმოადგენს სითხის სვეტებს, გადაადგილდება ზიარ ჭურჭელში (U-ს მაგვარი მილში) გარკვეული სიხშირით. როცა სვეტის ცხელი მხარე გათბება, მაშინ გაზრდილი ჰაერის წნევა მაღლა სწევს სითხეს ცივი მხარეზე და იმავდროულად დაბლა სწევს ცხელ მხარეზე (ნახ.11). აქედან გამომდინარე

სისტემაში არსებული ჰაერის უმეტესი რაოდენობა ცხელდება და შესაბამისად წნევა მთელ სისტემაში იზრდება.



ნახ.11. U-ს მაგვარი მილში დისფლუისური გადახრილია ცივი არისკენ.

ნახევარი პერიოდის შემდეგ სითხის სვეტები (დისფლუისური) ბრუნდება უკან (ნახ.12). ამ შემთხვევაში პირიქით, ჰაერის უმეტესი რაოდენობა ცივდება, რის გამოც წნევა მთელ სისტემაში კლებულობს.



ნახ.12. U-ს მაგვარი მილში დისფლუისური გადახრილია ცხელი არისკენ.

სითხის სვეტის რხევის მაქსიმალური ამპლიტუდის მისაღებად ნაკადის დანაკარგები უნდა იყოს რაც შეიძლება მცირე, ხოლო სიხშირე ახლოს უნდა იყოს სვეტების რეზონანსულ სიხშირესთან.

რხევის დასაწყებად საჭიროა მილის ერთ მხარეს სითხის დონე გადაადგილდეს რაიმე გარეშე ზემოქმედებით. როცა სითხის ზედაპირი აიწევს  $\chi$  მანძილამდე ერთ ბოლოზე, ის დაეცემა იმავე რაოდენობით მეორე ბოლოზე და შესაბამისად სითხის სვეტს ერთ მხარეზე ექნება უფრო მეტი მასა, ვიდრე მეორე ბოლოზე (ნახ.13):

$$M = 2\chi\rho A_d \quad (2.1.1)$$

სადაც,

$\chi$  – სითხის სვეტის გადაადგილება;  $A_d$  – U-ს მაგვარი მილის განიკვეთის ფართობია;  $\rho$  – სითხის სიმკვრივეა.

შესაბამისად, წნევა სისტემაში გახდება  $P = 2\chi\rho g$ , ხოლო მის მიერ შექმნილი წნევის ძალა კი  $2\chi\rho g A_d$ . თუ გავითვალისწინებთ დისფლექსიის სვეტის მასას –  $\rho A_d L_D$  და მოძქმედი ძალის მნიშვნელობას, მაშინ სისტემის აჩქარება შეიძლება ვიანგარიშოთ როგორც:

$$A_d \rho L_D \ddot{\chi} = -2\chi A_d \rho g \quad (2.1.2)$$

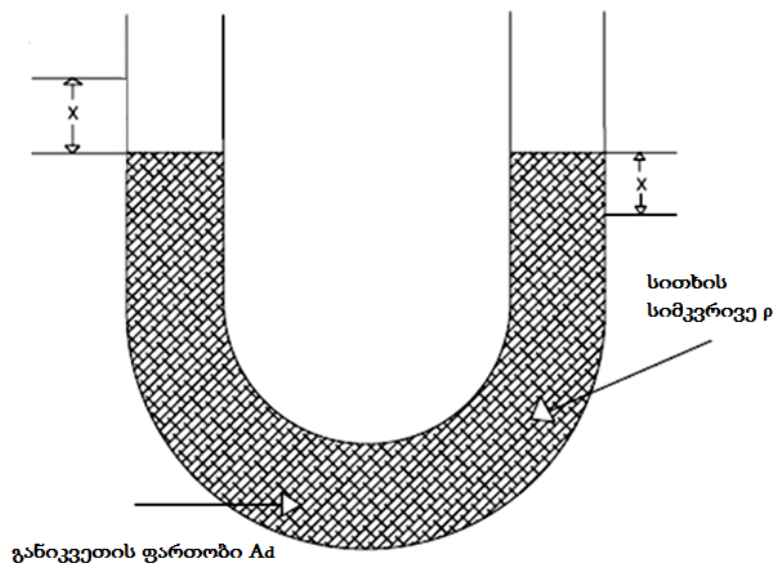
$$\ddot{\chi} = \frac{-2gx}{L_D} \quad (2.1.3)$$

ეს არის განტოლება არადემფირებული მარტივი ჰარმონიული მოძრაობის და ბუნებრივი სიხშირე ომეგა  $\omega$  გამოითვლება როგორც:

$$\omega = \sqrt{\frac{2g}{L_D}} \quad \text{რად/წმ} \quad (2.1.4)$$

ან

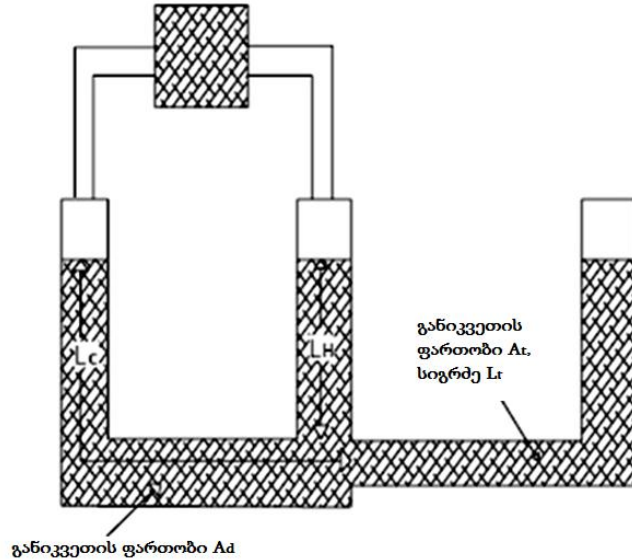
$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2g}{L_D}} \quad \text{ჰც} \quad (2.1.5)$$



ნახ.13. U-ს მაგვარი მილში დისფლექსიის გადაადგილება.

უკანასკნელი ფორმულის გამოყენებით შეგვიძლია განვსაზღვროთ რხევის სიხშირე. მაგალითად, თუ დისფლესერის სიგრძე შეაგენს (1±2 მ), მაშინ რხევის სიხშირე იქნება 0.5±0.7 ჰერცი .

ნახ.14–ზე წარმოდგენლია სიმძლავრის მოხსნის ვარიანტი წნევათა სხვაობის ხარჯზე [10-11].



ნახ.14. ფლუიდაინის ძრავში სიმძლავრის მოხსნის ვარიანტი.

თუ დავუშვებთ, რომ აირი თავდაპირველად იყო  $P_m$  წნევით და  $V_m$  მოცულობით, მაშინ სითხის გადაადგილებით წნევა გაიზრდება  $\Delta P$  მნიშვნელობით:

$$P_m V_m = (P_m + \Delta P)(V_m - \chi A_t) \quad (2.1.6)$$

იდეალური აირის კანონიდან გამომდინარე შეგვიძლია დავწეროთ:

$$V_m \Delta P = (P_m + \Delta P) \chi A_t \quad (2.1.7)$$

ვინაიდან ფლუიდაინის ტიპის სტირლინგის ძრავებს აქვთ დაბალი კუმშვის კოეფიციენტი, ამიტომ შეიძლება დავუშვათ, რომ  $P_m + \Delta P = P_m$ . აქედან გამომდინარე შეგვიძლია დავწეროთ  $\Delta P = A_t P_m \chi / V_m$ .

გაერთიანებულ ცილინდრიანი კონფიგურაციისთვის, როგორც ნაჩვენებია ნახ.14–ზე, წნევათა სხვაობა დისფლესერში სითხის ზედაპირსა და სვეტის რეგულირების ღია ბოლოს შორის იქნება [12]:

$$\Delta P = \frac{P_m A_t \chi}{V_m} + \rho g \chi + \frac{\rho g \chi A_t}{2A_d} \quad (2.1.8)$$

აირის შეკუმშვა      მარეგულირებლის სითხის დონე შემცირდა      დისფლესერის სითხის დონე გაიზარდა

წნევათა სხვაობა მოქმედებს რეგულირების სვეტზე და წარმოქმნის კუთხურ სიჩქარეს, რომელიც ტოლია:

$$\omega = \sqrt{\frac{A_t P_m}{V_m \rho L_t} + \frac{[1 + A_t / 2A_d] g}{L_t}} \quad \text{რად/წმ} \quad (2.1.9)$$

ან

$$f = 1/2\pi \sqrt{\frac{A_t P_m}{V_m \rho L_t} + \frac{[1 + A_t / 2A_d] g}{L_t}} \quad \text{ჰც} \quad (2.1.10)$$

იზოთერმული აირის კუმშვადობა ტოლია  $V_m / P_m$ , ხოლო ადიაბატურ პროცესში აირის კუმშვადობა კი არის  $V_m / \gamma P_m$ . სადაც,  $\gamma$  არის აირის ადიაბატური კუმშვის ხარისხი.

შერეული იზოთერმულ-ადიაბატური პროცესებისთვის, იზოთერმული და ადიაბატური მოცულობების  $V_i$  და  $V_a$  მნიშვნელობების გამოყენებით, შეიძლება მუშა აირის ზღვრული კუმშვადობის ანგარიში:

$$\frac{\Delta P}{\Delta V} = \frac{-P_m}{V_t + V_a / \gamma} \quad (2.1.11)$$

(2.1.11) განტოლების (2.1.10) განტოლებაში შეტანით შეიძლება განისაზღვროს ფლუიდაინის ძრავის ბუნებრივი სიხშირე, როდესაც ძრავიდან იხსნება სიმძლავრე შერეულ იზოთერმულ და ადიაბატურ პროცესებში:

$$f_t = (1/2\pi) \sqrt{\frac{1}{L_t} \left[ \frac{\pi R_t^2 P_m}{\rho (V_i + V_a / \gamma)} + g \left( 1 + \frac{R_t^2}{2R_d^2} \right) \right]} \quad (2.1.12)$$

სადაც,  $R_d$ –დისფლესერის დიამეტრია და  $R_t$ –აირის სიმძლავრის მოსახსნელი სვეტის დიამეტრია.



(2.1.12) განტოლების გარდაქმნით ასევე შეიძლება გამოითვალის სვეტის რეგულირების სიგრძესა  $L_t$  და მის რადიუსს  $R_t$  შორის კავშირი, ძრავის მუშაობის ნებისმიერი  $f$  სიხშირისთვის.

$$L_t = \frac{\left\{ \frac{\pi R_t^2 P_0}{\rho [V_t + V_a / \gamma]} \right\} + g \left[ 1 + \frac{R_t^2}{2R_d^2} \right]}{4\pi^2 f^2} \quad (2.1.13)$$

ძრავის სიმძლავრის შესაფასებლად ლიტერატურაში ხშირად გამოიყენება ემპირიული ფორმულა, რომელიც ბილის მიერ ექსპერიმენტული შედეგების განზოგადებით არის მიღებული [13]:

$$W_{net} = BP_m V_o f \frac{\pi V_e T_e - T_c}{4 V_m T_e + T_c} \quad (2.1.14)$$

სადაც,  $B$ -ბილის კოეფიციენტი;  $V_o$ -მუშა მოცულობა;  $V_e$ -ციკლის მაქსიმალური მოცულობა;  $V_m$ -ციკლის მინიმალური მოცულობა;  $P_m$ -საშუალო წნევა;  $T_e$  და  $T_c$  - შესაბამისად ცხელი და ცივი სივრცეების ტემპერატურებია;  $f$  - ციკლის სიხშირეა.

ვინაიდან, ატმოსფერულ წნევაზე მომუშავე ფლუიდაინი არის დაბალ სიმძლავრის ძრავი, მაღალი ეფექტურობის მისაღწევად სჭირია თბური დანაკარგები მინიმუმამდე იქნას დაყვანილი. ცილინდრული ფორმის მქონე თბომცვლელებისა და რეგენერატორის შემთხვევაში  $Q_i$  თბური დანაკარგი გამოითვლება ფორმულით:

$$Q_i = \frac{2\pi k L \Delta T}{\ln \left( \frac{D_2}{D_1} \right)} \quad (2.1.15)$$

სადაც,  $K$ -თბოგამტარობის კოეფიციენტი;  $D_1$ -ცილინდრის დიამეტრია;  $L$ - ცილინდრის სიგრძეა;  $D_2$ - იზოლაციის დიამეტრია.

ზემოთ წარმოდგენილი ფორმულა განსაზღვრავს თბურ დანაკარგებს, როცა დგუში უძრავ მდგომარეობაშია. როცა დგუში ციკლურად მოძრაობს, იგი კუმშვის კამერაში მონაცვლეობით იმყოფება კონტაქტში იზოთერმულ და კამერის გარეთ ადიაბატურ გვერდით ზედაპირებთან. ანუ თხევადი დგუში როდესაც სრულად ავსებს თბომცვლელის სივრცეს იგი კონტაქტშია

იზოთერმულ ზედაპირთან, ხოლო მას შემდეგ რაც ის მთლიანად დატოვებს თბომცვლელს იგი კონტაქტში შედის ადიაბატურ ზედაპირთან. ამ შემთხვევაში თბური დანაკარგი გამოითვლება ფორმულით:

$$Q_s = \frac{\pi s^2 k \Delta T D}{8L} \quad (2.1.16)$$

სადაც,  $S$ –დგუმის სვლაა;  $K$ –თბოგამტარობის კოეფიციენტი;  $\Delta T$ –ტემპერატურის სხვაობაა დგუმის ცხელ და ცივ დაბოლოებებს შორის;  $D$ –დგუმის დიამეტრია (ან ცილინდრის შიდა დიამეტრი);  $L$ –დგუმის სიგრძეა.

## 2.2 იძულებით ამძრავიანი თხევადდგუმიანი ძრავები.

ატმოსფერულ წნევაზე მომუშავე ფლუიდაინის ძრავი არის დაბალ სიმძლავრიანი მექანიზმი. დიდი სიმძლავრის მისაღებად სტირლინგის ძრავი საჭიროებს მუშა აირის მაღალ წნევას და მაღალ ტემპერატურას ( $700 \div 900^\circ C$ ), აგრეთვე მუშა სხეულად დაბალი ატომური მასის მქონე აირის გამოყენებას, ისეთები როგორებიცაა წყალბადი და ჰელიუმი. ამ აირების ჰერმეტიკულად შემჭიდროება მექანიკური დგუმის შემთხვევაში, როგორც წინა თავში იყო აღნიშნული, დიდ პრობლემას წარმოადგენს.

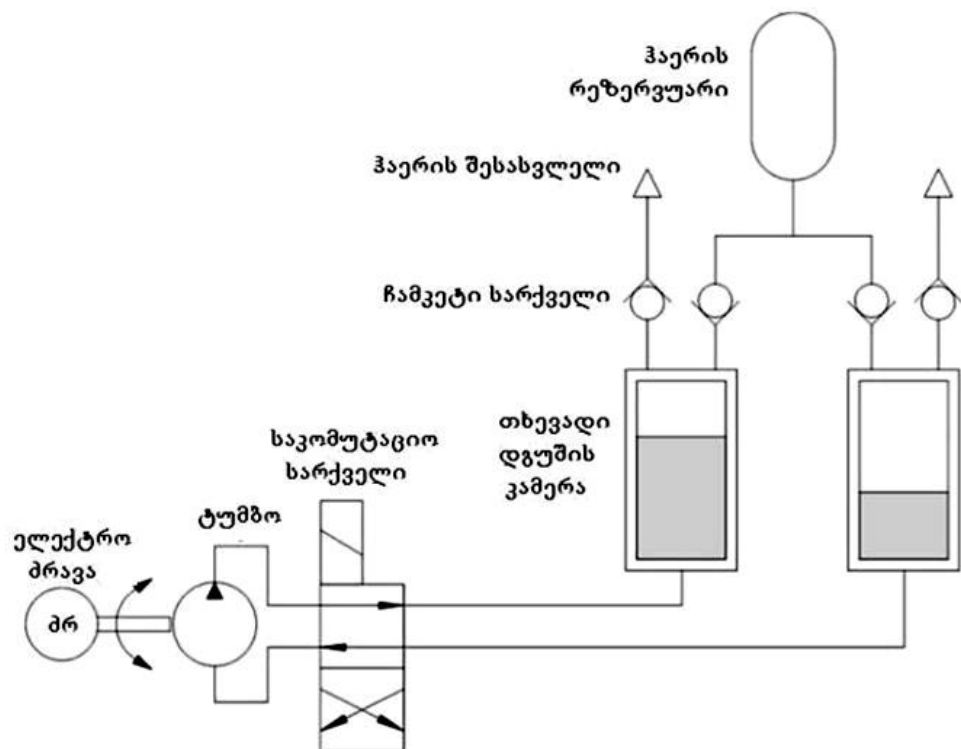
ამ პრობლემის გადასაწყვეტად მაღალ წნევაზე დაბალი მოლეკულური მასის მქონე აირებისათვის რიგი ავტორების მიერ შემოთავაზებულია თხევადდგუმიანი სისტემები იძულებითი ამძრავით. თხევადი დგუმით აირის შეკუმშვის კონცეფცია ეფუძვნება სითხის სვეტის მიერ აირის პირდაპირი მეთოდით შეკუმშვას უცვლელი მოცულობის კამერებში. სითხის სვეტის გამოყენებისას, დგუმის მოძრაობის დროს აირის გადაპარვები მთლიანად ისპობა და სრიალის ხახუნი იცვლება სითხის სიბლანტის ძალებით. აღსანიშნავია ასევე, რომ აირის სხვადასხვა ტემპერატურა გავლენას ახდენს მუშა სითხის შერჩევაზე [14].

თხევადი დგუმი წარმოადგენს სითხის სვეტს, რომელიც წინსვლით უკუსვლით მოძრაობისას ფიქსირებულ მოცულობიან მუშა საკნებში აირის

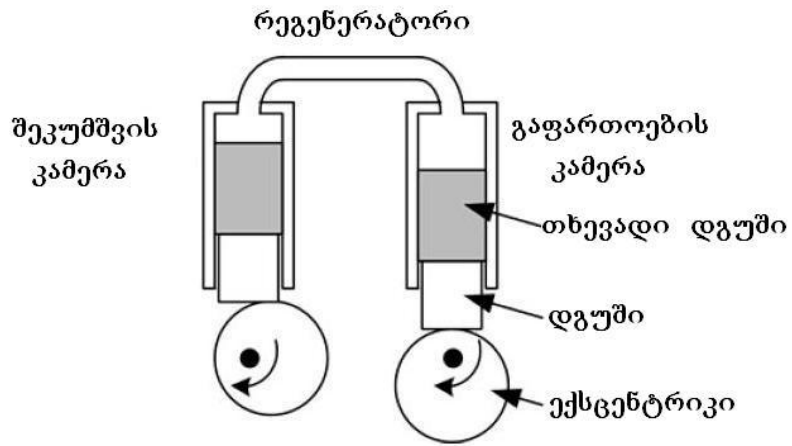
პირდაპირი გზით შეკუმშვისა და გაფართოების საშუალებას იძლევა. რადგან სითხეს ნებისმიერი ფორმის მიღება შეუძლია, ამიტომ მუშა საკანის კონსტრუქცია შესაძლებელია იქნას ნებისმიერი ფორმის. ცილინდრების გეომეტრიის განსაზღვრაში პრიორიტეტი ენიჭება მხოლოდ თბოგადაცემის ინტენსიფიკაციას და სითხის მოძრაობის ჰიდროდინამიკას.

კვლევები ამ სფეროში ძირითადად ფოკუსირებულია წყლის სვეტის რხევის სიხშირის რეგულირებაზე და ძრავის თბომცვლელების კონსტრუქციულ გადაწყვეტებზე.

თხევადი დგუშის ამოძრავება შესაძლებელია სხვადასხვა გზით და დამოკიდებულია სიმძლავრის მოხსნის მეთოდზე. ერთ-ერთი მარტივი მეთოდი არის თხევადი დგუშის ამოძრავება პირდაპირი ჰიდრავლიკური ზემოქმედებით. თხევადი დგუში წარმოადგენს, როგორც ჰიდრავლიკური სისტემის ნაწილს, სადაც მისი მოძრაობა იმართება სარქველების დახმარებით. ჰიდრავლიკური სისტემის მუშაობისას, როგორც ნახ.15 და ნახ.16-ზე არის ნაჩვენები, ერთი კამერა ყოველთვის ივსება იმ დროს, როდესაც მეორე იცლება.

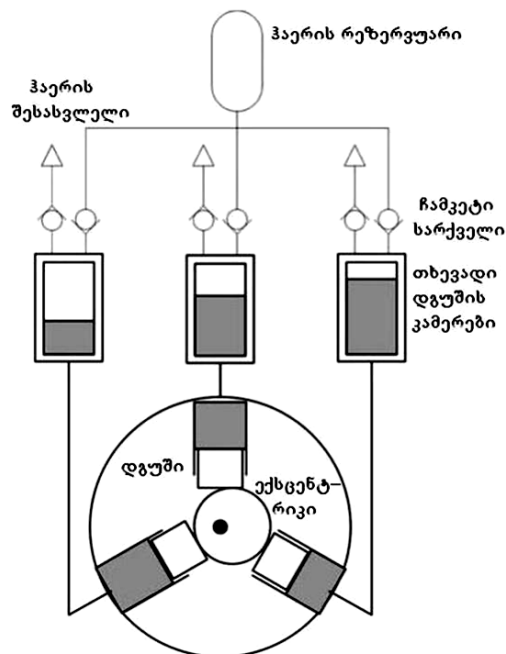


ნახ. 15. თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავი ჰიდრავლიკური ამძრავით.



ნახ. 16. თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავი ექსცენტრიკიანი ამძრავით.

ნახ.17-ზე წარმოდგენილია ვარიანტი, როდესაც თხევადი დგუშები დაწყვილებულია ჰიდრავლიკური ტუმბოს თითოეულ ცილინდრთან ცალცალკე ექსცენტრიკიანი ამძრავით, რომელთა მობრუნების კუთხე ფაზაში დაძრულია 90 გრადუსით. ამ კონფიგურაციაში თითოეული ჰიდრავლიკური დგუში პირდაპირ ამომრავებს სითხის სვეტს აირის კამერაში.



ნახ. 17. მრავალცილინდრიანი თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავი საერთო ექსცენტრიკიანი ამძრავით.

რადგან თხევად სვეტს შეუძლია მოერგოს არათანაბარი ფორმის აირის კამერას, ამიტომ თბოგადაცემა აირსა და კამერას შორის შესაძლებელია რადიკალურად გაუმჯობესდეს. თბოგადაცემის გასაზრდელად შესაძლებელია ცილინდრის შიგა ზედაპირის მნიშვნელოვანი გაზრდა წიბოების, ბადის ან სხვადასხვა გეომეტრის გამოყენებით.

თხევადდგუშიანი სისტემა ასევე იძლევა საშუალებას მუშა საკანში სითბო აირზე გადაცემულ იქნას არა მარტო ცილინდრის შიდა კედლებიდან, არამედ სითხის სვეტზე უშუალო შეხებითაც. კუმშვა გაფართოების საკნების თბომცვლელებად გამოყენება სტირლინგის ძრავში გარეთ გატანილი თბომცვლელების გაუქმების საშუალებას იძლევა, რაც ამცირებს მთლიანობაში მკვადრ მოცულობებს ძრავში, ეს კი ზრდის კუმშვის კოეფიციენტს და შესაბამისად სიმძლავრეს.

თხევად დგუშიანი სისტემის შექმნას გარკვეული სირთულეებიც ახლავს. მაგალითად, როდესაც თხევადდგუშიან სტირლინგის ძრავში მუშა სიხშირე იზრდება, ასევე იზრდება ზედაპირის არამდგრადობა და თხევადი სვეტის ამოფრქვევის ალბათობა. ამიტომ ამ ტიპის ძრავებს კონსტრუქციიდან გამომდინარე გარკვეული შეზღუდვები გააჩნიათ მუშაობის მაქსიმალურ სიხშირეზე. აგრეთვე, სითხე უნდა შეირჩეს ისეთი, რომ მას ჰქონდეს რაც შეიძლება აირის დაბალი ხსნადობა და აორთქლების მინიმალური შესაძლებლობა.

სითხის მოძრაობისას მუშა აირის არათანაბარი სიჩქარისა და ცირკულირებადი დინებების გამო კონვენციური თბოგადაცემის კოეფიციენტის გამოთვლა რთულ ამოცანას წარმოადგენს. თბური პროცესების შეფასებისას პირველ რიგში საჭიროა განისაზღვროს დინების რეჟიმი რეინოლდსის რიცხვით:

$$\text{Re} = \frac{\dot{x}_m \delta}{\nu} \quad (2.2.1)$$

სადაც,  $\dot{x}_m$  – აირის საშუალო სიჩქარეა;  $\delta$  – ხაზოვანი მახასიათებელია, რომელიც ექვივალენტურია დგუშის დიამეტრის;  $\nu$  – კინემატიკური სიბლანტის კოეფიციენტი.

აირების კინემატური სიბლანტის დამოკიდებულება ტემპერატურასთან აღიწერება შემდეგი განტოლებით:

$$v = \frac{\mu_0}{\rho} \frac{T_0 + C}{T + C} \left( \frac{T}{T_0} \right)^{3/2} \quad (2.2.2)$$

სადაც  $\mu_0$  – აირის დინამიკური სიბლანტის კოეფიციენტი,  $\rho$  – აირის სიმკვრივეა,  $T_0$  – გარემოს ტემპერატურაა,  $T$  – აირის გაცხელების ტემპერატურაა,  $C$  – მუდმივაა.

კონვენციური თბოგადაცემის კოეფიციენტის საანგარიშოდ იყენებენ შემდეგ კრიტერიულ განტოლებას,

$$Nu = \frac{h\delta}{k} = a Re^m Pr^n \quad (2.2.3)$$

სადაც,  $Nu$  – ნუსელტის რიცხვია,  $h$  – კონვენციური თბოგადაცემის კოეფიციენტი,  $k$  – თბოგამტარობის კოეფიციენტი;  $Pr$  – პრანდტლის რიცხვია;  $a$ ,  $m$  და  $n$  მუდმივებია.

კონვენციური თბოგადაცემის (2.2.3) განტოლებაში შემავალი მუდმივები განისაზღვრება დინების რეჟიმების მიხედვით. მილში ლამინარული დინებისთვის  $a=0.664$ ,  $m=1/2$  და  $n=1/3$ , ხოლო ტურბულენტური დინებისთვის  $a=0.023$ ,  $m=0.8$  და  $n=0.3$ .

(2.2.3) განტოლებიდან  $h$  – სთვის გვექნება:

$$h = \frac{k}{\delta} a Re^m Pr^n \quad (2.2.4)$$

თერმოდინამიკურ ციკლში აირის პარამეტრები განისაზღვრება დროის ყოველ ბიჯზე, რის შემდეგაც გამოითვლება კონვენციური თბოგადაცემის კოეფიციენტი  $h$ . თითოეული დროის ბიჯზე აირის ტემპერატურა იანგარიშება:

$$T = \frac{T_{\text{წინა}} V_{\text{წინა}}^{k-1}}{V^{k-1}} \quad (2.2.5)$$

სადაც,  $T$  და  $T_{\text{წინა}}$  – აირის ტემპერატურაა მიმდინარე და დროის წინა ბიჯისთვის;  $V$  და  $V_{\text{წინა}}$  – აირის კამერის მოცულობაა მიმდინარე და დროის წინა ბიჯისთვის;  $k$  – ადიაბატის ხარისხის მაჩვენებელია.

თბოცვლის პროცესში ითვლება, რომ ცილინდრის კედლის ტემპერატურა არ იცვლება. კამერის კედლებიდან აირზე გადაცემული თბური ნაკადი გამოითვლება ნიუტონის კანონით:

$$Q_{\text{კონგ}} = hA(T_s - \bar{T}_g) \quad (2.2.6)$$

სადაც,

$Q_{\text{კონგ}}$  – თბური ნაკადია;  $A$  – აირის გვერდითი ზედაპირის ფართობია;  $T_s$  – კედლების ზედაპირის ტემპერატურაა და  $\bar{T}_g$  – აირის საშუალო ტემპერატურაა.

აირის საშუალო ტემპერატურა, თითოეული ბიჯის შემდგომ, შესაძლებელია გამოითვალოს შემდეგი განტოლების გამოყენებით:

$$\dot{Q} = mC_p \frac{\Delta T_g}{\Delta t} \quad (2.2.7)$$

სადაც  $m$  – აირის მასაა,  $C_p$  – აირის კუთრი სითბოტევადობაა,  $\Delta T_g$  – აირის საშუალო ტემპერატურული ცვლილებაა;  $\Delta t$  – დროის ბიჯია.

როდესაც უკვე ვიცით აირის მასა, ტემპერატურა და მოცულობა, მაშინ აირის წნევა თითოეული დროის ბიჯისათვის გამოითვლება იდეალური აირის კანონის გამოყენებით:

$$PV = mRT \quad (2.2.8)$$

სადაც,  $P$  – წნევაა და  $R$  – აირის უნივერსალური მუდმივაა.

სითხის მოძრაობისას წნევის ვარდნების შესაფასებლად გამოიყენება დარსი-ვეისბახის განტოლება:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho \dot{x}^2}{2} \quad (2.2.9)$$

სადაც,  $\Delta P$  – მილის სიგრძეზე წნევის ვარდნაა,  $f$  – ხახუნის კოეფიციენტი,  $L$  – მილის სიგრძეა,  $D$  – მილის დიამეტრია,  $\rho$  – სითხის სიმკვრივეა;  $\dot{x}$  – სითხის სვეტის სიჩქარეა.

ლამინარული დინებისთვის ხახუნის კოეფიციენტი ტოლია  $f = \frac{64}{\text{Re}}$  და არ არის დამოკიდებული ზედაპირის ხაოიანობაზე. ტურბულენტური

დინებისთვის ხახუნის კოეფიციენტის შეფასება შესაძლებელია შემდეგი განტოლების გამოყენებით:

$$f = \frac{1,325}{\left[ \ln \left( \frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (2.2.10)$$

სადაც,  $\varepsilon$  – მილის შიგა მხარეს ზედაპირის ხაოიანობაა.



**თავი 3. თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავის ახალი სქემა და მისი ანალიზი.**

**3.1 სტირლინგის ძრავის დინამიკის მათემატიკური მოდელის აღწერა.**

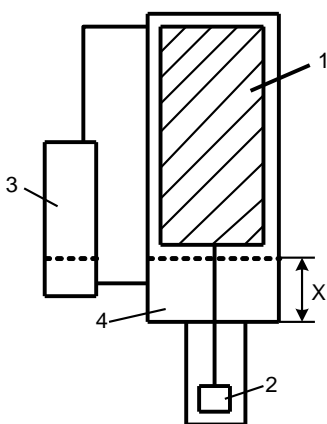
განსახილველი მოდელი ითვალისწინებს ორკომპონენტიანი თხევადი დგუშის და მყარტანიანი დისფლესერის ერთობლივ რხევითი მოძრაობების შესწავლას ერთფაზა მუშა სხეულით [15]. დინამიური მოდელი დგუშების ინერციული მოძრაობის ძალებთან ერთად განიხილავს მასზე მოქმედ წინაღობის ძალებისა და გარე მაგნიტური ძალის ტოლქმედს. მოძრაობის განტოლება ეფუძნება ნიუტონის მეორე კანონს შემდეგი სახით:

$$\frac{d(M \cdot w)}{d\tau} = \sum F_i$$

საიდანაც

$$m \frac{dw}{d\tau} + w \frac{dm}{d\tau} = \sum F_i \quad (3.1.1)$$

ეს უკანასკნელი შეიცავს  $\frac{dm}{d\tau}$  წევრს, რომელიც ითვალისწინებს მოძრავი სხეულის მასის ცვლილებას. პირველი მიახლოებით შესაძლებელია ამ მასის ცვლილების უგულებელყოფა, რადგან ციკლში მისი რაოდენობა მთელ მასასთან შედარებით (6÷10)%-ს შეადგენს. ნახ.18-ზე წარმოდგენილია ძრავის პრინციპიალური სქემა.



- 1- დისფლესერი;
- 2- მაგნიტური ამძრავი;
- 3- მაღალტემპერატურული თბომცვლელი;
- 4- მაცივარი.

ნახ. 18. ამძრავის პრინციპიალური სქემა.

მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება (3.1.1) გაშლილი სახით შეიძლება გადავწეროთ შემდეგნაირად:

$$(m_{Hg} + m_d) \frac{d^2 x}{d\tau^2} = F_m - F_p - F_\tau - F_a \quad (3.1.2)$$

სადაც,

$m_{Hg}$  – ორკომპონენტური თხევადი დეგუშის მასაა;

$m_d$  – დისფლუისერის მასაა;

$F_m$  – იძულებითი რხევის გამომწვევი მაგნიტური ძალაა;

$F_p$  – მუშა სხეულის მოძრაობისას წარმოქმნილი წინაღობის ძალაა;

$F_\tau$  – ხახუნის ძალაა;

$F_a = s\rho_{Hg} \cdot g \cdot x$  – დისფლუისერის თხევად მასაში შესვლის წინაღობის ძალაა.

ვინაიდან ჩვენს მიერ წარმოდგენილი ძრავი დაბალსიხშირულია (ნაკლებია 1 ჰერცზე), შესაბამისად უმნიშვნელოა მოძრაობისას წარმოქმნილი ბლანტი ძალების  $F_\tau$  მნიშვნელობები და იგი შეიძლება უგულებელვყოთ. ამ ცვლილებებით (3.1.2) განტოლება შეიძლება საბოლოოდ გარდავქმნათ შემდეგი ფორმით:

$$\frac{d^2 x}{d\tau^2} + p \frac{dx}{d\tau} + q \cdot x = F_m(\tau) \quad (3.1.3)$$

მიღებული მეორე რიგის არაერთგვაროვანი დიფერენციალური განტოლება წარმოადგენს იძულებითი რხევების განტოლებას.

სადაც ,

$F_m(\tau)$  – იძულებითი რხევების გამომწვევი მაგნიტური ძალაა, რომელიც დროში იცვლება გარკვეული კანონით;

$p \frac{dx}{d\tau}$  – წინაღობის ძალაა;

$q \cdot x$  – აღმდგენი ძალაა, რომელიც ცდილობს მთელი მასა დააბრუნოს საწყის მდგომარეობაში;

$p = \lambda / (m_{Hg} + m_d)$ ;

$$q = s\rho_{Hg} \cdot g / (m_{Hg} + m_d).$$

განვიხილოთ ჯერ კერძო შემთხვევა, როდესაც იძულებითი რხევების გამომწვევი მაგნიტური ძალა  $F_m(\tau)=0$ , მაშინ (3.1.3) განტოლება გარდაიქმნება ე.წ. თავისუფალი რხევების განტოლებად:

$$x'' + px' + qx = 0 \quad (3.1.4)$$

შესაბამისი მახასიათებელი განტოლებიდან

$$n^2 + pn + q = 0$$

გვექნება შემდეგი ფესვები:

$$n_1 = -\frac{p}{2} + \sqrt{\frac{p^2}{4} - q}, \quad n_2 = -\frac{p}{2} - \sqrt{\frac{p^2}{4} - q}$$

განვიხილოთ შემთხვევები:

1) დავუშვათ  $\frac{p^2}{4} > q$ , მაშინ  $n_1$  და  $n_2$  ნამდვილი უარყოფითი რიცხვებია და ზოგადი ამონახსნი (3.1.4) დიფერენციალური განტოლების გამოსახება მაჩვენებლიანი ფუნქციით:

$$x = c_1 e^{n_1 \tau} + c_2 e^{n_2 \tau}$$

ამ უკანასკნელიდან ჩანს, რომ წონასწორობიდან სისტემის გამოყვანისას ანუ ნებისმიერი საწყისი პირობების დროს გადახრა ასიმპტოტურად მიისწრაფის ნულისკენ, როცა  $\tau \rightarrow \infty$ . ამ შემთხვევაში რხევა არ იქნება, რადგან წინააღმდეგობის ძალები მეტია ვიდრე აღმდგენი ძალა.

2) დავუშვათ  $\frac{p^2}{4} = q$ , მაშინ ფესვები  $n_1 = n_2 = -\frac{p}{2}$ , ამიტომ ზოგადი ამონახსნი იქნება:

$$x = (c_1 + c_2 \cdot \tau) e^{-p\tau/2}$$

ამ შემთხვევაშიც გადახრა  $x$  მიისწრაფის ნულისკენ, როცა  $\tau \rightarrow \infty$ , მაგრამ წინა შემთხვევისგან განსხვავებით უფრო ნაკლები ტემპით მიიღწევა რხევები.

3) დავუშვათ  $p=0$ , ე.ი. წინააღმდეგობის ძალა არ გაგვაჩნია. ე.ი.

$$x'' + qx = 0 \quad (3.1.5)$$

ამ უკანასკნელის მახასიათებელი განტოლებაა  $K^2 + q = 0$ , ხოლო ფესვებია  $n_1 = \sqrt{q} \cdot i$ ,  $n_2 = -\sqrt{q} \cdot i$  და ზოგადი ამონახსნი იქნება

$$x = c_1 \cos \sqrt{q} \cdot \tau + c_2 \sin \sqrt{q} \cdot \tau \quad (3.1.6)$$

ინტეგრალის მუდმივების განსასაზღვრავად გამოვიყენოთ სიდიდეები:  $A$ -რხევის ამპლიტუდა და რხევის საწყისი ფაზა  $\varphi_0$ , მაშინ

$$c_1 = A \sin \varphi_0, \quad c_2 = A \cos \varphi_0$$

$c_1$ -ის და  $c_2$ -ის მნიშვნელობების (6) განტოლებაში შეტანით გვექნება

$$x = A \sin(\sqrt{q} \cdot \tau + \varphi_0) \quad (3.1.7)$$

სადაც, 
$$q = s \cdot \rho_{Hg} \cdot g / (m_{Hg} + m_d).$$

მიღებული განტოლება წარმოადგენს ჰარმონიული რხევის განტოლებას რხევის პერიოდით  $T = \frac{2\pi}{\sqrt{q}}$ .

იძულებით რხევების ზოგადი დიფერენციალური განტოლების (3.1.3)–ის ამოსახსნელად საჭიროა  $F_m(\tau)$  ძალის ცვლილების აღმწერი კანონის ცოდნა. ლიტერატურაში [16] ცნობილია მისი ამონახსნი, როცა გარეშე ძალა იცვლება სინუსოიდალური კანონით

$$F_m(\tau) = a \cdot \sin \omega \tau$$

მაშინ

$$x'' + px' + qx = a \cdot \sin \omega \tau \quad (3.1.8)$$

ამ არაერთგვაროვანი მეორე რიგის დიფერენციალური განტოლების ამონახსნი იძებნება როგორც ჯამი ერთგვაროვანი და არაერთგვაროვანი განტოლებების ამონახსნების  $x = \bar{x} + x^*$ , სადაც

$$\bar{x} = A e^{-\frac{p}{2}\tau} \sin\left(\sqrt{q - \frac{p^2}{4}} \cdot \tau + \varphi_0\right) \quad (3.1.9)$$

$$x^* = \frac{-p\omega a}{(q - \omega^2) + p^2\omega^2} \cos \omega \tau + \frac{(q - \omega^2)a}{(q - \omega^2)^2 + p^2\omega^2} \sin \omega \tau \quad (3.1.10)$$

ერთგვაროვანი დიფერენციალური განტოლების ამონახსნი (3.1.9) წარმოადგენს მილევად რხევას, ხოლო არაერთგვაროვანი დიფერენციალური

განტოლების ამონახსნი (3.1.10) კი აღწერს იძულებით რხევებს, როცა გარეშე ძალა იცვლება  $\omega$ -სიხშირით.

იძულებითი რხევების შემთხვევაშიც შეიძლება რამდენიმე კერძო შემთხვევის განხილვა საკუთარი სიხშირის, იძულებითი რხევის  $\omega$ -სიხშირესთან დამოკიდებულებით. კერძოდ, თუ წინაღობა არ არსებობს ანუ  $p=0$  და საკუთარი სიხშირე განსხვავდება იძულებითი რხევის სიხშირისგან, მაშინ (3.1.8) დიფერენციალური განტოლების ამონახსნში რჩება მხოლოდ (3.1.10) ამონახსნი. როდესაც ეს ორი სიხშირე ერთმანეთის ტოლია, მაშინ ვღებულობთ ე.წ. რეზონანსულ სიხშირეს და სისტემის რხევის ამპლიტუდა უსასრულოდ იზრდება.

ძრავის კონსტრუქციიდან გამომდინარე რხევის ამპლიტუდის მაქსიმუმი შეზღუდულია და ცნობილია მისი მნიშვნელობა. გარდა ამისა, თუ ჩვენ იძულებითი რხევის შესასრულებელ ძალას ისე შევირჩევთ, რომ იგი სიხშირით ემთხვეოდეს საკუთარი რხევის სიხშირეს და აბსოლუტური მნიშვნელობით ტოლი იქნება წინაღობის ძალის  $px'$ -ის, მაშინ რხევები კვლავ ჰარმონიულში გადადის ანუ (3.1.5) ამონახსნით აღიწერება, რომლის რხევის პერიოდი, როგორც ზემოთ აღვნიშნეთ გამოითვლება  $T = \frac{2\pi}{\sqrt{q}}$ .

ძრავის კონსტრუქციაში გამოყენებული დგუმების დიამეტრი შეადგენს 0,04 მ-ს, ხოლო მასა დისფლესერის და სითხის სვეტების ჯამში შეადგენს 13 კგ-ს. შესაბამისად რხევის პერიოდი იქნება 1,75 წმ:

d		0,04	მ
s	$3,141592 \cdot D^2/4$	0,001257	მ <sup>2</sup>
$\rho$		13500	კგ/მ <sup>3</sup>
g		9,8	მ/წმ <sup>2</sup>
M	$Mg+Md$	13	კგ
y1	$s \cdot \rho \cdot g$	166,253	
y2	$s \cdot \rho \cdot g/m$	12,7887	
y3	$(s \cdot \rho \cdot g/M)^{0,5}$	3,576129	
T	$2 \cdot 3,141592/y3$	1,756979	წმ

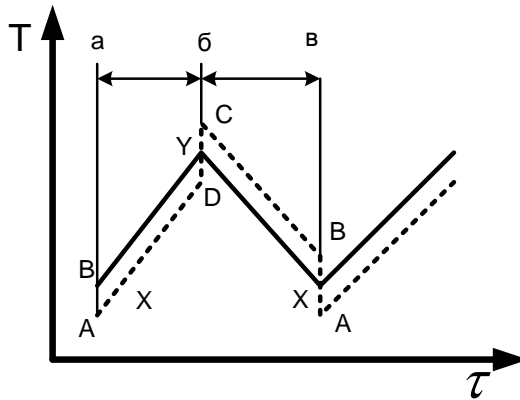
### 3.2 თბოცვლის პროცესები გაანგარიშება რეგენერატორში.

ზოგადად რეგენერატორები მუშაობის პრინციპითა და კონსტრუქციით მნიშვნელოვნად განსხვავდებიან რეკუპერაციული თბომცვლელებისგან, მთავარი განსხვავება მდგომარეობს იმაში, რომ რეგენერატორის მუშაობის რეჟიმი არასტაციონარულია, ხოლო თბოცვლა გაზის ნაკადებს შორის ხორციელდება რეგენერატორში არსებული მასალის სითბოტევადობის ხარჯზე.

სტირლინგისა და შმიდტის ციკლების თეორიული აღწერის დროს დაშვებული იყო სითბოს იდეალური რეგენერაცია. ამ ტერმინის ქვეშ იგულისხმება, რომ მუშა სხეულის ტემპერატურა რეგენერატორის შესასვლელზე და გამოსასვლელზე მუდმივი რჩება ციკლის მიმდინარეობისას. ასეთი კერძო შემთხვევა შესაძლებელია მაშინ, როდესაც პროცესები მიმდინარეობს საკმაოდ ნელა ან თბოგაცემის კოეფიციენტი ან თბოცვლის ზედაპირის ფართობი უსასრულოდ დიდია. ტემპერატურული ველის განაწილებას არსებითი მნიშვნელობა არ აქვს ორივე ციკლის შემთხვევაში და ჩვეულებრივ აღიწერება წრფივი ფუნქციით რეგენერატორის მთელ სიგრძეზე. შმიდტის ციკლის შემთხვევაში მკვდარ მოცულობაში არსებული გაზის ტემპერატურა აიღება მარტივად, როგორც საშუალო არითმეტიკული მაცივრისა და გამაცხელებლის ტემპერატურების.

რეალურ ძრავში რეგენერატორის მუშაობის რეჟიმი ცხადია განსხვავდება ზემოთ მოყვანილი იდეალური რეგენერატორის დაშვებებისგან. ტემპერატურა მუშა სხეულის რეგენერატორის შესასვლელზე ან გამოსასვლელზე მუდმივი არ არის, რაც გამოწვეულია არა მარტო გაზის მოძრაობის პერიოდულობით, არამედ თბოგადაცემის კოეფიციენტისა და თბოცვლის ზედაპირის ფართობის სასრული მნიშვნელობით.

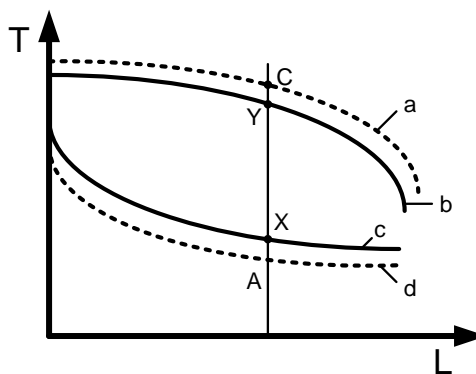
მუშა სხეულის და რეგენერატორის ბადის ტემპერატურის დამახასიათებელი ცვლილება დროში წარმოდგენილია ნახ.19–ზე.



ნახ.19. ტემპერატურის დამოკიდებულება დროზე  $\tau$  :

----- მუშა სხეული; ————— ბადე.

ნახ.19-ზე a-ნ დიაპაზონი შეესაბამება მაცივრიდან გამაცხელებელში მუშა სხეულის გადინების პროცესს, რომლის დროსაც რეგენერატორის ბადის ტემპერატურა მცირდება, ხოლო გაზის იზრდება. ნ-B დიაპაზონში ხდება მუშა სხეულის რევერსი და შესაბამისად იგი მთელ დიაპაზონში უფრო მეტი ტემპერატურით გადაადგილდება რეგენერატორში და გადასცემს რა სითბოს ბადეს მისი ტემპერატურა იზრდება, ხოლო მუშა სხეულის ტემპერატურა მცირდება.



ნახ.20. მუშა სხეულის და ბადის ტემპერატურის ცვლილება რეგენერატორის მთელ სიგრძეზე ციკლის მიმდინარეობისას.

წარმოდგენილი ნახ.20–დან ჩანს, რომ რეგენერატორის ნებისმიერ წერტილში ტემპერატურის რხევის დიაპაზონი მოქცეულია შესაბამის მრუდებს შორის.

რეგენერატორში თბოცვლის პროცესების აღწერისათვის ჩვენს მიერ გამოყენებულია შემდეგი დაშვებები:

1. ბადის თბოგამტარობის კოეფიციენტი მუდმივია;
2. მუშა სხეულის და ბადის კუთრი სითბოტევადობები არ არიან დამოკიდებული ტემპერატურაზე;
3. თბოგაცემის კოეფიციენტი და მუშა სხეულის სიჩქარეები არ არიან დამოკიდებული კოორდინატზე და დროზე;
4. მუშა სხეულის მასური ხარჯი ციკლში არ იცვლება.

თბური ძრავის რეგენერატორს მოეთხოვება თბოცვლის მაღალი ეფექტურობა, რაც თავის მხრივ გულისხმობს მის ასევე მაღალ კომპაქტურობას –  $S_T$ . ამ პირობების შესრულება მიიღწევა მეტალის ბადის გამოყენებით, რომლის მავთულის დიამეტრი იქნება დიაპაზონში  $d_a=0.02\div 0.04$  მმ.

ზოგიერთი რეგენერატორის ბადის მახასიათებლები მოცემულია ცხრილში 2, [17].

ცხრილი 2.

პარამეტრი	ბადის №					
	0,04	0,05	0,06	0,071	0,1	0,112
$d_a$ მმ	0,03	0,35	0,04	0,055	0,07	0,08
$d_{ფოროვნი}$ მმ	0,04	0,05	0,06	0,071	0,1	0,112
$g_1$ , კგ/მ <sup>2</sup>	0,21	0,21	0,22	0,33	0,4	0,46

ამ ბადეების მასალაა ბრინჯაო სიმკვრივით  $\rho_a = 8.8$  გრ/სმ<sup>3</sup>, ქსოვის ბიჯით  $t=(2.2\div 2.5)d_a$ ,

სადაც,  $g_1$ -მასაა 1 მ<sup>2</sup> ბადის.

ბადის კუთრი ზედაპირის ფართობი გამოითვლება ფორმულით:

$$S_T = \frac{F}{V} = \frac{1.82 g_1 \cdot 10^3}{d_a^2 \rho_a}, \text{ მ}^2/\text{მ}^3$$



ბადის ფოროვნება კი

$$\varepsilon_H = 1 - \frac{g_1}{2.2 \cdot d_3 \rho_3}$$

ნაკადებს შორის სითბოგადაცემა ციკლის განმავლობაში გამოითვლება, როგორც

$$dQ = \alpha_1 df (t_{g1} - t_{M1}) \cdot \tau_1$$

$$dQ = \alpha_2 df (t_{M2} - t_2) \cdot \tau_2$$

სადაც  $\tau_1$  და  $\tau_2$  პირდაპირი და უკუ ნაკადების მოძრაობის ხანგრძლივობებია.

როდესაც  $\tau_1 = \tau_2$ , მაშინ

$$dQ = Kdf [(t_{g1} - t_{g2}) - h_{საშ}]. \tau \quad (3.2.1)$$

სადაც, K თბოგადაცემის კოეფიციენტია

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$$h_{საშ} = (t_{M1} - t_{M2})$$

$h_{საშ}$  – ბადის საშუალო ტემპერატურის ჰისტერეზისია.

(3.2.1)–გამოსახულებიდან რეგენერატორის ბადის ფართობი განისაზღვრება როგორც

$$F = \frac{Q}{K(\Delta t_{საშ} - h_{საშ})}$$

სადაც, Q - რეგენერატორზე თბური დატვირთვაა;

$\Delta t_{საშ} = (t_{g1} - t_{g2})$  ნაკადებს შორის საშუალო ტემპერატურული სხვაობაა.

ჰისტერეზისის საშუალო მნიშვნელობის  $h_{საშ}$ –ს დადგენა შესაძლებელია ნახ.21–ზე ნაჩვენები გრაფიკით [18] საიდანაც, რეგენერატორის დაყვანილი სიგრძე და დრო გამოითვლება გამოსახულებით:

$$\Lambda = \frac{\alpha F_1}{mc_p} L$$

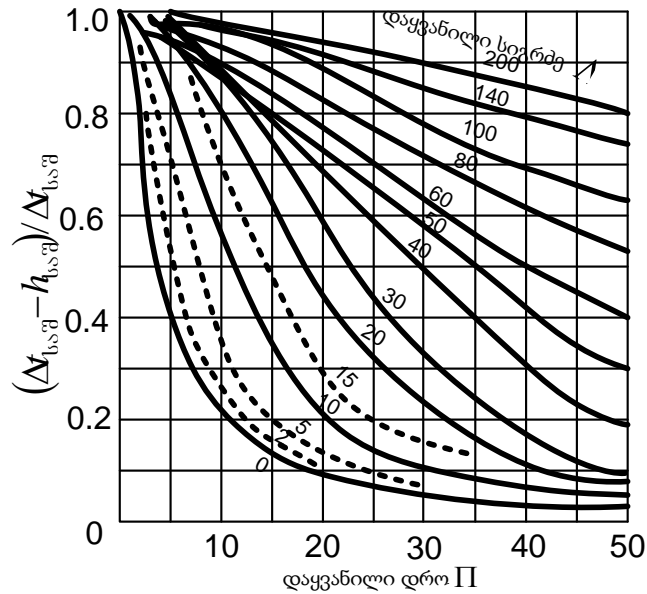
$$\Pi = \frac{\alpha F_1}{m_H c_H} \tau$$

სადაც,  $m_H$  და  $c_H$  – ზადის მასა და სითბოტევადობაა;

$m$  და  $c_p$  – გაზის მასა და სითბოტევადობაა;

$L$  - რეგენერატორის სიგრძეა;

$\alpha$  – თბოგაცემის საშუალო კოეფიციენტი.



ნახ.21. ჰისტერეზისის დამოკიდებულება  $\Delta$  და  $\Pi$  სიდიდეებისგან.

ზადის ტემპერატურის რხევა  $\tau$  პერიოდში იქნება:

$$\Delta t_M = \frac{Q \cdot \tau}{m_H \cdot c_H}$$

რეგენერატორის თბურ ანგარიშში საშუალო თბოგაცემის კოეფიციენტის განსაზღვრა მეტად მნიშვნელოვანია. ექსპერიმენტული კვლევებით დადგენილია, რომ თბოცვლის ინტენსიურობა დამოკიდებულია  $H/d_3$  გეომეტრიულ პარამეტრზე [19]. იმ შემთხვევაში, როდესაც  $H/d_3 \leq 200$ , თბოგაცემის კოეფიციენტი განისაზღვრება ფორმულით

$$Nu = 1.21 Re^{0.47} \left( \frac{H}{d_3} \right)^{-0.8} Re^{0.25}$$

თბოცვლაზე ფარდობით სიგრძის გავლენა განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია როცა  $H/d_0 < 100$ . როცა  $H/d_0 > 200$  მაშინ

$$Nu = 0.05 Re^{0.85}$$

რეგენერატორში ჰიდროდინამიური კარგვები კი გამოითვლება წინააღობის შემდეგი კოეფიციენტებით [19]

$$\xi = \frac{59}{Re^{0.74}}$$

როცა  $10 < Re < 40$

$$\xi = \frac{19}{Re^{0.44}}$$

როცა  $40 < Re < 300$

ჰიდრავლიკური წინააღობა კი გამოითვლება ცნობილი ფორმულით

$$\Delta P = \xi \frac{w^2}{2\rho_{საშ}} \cdot \frac{H}{d_0}$$

სადაც,  $w$  – კუთრი მასური სიჩქარეა.

ძრავის კონსტრუქციული ზომების და საწყისი თერმოდინამიკური პარამეტრების გათვალისწინებით თბოცვლის და გაზოდინამიკური პროცესების ანგარიშები წარმოდგენილია ქვემოთ, ცხრილში 3:

ცხრილი 3.

<b>რეგენერატორის ანგარიში</b>			
გამაცხელებლის ცილინდრის დიამეტრი	$\varnothing$	dg	0,04
მაცივრის ცილინდრის დიამეტრი	$\varnothing$	dx	0,04
დგუშის სვლა გამაცხელებელში	$\varnothing$	Lg	0,08
დგუშის სვლა მაცივარში	$\varnothing$	$Lx=4 \cdot Vx / (\pi \cdot dx^2)$	0,08
გამაცხელებლის მოცულობა	$\varnothing$	Vg	0,000101
მაცივრის მოცულობა	$\varnothing$	Vx	0,000101
აირის საშუალო წნევა ციკლში	პა	P	1,00E+07
აირის მოლური წონა	კგ/კმოლი	miu	4
აირის მუდმივა	კგ/კგ*K	$R=8314/miu$	2078,5
აირის ტემპერატურა გამაცხელებელში	oC	$Tg=273+tg$	350
აირის ტემპერატურა მაცივარში	oC	$Tx=273+tx$	50

აირის სიმკვრივე გამაცხელებელში	კგ/მ <sup>3</sup>	$\rho_{og}=P/R*Tg$	7,722571
აირის სიმკვრივე მაცივარში	კგ/მ <sup>3</sup>	$\rho_{ox}=P/R*Tx$	14,89524
აირის მასა გამაცხელებელში	კგ	$Mg=Vg*\rho_{og}$	0,000776
აირის მასა მაცივარში	კგ	$Mx=Vx*\rho_{ox}$	0,001497
ციკლის ხანგრძლივობა ერთი მიმართულებით	წმ	$\tau_{1}$	0,5
ციკლის ხანგრძლივობა მეორე მიმართულებით	წმ	$\tau_{2}$	1
ციკლის სიხშირე	ჰერცი	$\nu=1/(\tau_{1}+\tau_{2})$	0,666667
პირდაპირი ნაკადის მასური სიჩქარე	კგ/წმ	$wg=Mg/\tau_{1}$	0,001553
შებრუნებული ნაკადის მასური სიჩქარე	კგ/წმ	$wx=Mx/\tau_{2}$	0,001497
რეგენერატორის ზადის ნომერი		0,04	
ზადის მავთულების დიამეტრი	მმ	$d_m$	0,03
მასა 1 მ ზადის	კგ/მ	$g_1$	0,21
რეგენერატორის მასალის სიმკვრივე	გრ/სმ <sup>3</sup>	$\rho_{om}$	8,8
რეგენერატორის ფორფენება		$\epsilon=1-g_1/2,2*d_m*\rho_{om}$	0,63843
კუთრი ზედაპირის ფართობი	მ <sup>2</sup> /მ	$St=1,82*g_1*10^3/d_m^2/\rho_{om}$	48257,58
ექვივალენტური დიამეტრი	მ	$d_e=4*\epsilon/St$	5,29E-05
რეგენერატორის დიამეტრი	მმ	$d_r$	40
რეგენერატორის სიგრძე	მმ	$H$	80
რეგენერატორის განიკვეთის ფართობი	მ <sup>2</sup>	$f_o=\pi*d_r^2/4$	0,001257
რეგენერატორის მოცულობა	მ <sup>3</sup>	$V_p=f_o*H$	0,000101
რეგენერატორში მასალის მოცულობა	მ <sup>3</sup>	$V_m=V_p*(1-\epsilon)$	3,63E-05
მასალის მასა რეგენერატორში	კგ	$M_h=V_m*\rho_{om}$	0,319871
ზადის ზედაპირის ფართობი	მ <sup>2</sup>	$F=St*V_p$	4,85138
ნაკადის კუთრი მასური სიჩქარე რეგენერატორში	კგ/მ <sup>2</sup> *წმ	$w_1=wg/(f_o*\epsilon)$	1,935391
უკუ ნაკადის კუთრი მასური სიჩქარე	კგ/მ <sup>2</sup> *წმ	$w_2=wx/(f_o*\epsilon)$	1,866484
საშუალო ტემპერატურა რეგენერატორში	K	$T_{sr}=(T_g-T_x)/(2,3*\log(T_g/T_x))$	457,2079
აირის სიმკვრივე რეგენერატორში	კგ/მ <sup>3</sup>	$\rho_{or}=P/R*T_{sr}$	1,05E+01
აირის მოცულობა რეგენერატორში	მ <sup>3</sup>	$V_r=V_p*\epsilon$	6,42E-05
აირის მასა რეგენერატორში	კგ	$M_r=V_r*\rho_{or}$	6,75E-04
თბოგამტარობის კოეფიციენტი	ვტ/მ <sup>2</sup> * <sup>o</sup> C	$\lambda_m$	0,1
სიბლანტის დინამიური კოეფიციენტი	ნ*წმ/მ	$\mu$	1,37E-05
<b>პირდაპირი ნაკადი (მაცივრისკენ)</b>			
რეინოლდსის კრიტერიუმი		$Re_1=w_1*d_e/\mu$	7,48E+00
ნუსელტის კრიტერიუმი		$Nu_1=0,05*Re_1^{0,85}$	2,76E-01
თბოგაცემის კოეფიციენტი	ვტ/მ <sup>2</sup> * <sup>o</sup> C	$\alpha_1=Nu_1*\lambda_m/d_e$	5,22E+02
<b>უკუ ნაკადი (გამაცხელებლისკენ)</b>			
რეინოლდსის კრიტერიუმი		$Re_2=w_2*d_e/\mu$	7,21E+00
ნუსელტის კრიტერიუმი		$Nu_2=0,05*Re_2^{0,85}$	2,68E-01

თბოგაცემის კოეფიციენტი	ვტ/მ <sup>2</sup> *oC	alfa2=Nu2*lam/de	5,07E+02
თბოგადაცემის კოეფიციენტი	ვტ/მ <sup>2</sup> *oC	K=1/(1/alfa1+1/alfa2)	2,57E+02
მუშა აირის სითბოტევადობა	ჯ/კგ*oC	Cp	5200
თბური დატვირთვა რეგენერატორზე	ვტ	Q=wx*cp*(Tg-Tx)	2335,994
საშუალო ტემპერატურული დაწნევა ნაკადებს შორის	oC	dT=Q/K*F	1,87E+00
რეგენერატორში თბური დანაკარგები	ვტ	Qpot=wx*Cp*dT	1,46E+01
რეგენერატორის მ.ქ.კ.		eta=(Q-Qpot)/Q	0,993759
რეგენერატორის მასალის სითბოტევადობა	ჯ/კგ*oC	Ch	346
რეგენერატორში მასალის ტემპერატურის ცვლილება	oC	dTn=Q*tau2/(Mh*1)	21,10671
ციკლის განმავლობაში			
<b>ჰიდროდინამიური დანაკარგები</b>			
წინაღობის კოეფიციენტი პირდაპირ ნაკადში		ksi1=19/Re1^0,44	7,84E+00
წინაღობის კოეფიციენტი უკუ ნაკადში		ksi2=19/Re2^0,44	7,97E+00
ჰელიუმის სიმკვრივე 0 oC ტემპერატურაზე	კგ/მ <sup>3</sup>	roo	0,1785
ციკლის საშუალო წნევა	მგპა	Psr	1,00E+01
ნორმალური პირობების წნევა	მგპა	Po	0,098
ჰელიუმის სიმკვრივე საშუალო პარამეტრებზე	კგ/მ <sup>3</sup>	ros=roo*Psr/Po*To/Tsr	1,09E+01
ნაკადის დანაკარგები პირდაპირ ნაკადში	პა	dP1=ksi1*w1^2/(2*ros)*H/de	2,04E+03
ნაკადის დანაკარგები უკუ ნაკადში	პა	dP1=ksi2*w2^2/(2*ros)*H/de	1,93E+03
აირის მასა მაცივარში	კგ	Mx=Vx*rox	0,001497
მუშა აირის სითბოტევადობა	ჯ/კგ*oC	Cp	5200
ტემპერატურების სხვაობა		dtg=(Tg-Tx)	300
გაზის ენერგია	ჯ	QQg	2335,994
მასალის მასა რეგენერატორში	კგ	Mh=Vm*rom	0,319871
რეგენერატორის მასალის სითბოტევადობა	ჯ/კგ*oC	Ch	346
ბადის ტემპერატურის ცვლილება		dtm	21,10671
მეტალის ენერგია	ჯ	QQm	2335,994

მიღებული შედეგები გვიჩვენებს თუ როგორია მუშა სხეულის მოძრაობისას გაზოდინამიური წინაღობები, აგრეთვე თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობები ძრავის რაიმე f სიხშირით მოძრაობისას.

### 3.3 სტირლინგის ძრავის ახალი სქემის თერმო და გაზოდინამიკური მოდელი.

სტირლინგის ძრავების შეთანწყობის შესრულების მრავალფეროვნება მნიშვნელოვნად ართულებს მასში მიმდინარე ფიზიკური პროცესების ერთი საერთო თეორიით აღწერას. ამჟამად არსებობს რამდენიმე მიდგომა თბური ძრავების თეორიული ანალიზის.

პირველი ასეთი კვლევა ჩატარებული იქნა ჩეხი პროფესორის შმიდტის მიერ და იგი გამოქვეყნდა 1871 წელს. შმიდტმა გამოიკვლია სტირლინგის ძრავის იდეალური მოდელი დგუშების სინუსოიდალური მოძრაობითა და შემდეგი დაშვებებით:

თბომცვლელი აპარატების მუშაობა ითვლებოდა იდეალურად; გაზის ტემპერატურა ცილინდრებში ითვლებოდა მუდმივად და უტოლდებოდა გარე თბური წყაროების მნიშვნელობას; ჰიდრავლიკური წინააღობები გაზურ ტრაქტში და მექანიზმის ამძრავები უგულებელყოფილია; მკვდარი მოცულობები აპარატებში მხედველობაში არ მიიღებოდა.

ამ დაშვების საფუძველზე შმიდტმა პირველმა მიიღო ურთიერთკავშირი მიწოდებულ და ართმეულ სითბოებსა და ძრავის მიერ შესრულებულ მუშაობას შორის, აგრეთვე დადგინდა იქნა კავშირი ძრავის ზომებთან ამ სიდიდეების.

შმიდტის მოდელმა შემდგომი განვითარება ჰპოვა კ.კელერისა და კ.ჯონკერის შრომებში, რომელიც გამოქვეყნდა 1954 წელს. ამ შრომებში ავტორებმა დამატებით გაითვალისწინეს თბომცვლელი აპარატების მკვდარი მოცულობები, რამაც ანგარიშების სიზუსტე კიდევ უფრო გაზარდა და მიუახლოვა რეალური ძრავის პარამეტრებს. 50-60-იან წლებში გამოქვეყნებულ იქნა ანალოგიური სამუშაოები სხვა ავტორების მიერ, რომლებშიც განხილული იყო იდეალური მოდელები სხვადასხვა ტიპის მანქანებისთვის.

მნიშვნელოვანი წინსვლა სტირლინგის ძრავების თეორიის განვითარებაში გააკეთა ტ.ფინკელშტეინმა 50-60-იან წლებში

გამოქვეყნებულ სტატიებში. ფინკელშტეინმა საფუძველი ჩაუყარა კვლევების ახალ მიმართულებას, რომლის დამახასიათებელი თავისებურება მდგომარეობდა იმაში, რომ გამოყენებულ იქნა დეტალური მათემატიკური აღწერა რეალურ ციკლში მიმდინარე პროცესების. პირველ მოდელებში ფინკელშტეინი შეეცადა გაეთვალისწინებინა პროცესების არაიზოთერმულობა, ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობის არსებობა და თბოცვლის პროცესების რეალურობა. რეგენერატორის მ.ქ.კ.-ის და თბოგაცემის კოეფიციენტების შერჩევით ავტორის მიერ მიღწეულ იქნა თეორიული და ექსპერიმენტული შედეგების კარგი დამთხვევა.

ფინკელშტეინის ბოლო შრომებში წარმოდგენილი იყო უფრო დაზუსტებული მოდელები, რომლებიც ეფუძნებოდა ძრავის კვანძების დაყოფას სასრულ ელემენტებად. ამ ელემენტებში მიმდინარე პროცესების აღსაწერად გამოიყენებოდა თერმო-გაზოდინამიკური განტოლებების სისტემა, რომელიც მოიცავდა მასის და ენერჯის შენახვის კანონებს. ამ განტოლებების ანალიზური გადაწყვეტები ხშირად დაუძლეველ წინააღმდეგობებს აწყდებოდა, ამიტომ მათი ამოხსნა ხორციელდებოდა რიცხვითი მეთოდების გამოყენებით. პრინციპში ასეთმა მოდელებმა უნდა უზრუნველყოს ანგარიშის ნებისმიერი დასახული სიზუსტე, ცხადია ასეთ მიდგომას მივყავართ გამოთვლითი სამუშაოების მოცულობის მკვეთრ ზრდასთან.

კვანძებად დაყოფის ყველა არსებული პროგრამა, მათ შორის ჩვენს მიერ ქვემოთ წარმოდგენილი მოითხოვს ძრავის კონსტრუქციის დეტალურ ცოდნას: ცილინდრების ზომების, თბომცვლელების, რეგენერატორის და მათ ურთიერთ შეთანწყობას.

საანგარიშო მოდელს საფუძვლად უდევს შემდეგი დაშვებები [20]:

- 1) წნევის მყისიერი მნიშვნელობები სისტემაში ყველგან ერთნაირია;
- 2) მუშა სხეულისთვის სამართლიანია იდეალური აირის განტოლება  $PV=RT$ ;
- 3) მუშა სხეულის სისტემიდან გაპარვები (გაჟონვები) ნულის ტოლია;
- 4) ტემპერატურული გრადიენტი თბომცვლელებში არ გაგვაჩნია;

5) ცილინდრის მოცულობებში მუშა სხეულის გადარევა ერთმანეთში იდეალურია.

ამ დაშვებების საფუძველზე შესაძლებელია განვსაზღვროთ მუშა სხეულის მასები, რომელიც გაგვაჩნია მაღალტემპერატურულ მოცულობაში, მაცივარში და რეგენერატორში:

$$M_g = \frac{P V_g}{RT_g}$$

$$M_x = \frac{P_x V_x}{RT_x}$$

$$M_R = \frac{P_R V_R}{RT_R}$$

სადაც, P, T და V შესაბამის ზონებში წნევები, ტემპერატურები და მოცულობებია:

ვინაიდან მყისიერი წნევები ამ მოცულობებში ერთნაირია  $P = P_g = P_x = P_R$ , ხოლო მუშა სხეულის მასა ციკლში რჩება უცვლელი მასის შენახვის კანონიდან გამომდინარე  $dM_g + dM_x + dM_R = 0$  გვექნება:

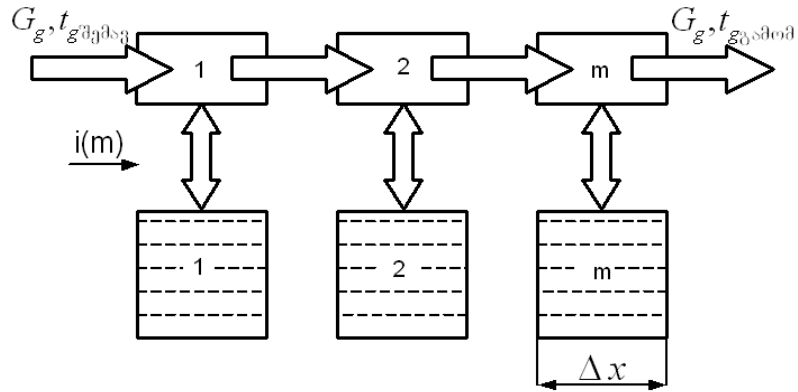
$$P \left( \frac{V_g^i}{T_g} + \frac{V_x^i}{T_x} + \sum \frac{V_R^i}{T_R^i} \right) = (M_g + M_x + \sum M_R^i) \cdot R$$

მუშა სხეულის სრული მასის გათვალისწინებით შესაძლებელია მყისიერი წნევის განსაზღვრა ციკლის ნებისმიერი მომენტისათვის

$$P = \frac{M \cdot R}{\frac{V_g^i}{T_g} + \frac{V_x^i}{T_x} + \sum \frac{V_R^i}{T_R^i}} \quad (3.3.1)$$

წნევის მნიშვნელობების განსაზღვრა, როგორც (3.3.1) განტოლებიდან ჩანს, მოითხოვს მთელი სისტემის ელემენტარულ კვანძებად დაყოფას და ასევე რეგენერატორის ელემენტარულ მოცულობებში მუშა სხეულის ტემპერატურების განსაზღვრას.





ნახ.22. რეგენერატორის კვანძები.

ნახ.22-ზე წარმოდგენილია რეგენერატორის ელემენტარულ მოცულობებად დაყოფის სქემა, რომელიც სქემატურად გვიჩვენებს მასში მიმდინარე თბოცვლის პროცესს გაზებსა და რეგენერატორის ზადის მასალას შორის. ენერგიის შენახვის კანონის საფუძველზე შეგვიძლია დავწეროთ ბალანსური განტოლება რეგენერატორის მასალასა და გაზებს შორის თბოცვლისათვის

$$\left. \begin{aligned} dQ &= \alpha \cdot f_p dT \\ dQ_H &= dm_H \cdot C_H dT_H \\ dQ_g &= dm_g \cdot C_g dT_g \\ dQ_H &= dQ_g = dQ \end{aligned} \right\} \quad (3.3.2)$$

სასრულ სხვაობით განტოლებად გარდაქმნით მივიღებთ შემდეგ განტოლებათა სისტემას:

$$\left. \begin{aligned} \Delta Q &= \alpha \cdot \Delta f_p (T_g^i - T_H^i) \\ \Delta Q_H &= \Delta m_H^i \cdot C_H (T_{Hi}^{\tau+1} - T_{Hi}^\tau) \\ \Delta Q_g &= \Delta m_g^i \cdot C_g (T_{gi}^{\tau+1} - T_{gi}^\tau) \end{aligned} \right\} \quad (3.3.3)$$

მუშა სხეულის ტემპერატურების მნიშვნელობების გამოთვლა (3.3.3) განტოლებათა სისტემიდან მოითხოვს დამატებით შემდეგი განტოლებების გამოყენებას თვლის თითოეული ბიჯისათვის:

$$\left. \begin{aligned} \Delta m_g^i &= m_g^{\tau+1} - m_g^\tau \\ m_g^{\tau+1} &= \frac{V_R^i}{RT_g^i} (P_i^{\tau+1} - P_i^\tau) \end{aligned} \right\} \quad (3.3.4)$$

რიცხვითი მეთოდების გამოყენება მოითხოვს ამოხსნის კრებადობისა და მდგრადობის საკითხის დეტალურ შესაწავლას. განზომილებათა თეორიის საფუძველზე დადგენილი იქნა კრიტერიუმი, რომელიც უზრუნველყოფს სისტემის საწყისი მდგომარეობიდან სტაციონარულ მდგომარეობამდე ასიპტოტური მიახლოებისას ამონახსნის კრებადობას და მდგრადობას. მას გააჩნია შემდეგი სახე:

$$\frac{\alpha \cdot \Delta \tau}{\rho_g C_g \cdot \Delta \left( \frac{V_R}{f} \right)} \leq 10 \quad (3.3.5)$$

სადაც,

$\alpha$  – თბოგაცემის კოეფიციენტი, ვტ/მ<sup>2</sup>K;

$\rho_g$  – მუშა სხეულის სიმკვრივეა ციკლის მუშა წნევაზე, კგ/მ<sup>3</sup>;

$C_g$  – მუშა სხეულის სითბოტევადობა, ჯ/კგK;

$\Delta V_R$  – რეგენერატორის ელემენტარული მოცულობა, მ<sup>3</sup>;

$f$  – რეგენერატორის ბადის ზედაპირის ფართობია, მ<sup>2</sup>;

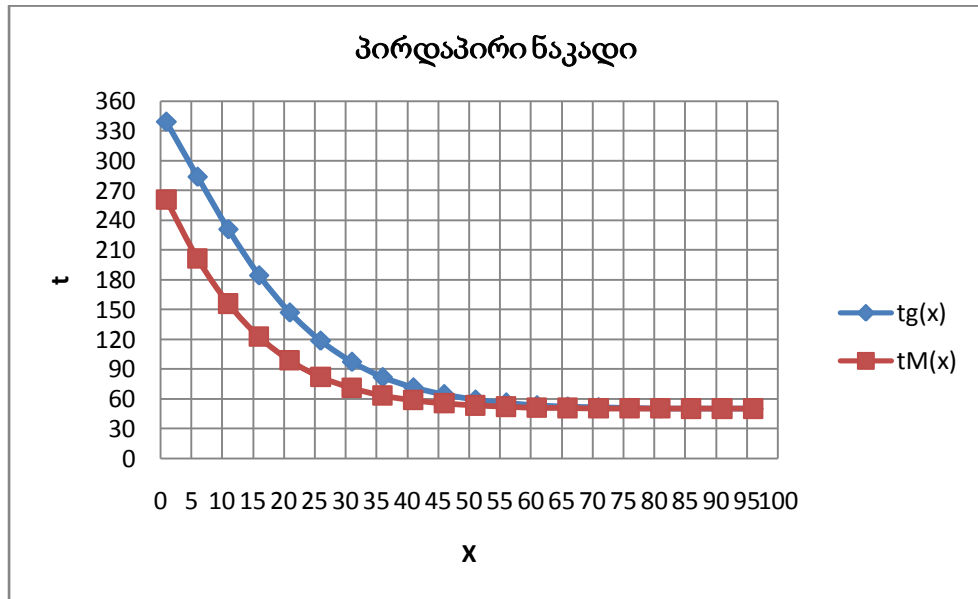
$\Delta \tau$  – დროითი ბიჯია, წმ.

### 3.4 რეგენერატორში ტემპერატურების განაწილების გაანგარიშების მეთოდის კვაზისტაციონარული მნიშვნელობების მისაღწევად.

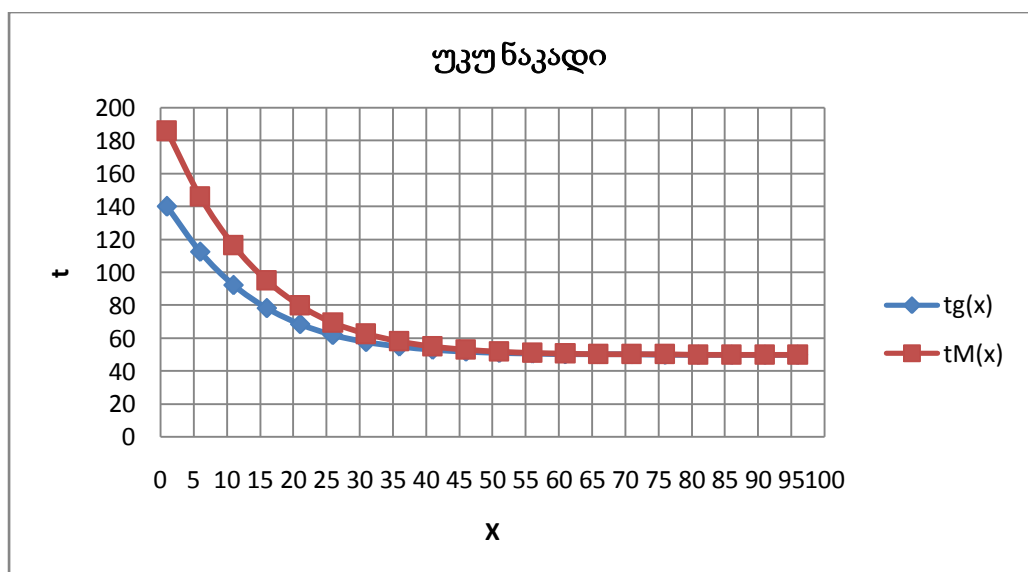
განტოლებათა (3.3.2-3.3.4) სისტემის საფუძველზე, ძრავის რეგენერატორში საწყისი ცივი მდგომარეობიდან სტაციონარულ მუშა მდგომარეობამდე გადასვლისას ანგარიში ხორციელდება ე.წ. ასიპტოტური მიახლოებით, რომლის ამონახსნის კრებადობასა და მდგრადობას განსაზღვრავს (3.3.5) კრიტერიუმი. რეგენერატორში ტემპერატურის განაწილების საწყისი პირობები იყო შემდეგი:

$$\begin{aligned} t_g(x) &= T_x, & 0 < x \leq L \\ t_g(0) &= T_{\max}, & x=0 \end{aligned} \quad (3.4.1)$$

როგორც ნახ.23–დან ჩანს ერთი ციკლის განხორციელების შემდეგ რეგენერატორის მხოლოდ 40% გაცხელდა გარკვეულ ტემპერატურამდე პირდაპირი ნაკადით, როცა აირი გადადინდება ცხელი არიდან მაცივრისაკენ. უკუ ნაკადში, ანუ მაცივრიდან ცხელი არისკენ მოძრაობისას რეგენერატორში ტემპერატურა კიდევ უფრო მცირდება (ნახ.24), [20].

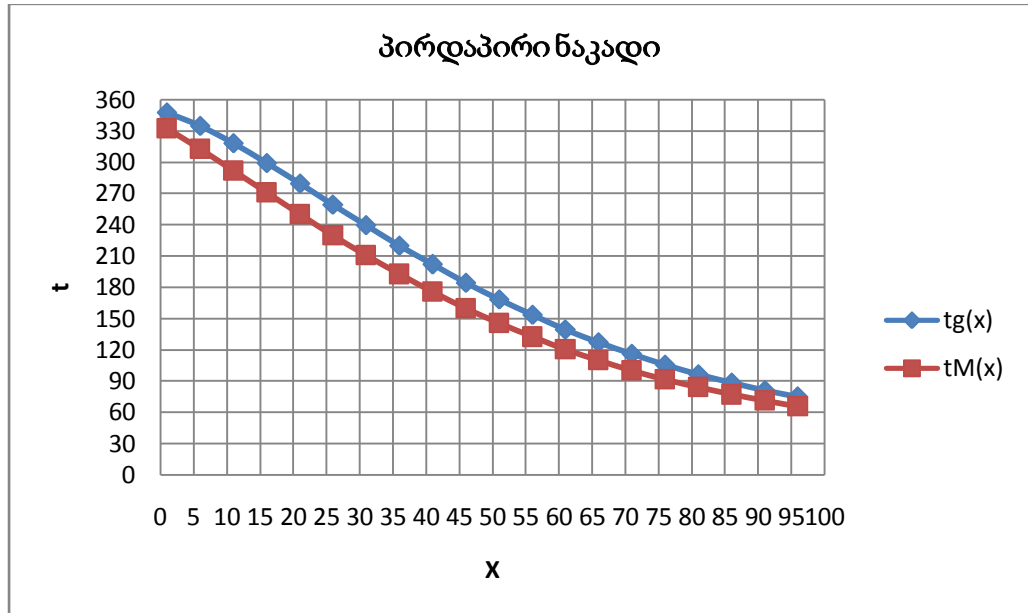


ნახ.23. რეგენერატორში ტემპერატურების განაწილება (ციკლების რაოდენობა K=1).

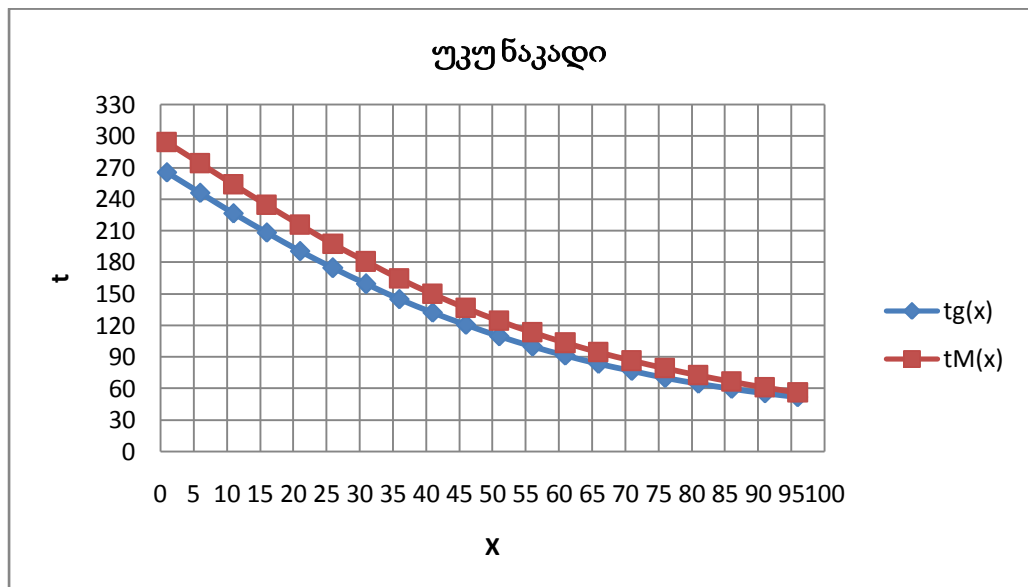


ნახ.24. რეგენერატორში ტემპერატურების განაწილება (ციკლების რაოდენობა K=1).

როდესაც ციკლების რაოდენობა მატულობს, ნახ.25 და ნახ.26 ნაჩვენები გრაფიკებიდან ნათლად ჩანს თუ როგორ იზრდება ტემპერატურის განაწილება რეგენერატორში.

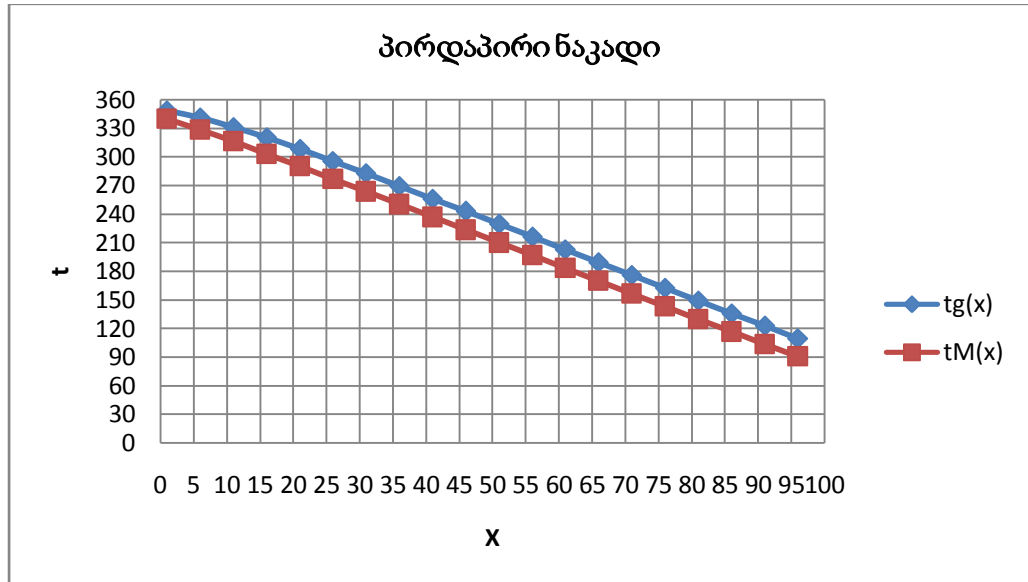


ნახ.25. რეგენერატორში ტემპერატურების განაწილება (ციკლების რაოდენობა K=10).

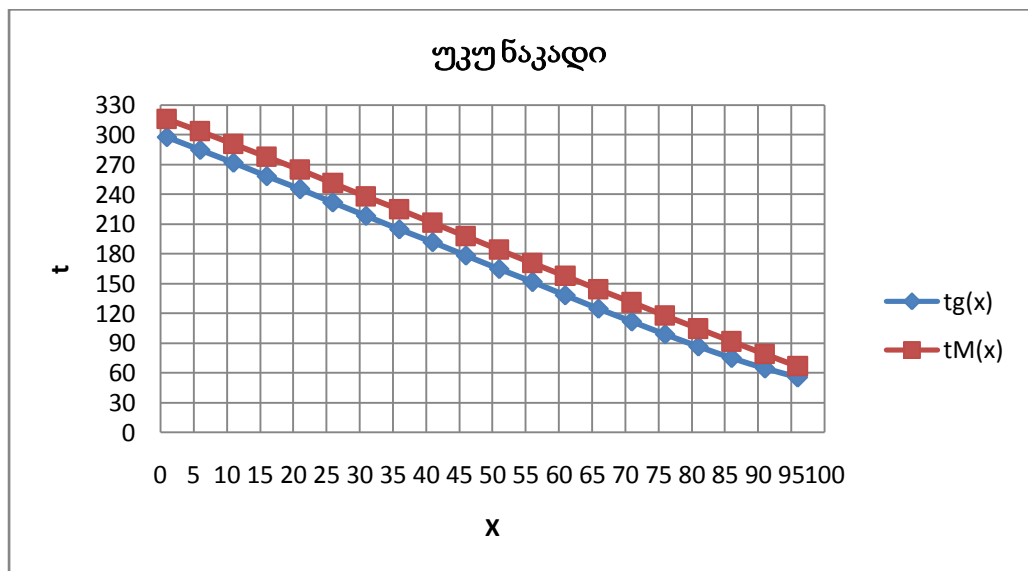


ნახ.26. რეგენერატორში ტემპერატურების განაწილება (ციკლების რაოდენობა K=10).

ციკლების რაოდენობის შემდგომი ზრდისას (ნახ.27, ნახ.28) ტემპერატურის განაწილება ასიმეტრიულად მიისწრაფის ზღვრული განაწილებისკენ, რომელიც რეგენერატორს გააჩნია მუშა პროცესში.



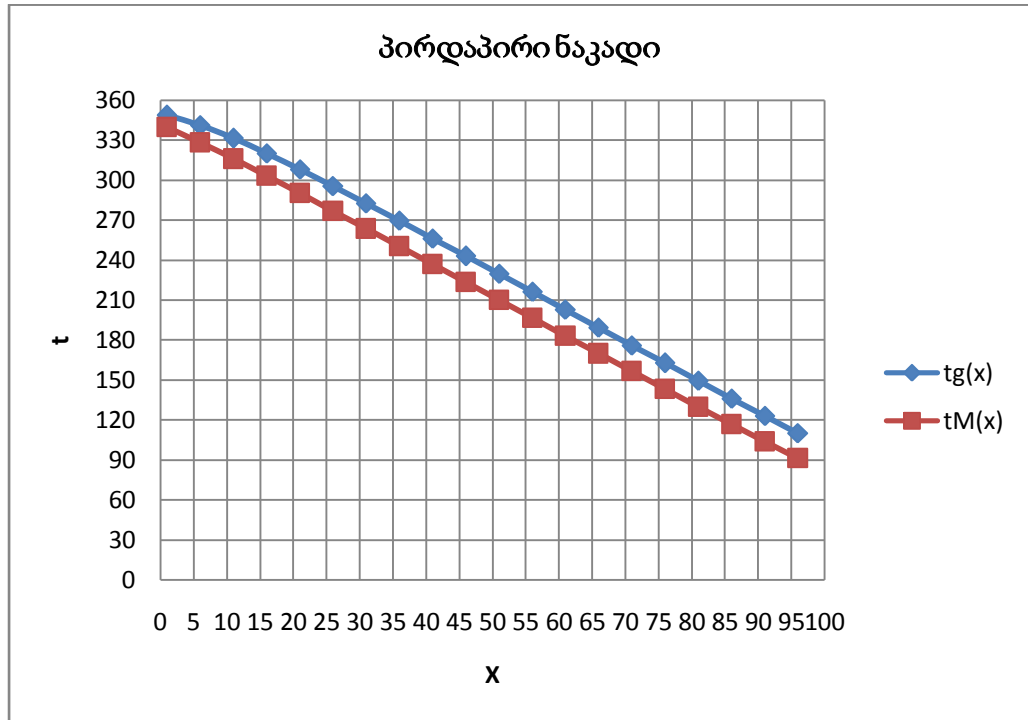
ნახ.27. რეგენერატორში ტემპერატურების განაწილება (ციკლების რაოდენობა  $K=70$ ).



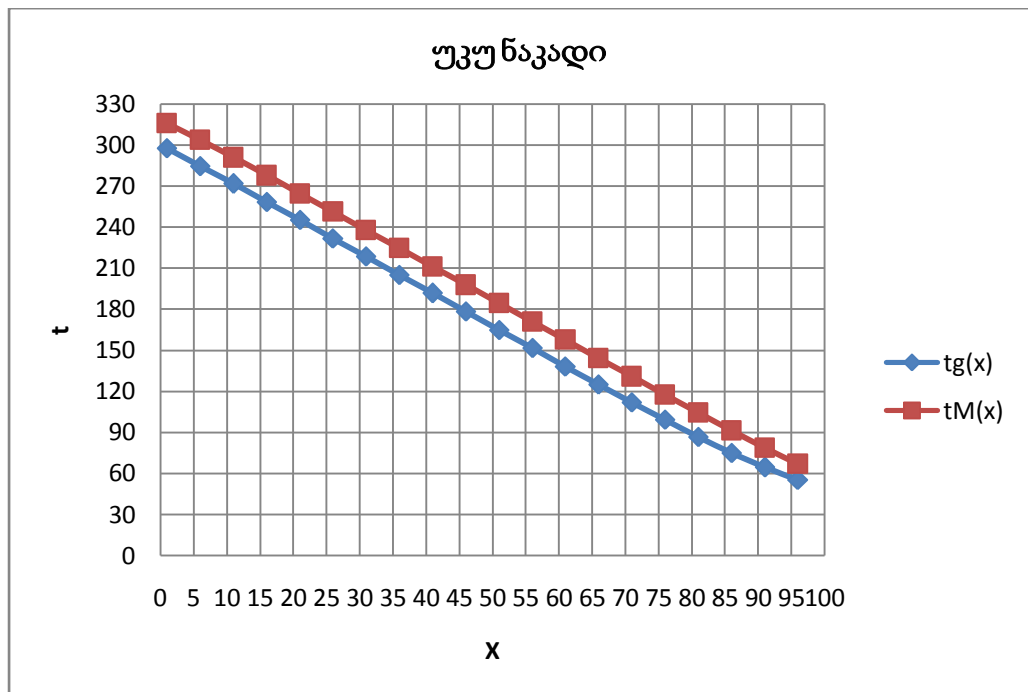
ნახ.28. რეგენერატორში ტემპერატურების განაწილება (ციკლების რაოდენობა  $K=70$ ).

თუ შევადარებთ ბოლო გრაფიკებზე (ნახ.29, ნახ.30) მიღებულ შედეგებს წინას, როდესაც ციკლების რაოდენობა იყო  $K=70$ , შეგვიძლია დავასკვნათ, რომ ტემპერატურის განაწილებამ მიაღწია კვაზისტაციონარულ

მნიშვნელობას და იგი აღარ შეიცვლება ციკლების სხვა ნებისმიერი მნიშვნელობისთვის.



ნახ.29. რეგენერატორში ტემპერატურების განაწილება (ციკლების რაოდენობა  $K=80$ ).

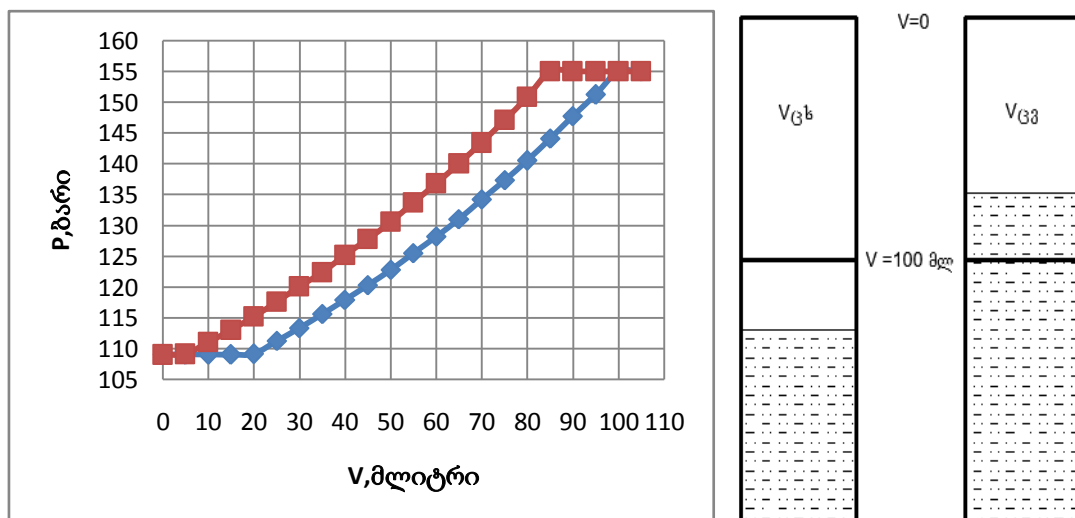


ნახ.30. რეგენერატორში ტემპერატურების განაწილება (ციკლების რაოდენობა  $K=80$ ).

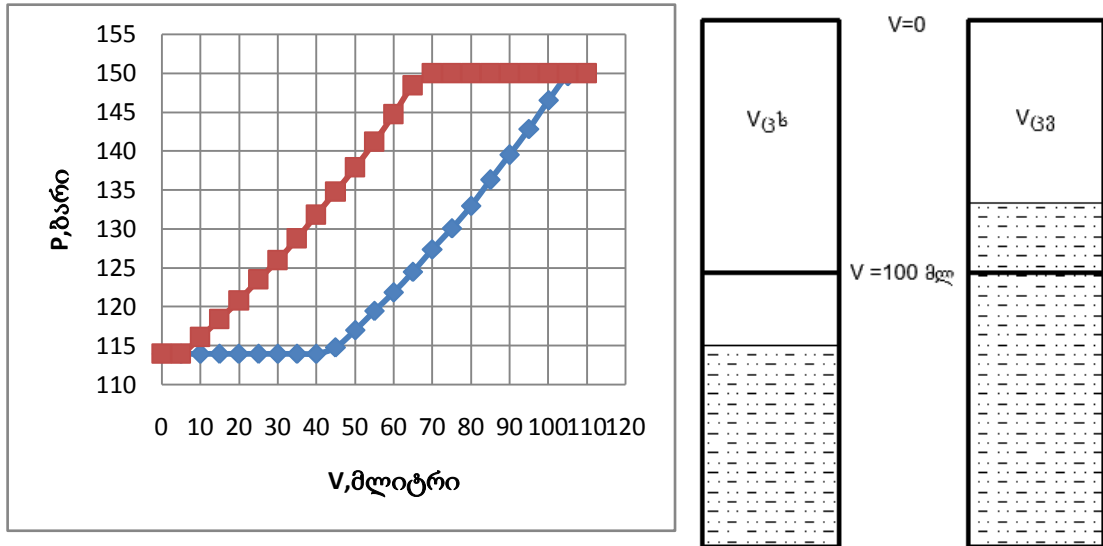
### 3.5 თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავის თერმოდინამიკური ციკლის პარამეტრების განსაზღვრა ხურების ტემპერატურისა და წნევისგან დამოკიდებულებით.

წინა პარაგრაფში მიღებული ტემპერატურის განაწილების გამოყენებით და შესაბამისი პროგრამული უზრუნველყოფით (დანართი 1) დათვლილი იქნა თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავის თერმოდინამიკური ციკლის პარამეტრები ხურების ტემპერატურისა და წნევისგან დამოკიდებულებით. ანგარიშებში გამახურებლისა და მაცივრის ტემპერატურები შეადგენდა ( $T_1=350\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_2=50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), რაც შეესაბამება მზის რადიაციით შუალედური თბომტარის გახურების საორიენტაციო მნიშვნელობებს. ინდიკატორული დიაგრამები აგებული იქნა სააკუმულაციო მოცულობებში შეწოვისა და დაჭირხვნის წნევების სხვადასხვა მნიშვნელობებისთვის.

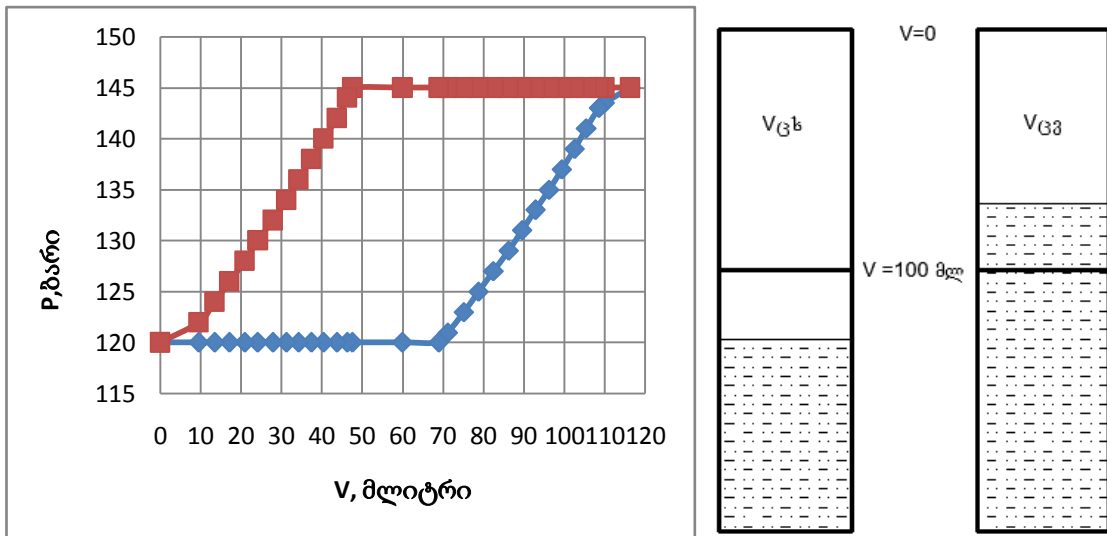
წარმოდგენილი დიაგრამებით შესაძლებელია შეფასდეს, როგორც ძრავის მიერ შესრულებული მუშაობა, ასევე ძრავის სიმძლავრე. როგორც ანგარიშებმა აჩვენა შეწოვა დაჭირხვნის წნევები მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ძრავის მიერ შესრულებულ მუშაობაზე.



ნახ.31. ძრავის ინდიკატორული დიაგრამა  $P_{\text{მაქს}}=155$  ბარი,  $P_{\text{მინ}}=109$  ბარი,  $T_1=350\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_2=50\text{ }^{\circ}\text{C}$

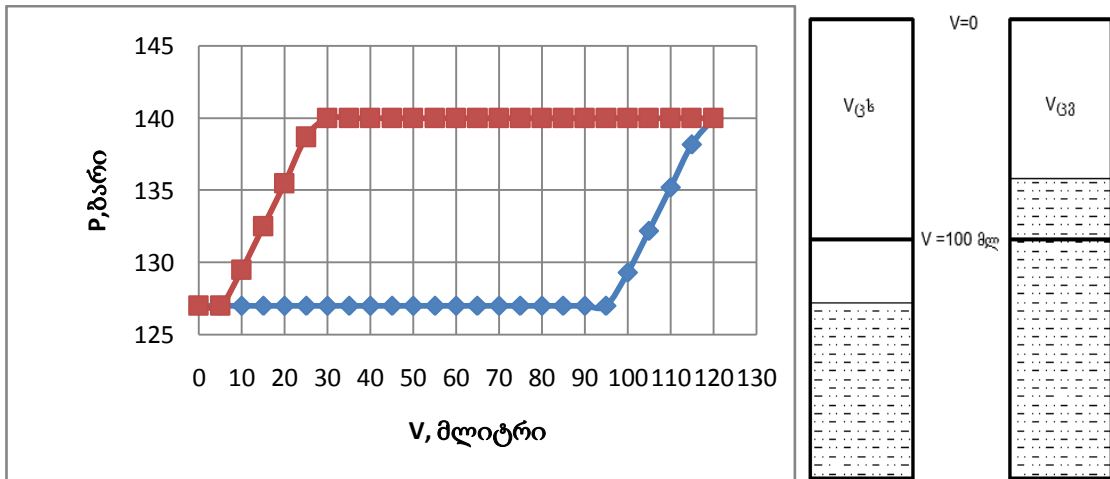


ნახ.32. ძრავის ინდიკატორული დიაგრამა  $P_{\text{მაქს}}=150$  ბარი,  $P_{\text{მინ}}=114$  ბარი,  
 $T_1=350^\circ\text{C}$ ,  $T_2=50^\circ\text{C}$

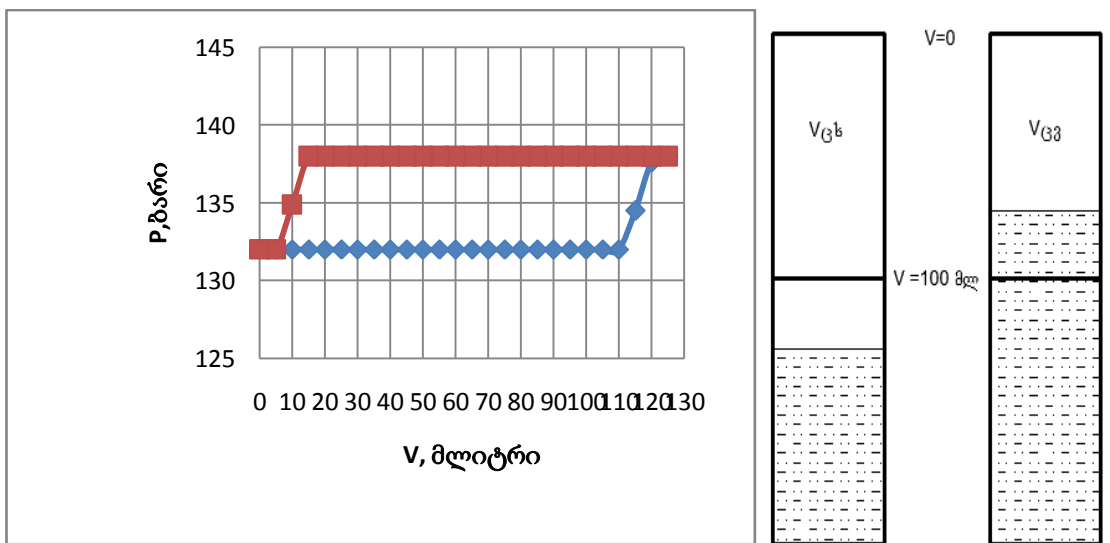


ნახ.33. ძრავის ინდიკატორული დიაგრამა  $P_{\text{მაქს}}=145$  ბარი,  $P_{\text{მინ}}=120$  ბარი,  
 $T_1=350^\circ\text{C}$ ,  $T_2=50^\circ\text{C}$





ნახ.34. ძრავის ინდიკატორული დიაგრამა  $P_{\text{მაქს}}=140$  ბარი,  $P_{\text{მინ}}=127$  ბარი,  
 $T_1=350^\circ\text{C}$ ,  $T_2=50^\circ\text{C}$



ნახ.35. ძრავის ინდიკატორული დიაგრამა  $P_{\text{მაქს}}=138$  ბარი,  $P_{\text{მინ}}=132$  ბარი,  
 $T_1=350^\circ\text{C}$ ,  $T_2=50^\circ\text{C}$

## თავი 4. კონცენტრატორები და თბური წყაროების ვარიანტები

### 4.1 კონცენტრატორები

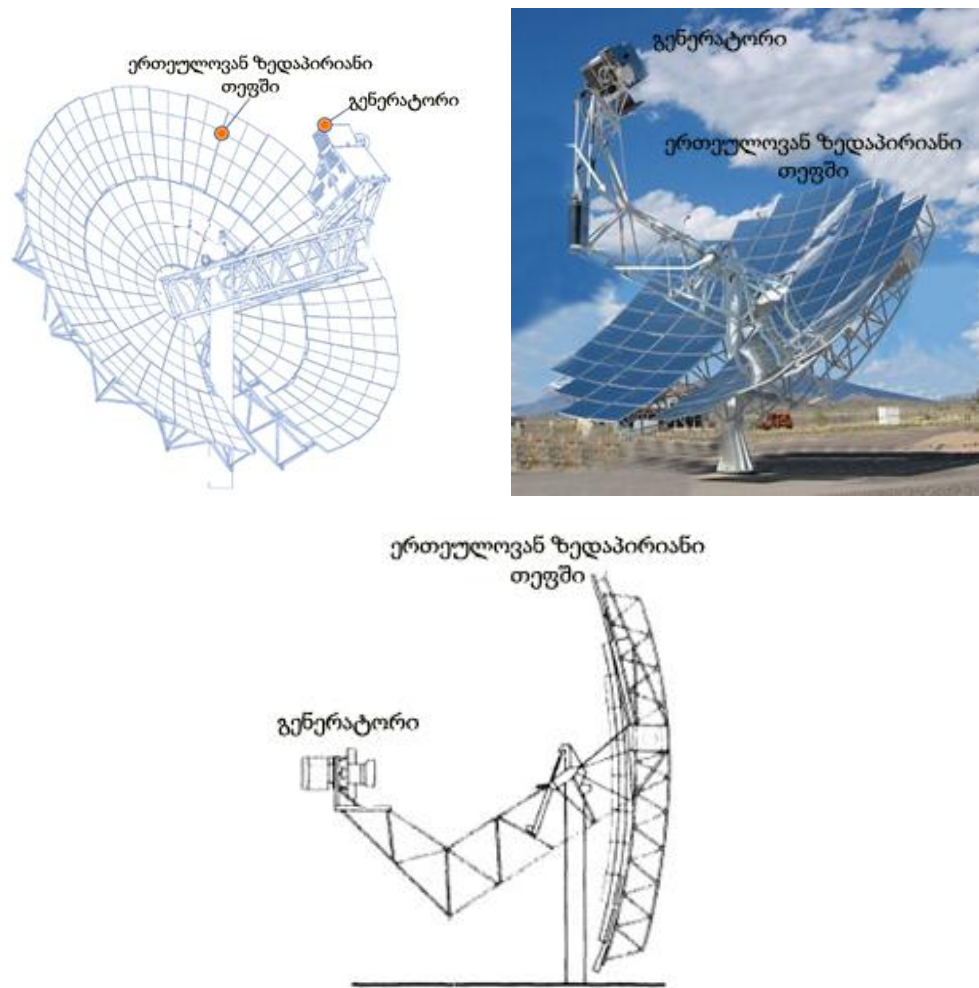
სტირლინგის თეფშიან სისტემაში გამოყენებული კონცენტრატორები უმეტეს შემთხვევაში არის პარაბოლურ თეფშებიანი კონცენტრატორები წერტილოვანი ფოკუსირებით. ლითონიზებული შუშის ან პლასტმასის ამრეკლი ზედაპირი ირეკლავს მასზე დაცემულ მზის სხივებს პატარა ადგილში, რომელსაც ფოკუსი წერტილი ეწოდება. კოლექტორები აკონცენტრირებს მზის ენერგიას ისე, რომ მიყვება მზის კვალს ორი ღერძის მეშვეობით.

სტირლინგის თეფშიანი სისტემისთვის მზის კოლექტორის ზომა განისაზღვრება გამომავალი ენერგიის მოთხოვნისამებრ მზის სხივების მაქსიმალური მოქმედების დონისთვის (ნომინალური  $1000 \text{ ვტ/მ}^2$ ) და კოლექტორისა და ენერგიის გარდაქმნის ეფექტურობის (მ.ქ.კ.) შესაბამისად. არსებული ტექნოლოგიების 5 კვტ-იანი სტირლინგის თეფშიანი სისტემა მოითხოვს დაახლოებით 5,5 მეტრი დიამეტრის თეფშს, ხოლო 25 კვტ-იანი სისტემა მოითხოვს დაახლოებით 10 მეტრი დიამეტრის თეფშს [21-23].

კონცენტრატორებში იყენებენ ალუმინის ან ვერცხლის ამრეკლ ზედაპირს, ასევე იყენებენ შუშის ან პლასტმასისას, როგორც წინა ასევე უკანა ზედაპირისთვის. ადრე იყენებდნენ მოვერცხლილ უკანა ზედაპირიან, თხელ სარკეებს. ზოგიერთი ახლანდელი დიზაინი იყენებს თხელ პოლიმერულ, ალუმინის ან ვერცხლის წინა და უკანა ზედაპირიან ფირფიტას.

მზის კონცენტრატორის ამრეკლი ზედაპირის იდეალური ფორმა არის პარაბოლოიდი. ეს ფორმა იდეალურია იმიტომ, რომ ამრეკლი პარაბოლოიდი აკონცენტრირებს მზისგან მომავალ რადიაციას კონცენტრატორის ფოკუსურ წერტილში. პრაქტიკაში ხშირად უფრო იოლია მრავალი სფერული ფორმის ზედაპირის დამზადება. სფერული ფორმის ზედაპირიც ასევე ირეკლავს მზის რადიაციას. სფერული ფორმის სარკის ფოკუსირების შესაძლებლობა უახლოვდება პარაბოლური ფორმის სარკისას,

როდესაც სარკე არის ოდნავ დეფორმირებული. ზოგიერთი კონცენტრატორი სტირლინგის თევზიანი სისტემისთვის იყენებს მრავალ სფერული ფორმის სარკის ერთეულოვან ზედაპირს, რომელიც ერთ სტრუქტურად არის ასხმული (ნახ.36). თითოეული ერთეულოვანი ზედაპირი ინდივიდუალურად დამიზნებულია დაახლოებით ისე, როგორც პარაბოლოიდი. ეს კონსტრუქცია კონცენტრატორს ანიჭებს მაღალი სიზუსტის ფოკუსირების შესაძლებლობას.



ნახ.36. სარკის ერთეულოვანი ზედაპირის მქონე პარაბოლური თევზი კონცენტრატორი.

მზის კონცენტრატორების დიზაინის ბოლო სიახლე არის გადაჭიმული გარსის (მემბრანის) გამოყენება. თხელი ამრეკლი გარსი არის გადაჭიმული სალტეზე მზის რადიაციის მოქმედების მხარეს, ხოლო მეორე გარსი ამჟიდროვებს მის უკანა სივრცეს. ამ გარსებს შორის შექმნილი

ვაკუუმი ამრეკლ გარსს ანიჭებს დაახლოებით სფერულ ფორმას. თუ ბევრი ერთეულოვანი ზედაპირი არის გამოყენებული, მაშინ მათი ფოკუსირების ადგილი იქნება ერთეულოვანი ზედაპირის დიამეტრის ტოლი დაშორება.

იმ შემთხვევაში თუ გამოიყენება ერთი ან რამდენიმე გადაჭიმული გარსი (ნახ.37), მაშინ ზედაპირის ფორმა მიახლოებით უნდა იყოს პარაბოლოიდი. წინა და უკანა მხარეს შორის წნევათა სხვაობის საშუალებით მიიღწევა და უნარჩუნდება ზედაპირის ასეთი ფორმა.



ნახ.37. გადაჭიმულ გარსიანი პარაბოლოიდური თეფშიანი კონცენტრატორი.

დამატებით, სტირლინგის თეფშიან კონცენტრატორებს აქვს შესაბამისი მოწყობილობები ფოკუსის მზეზე მისადევნებლად. ამისათვის კონცენტრატორს უნდა ქონდეს ორ ღერძზე მოძრაობის შესაძლებლობა. არსებობს მიდევნების სისტემის განხორციელების ორი ვარიანტი. თითოეულს გააჩნია თავისი უპირატესობები:

- პირველი არის აზიმუტური მიდევნება, რითაც თეფში ბრუნავს ერთ სიბრტყეში დედამიწის (აზიმუტის) პარალელურად, ხოლო მეორე მისდამი პერპენდიკულარულად. ეს აძლევს თეფშს მაღლა-დაბლა და მარცხნივ-

მარჯვნივ ბრუნვის საშუალებას. ბრუნვის ტემპი ორივე ღერძისთვის იცვლება მთელი დღის განმავლობაში.

- პოლარული მიდევენების მეთოდის გამოყენების შემთხვევაში, თევში ბრუნავს მხოლოდ თავისი ღერძის გარშემო, დედამიწის ღერძის პარალელურად. იგი ბრუნავს მუდმივი ტემპით 15 გრადუსი/სთ, იმავე ბრუნვის ტემპით, როგორც დედამიწა. მბრუნავი ღერძის დახრილობა არის პოლარული ღერძის პარალელური. ღერძის დახრილობა მთელი წლის განმავლობაში იცვლება 23 გრადუსით.

### **მიმღებები**

მიმღებს აქვს ორი ფუნქცია: 1) შთანთქოს რაც შეიძლება მეტი მზის რადიაცია, რომელიც აირეკლება კონცენტრატორიდან და 2) გადასცეს ეს ენერგია, ძრავის მუშა სხეულს.

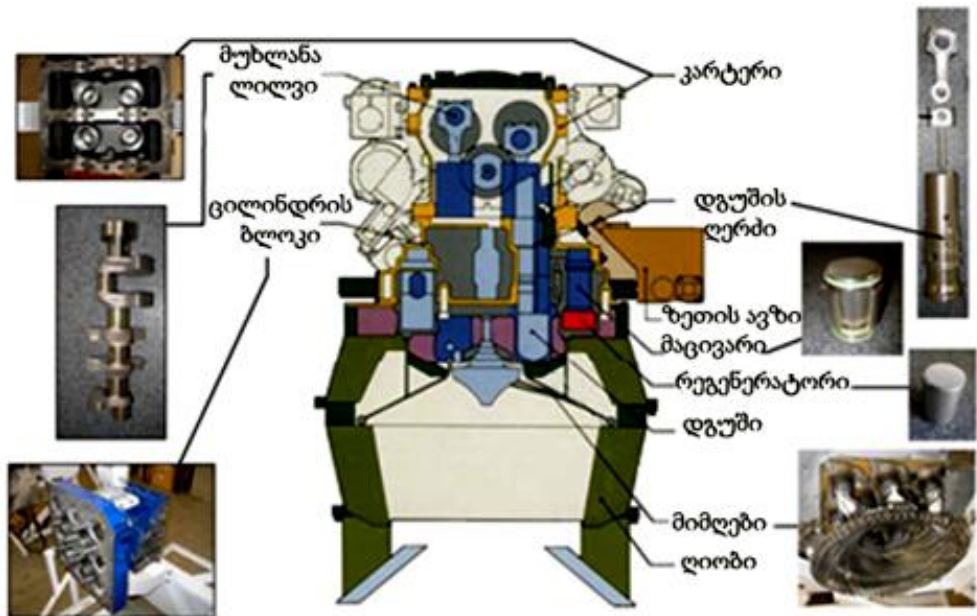
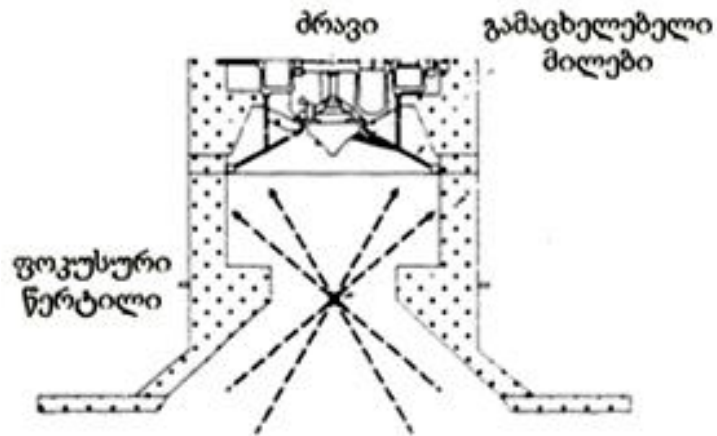
ნებისმიერი რეალური კონცენტრატორი არ არის სრულყოფილი ფორმის, აქედან გამომდინარე ფოკუსში კონცენტრირებულ რადიაციას გაჩნია ნაკადის სიბრტყეზე განაწილების სხვადასხვა კონცენტრაცია, ექსპონენციალურად პერიფერიის მიმართ შემცირებით.

სტირლინგის თევშიანი სისტემის მიმღებები არის ღრუიანი მიმღებები პატარა ღიობით, რისი მეშვეობითაც კონცენტრირებული მზის სხივები შედის. მშთანთქმელი მდებარეობს ღიობის უკან, რათა შეამციროს მზის ნაკადის ინტენსივობა (დამაბულობა). იზოლირებული სივრცე ღრუ ღიობსა და მშთანთქმელს შორის ამცირებს სითბოს რაოდენობის დანაკარგს. მიმღების ღიობი ოპტიმიზირებული უნდა იყოს, ანუ საკმარისად დიდი, რათა კონცენტრირებული მზის სხივების უმეტესობა შეუშვას და ამავე დროს უნდა იყოს საკმაოდ პატარა, რათა შეზღუდოს რადიაცია და კონვექციის დანაკარგი.

მიმღებში შთანთქმული მზის რადიაციის გადასაცემად სტირლინგის ძრავის მუშა სხეულზე გამოყენებულია ორი მეთოდი:

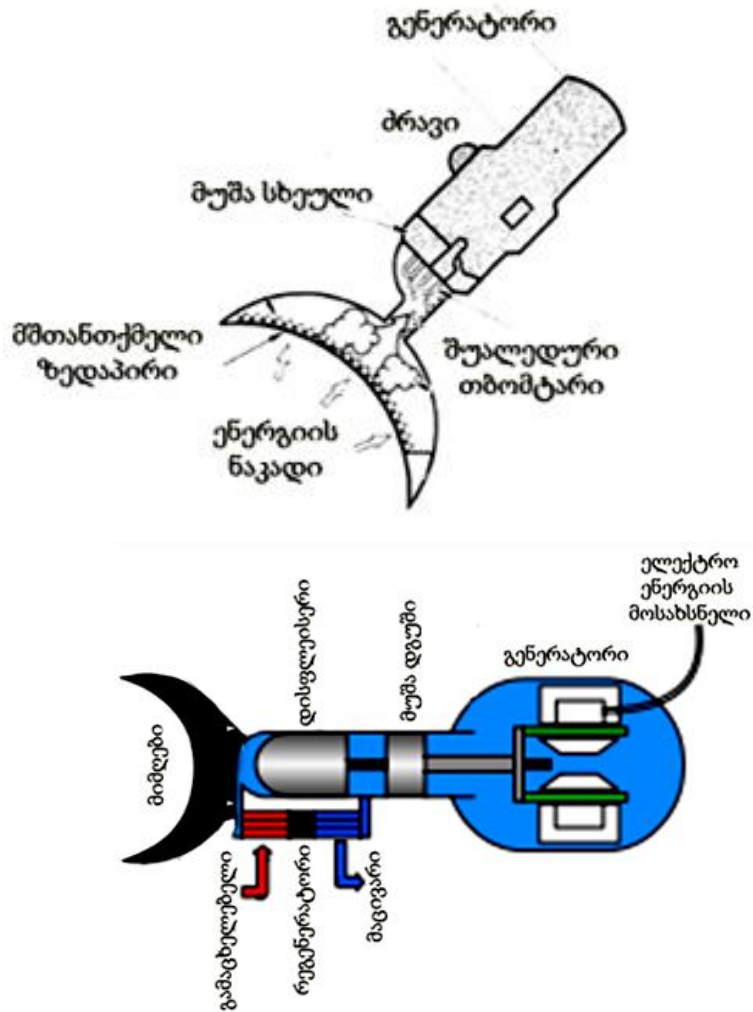
1) პირველი ტიპის მიმღები - პირდაპირ დასხივებული მიღებიანი მიმღები, სადაც ძრავის გამაცხელებელი პირდაპირ განთავსებულია კონცენტრირებული მზის ნაკადის არეში (ნახ.38). მიღები ქმნის შთანთქმის ზედაპირს;

2) მეორე ტიპის მიმღები იყენებს თხევად ლითონიან შუალედურ სითბოს გადამცემ თბომტარს (ნახ.39). თხევადი ლითონი ცხელდება მშთანთქმელ ზედაპირზე და შემდეგ იგი სითბოს გადასცემს ძრავის მუშა სხეულს. ამდენად, მეორე ტიპის მიმღებში ენერგია ძრავს გადაეცემა თბომტარის ცირკულაციით.



ნახ.38. პირდაპირ დასხივებული თბომცვლელიანი მიმღები.





ნახ.39. თავისუფალ დგუმიანი სტირლინგის ძრავის შუალედურ თბომტარიანი გამაცხელებელი.

მიმღებისთვის, რომელშიც თხევადი ლითონი გამოიყენება სითბოს შუალედურ გადამცემად, თხევადი ლითონის მშთანთქმელზე მიწოდების ორი მეთოდი არის გავრცელებული: 1) სააკუმულაციო ავზით და 2) თბური მილებით.

პირველი მეთოდში თხევადი ლითონის ავზი ყოველთვის არის მშთანთქმელ ზედაპირთან კონტაქტში, ხოლო მეორე მეთოდის შემთხვევაში თხევადი ლითონი ე.წ. თბური მილის მუშა აგენტია, რომლის აორთქლება-კონდენსაციით ენერჯია გადადის ერთი არედან მეორეში. ეს მეთოდი ნაჩვენებია ნახ.39-ზე.

ეფექტური სიმძლავრის საწარმოებლად საჭიროა მაღალი ტემპერატურა, ამიტომ სტირლინგის ძრავი და მზის კონცენტრატორი არის კარგი კომბინაცია მზისგან ელექტროენერჯის საწარმოებლად.

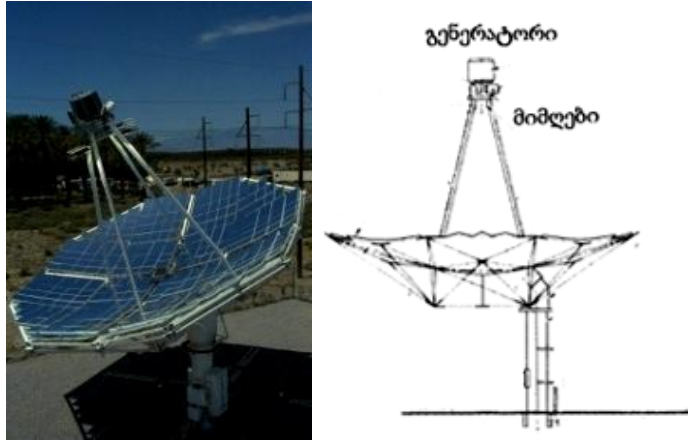
გარკვეული ზომის კონცენტრატორის მეშვეობით, ეფექტური (მაღალი მ.ქ.კ.-ს მქონე) ძრავი უზრუნველყოფს უფრო მეტი ენერჯის გამომუშავებას, რაც განმსაზღვრელია ელექტრო ენერჯის დაბალი ღირებულების. სტირლინგის ძრავის ეფექტურობა (მ.ქ.კ.) იზრდება ტემპერატურის ზრდით, ამიტომ მთავარი მიზანია ძრავამ იფუნქციონიროს რაც შეიძლება მაღალ ტემპერატურაზე. არსებული ძრავების საექსპლუატაციო ტემპერატურული ზღვარის მიღწევა ადვილად შესაძლებელია მზის კონცენტრატორების გამოყენებით. აქედან გამომდინარე სტირლინგის ძრავის ექსპლუატაცია ზოგადად ხდება მის კონსტრუქციაში გამოყენებული მასალების თერმული ლიმიტის ფარგლებში. ტიპურად ტემპერატურის ზონა არის  $650^{\circ}C$  -დან  $800^{\circ}C$  -მდე, რის შედეგადაც ძრავის გარდაქმნის ეფექტურობა (მ.ქ.კ) აღწევს 30 %-დან 40 %-მდე [24-25].

სტირლინგის თეფშიანი სისტემა მოითხოვს ხანგრძლივი არსებობისთვის საჭირო დიზაინს. სისტემა, რომ გახდეს ეკონომიური და რენტაბელური, საჭიროა ძრავის რესურსი იყოს 40 000 სთ-დან 60 000 სთ-მდე, დაახლოებით 10-ჯერ მეტი დრო ვიდრე ტიპური ავტომობილის შიდა წვის ძრავის. ძრავის ძირითადი კაპიტალური რემონტი ითვალისწინებს ჰერმეტიზაციის უზრუნველყოფას და საკისარების შეცვლას.

### **ვანგუარდის 25-კვტ-იანი სისტემა**

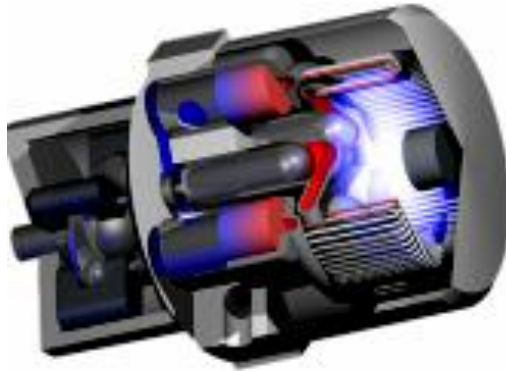
1984 წელს ადვანკო კორპორაციამ ინტეგრირებული 25 კვტ-იანი სტირლინგის თეფშიანი სისტემა შექმნა. მზის ენერჯის ელექტროენერჯად გარდაქმნის უმაღლესმა მაჩვენებელმა შეადგინა 29,4%. ეს სისტემა დამონტაჟდა რანჩო მირაჟში, კალიფორნიაში როგორც ნაჩვენებია ნახ.40-ზე.





ნახ.40. ადვანკო/ვანგუარდის 25 კვტ-იანი სტირლინგის თეფშიანი სისტემა.

ვანგუარდის კონცენტრატორი დაახლოებით არის 11 მეტრი დიამეტრის და შედგება 336 ერთეულოვანი ზედაპირის სარკისგან და თითოეული სარკის ერთეულოვანი ზედაპირი არის 45-60 სმ-ს ფარგლებში. (USAB) 4-95 მოდელიან სისტემაში გამოყენებული ძრავი არის 4 ცილინდრიანი სტირლინგის ძრავი, თითოეული ცილინდრი არის 95 სმ<sup>3</sup>. ეს 4 ცილინდრი არის ერთმანეთის მიმართ კვადრატულად განლაგებული (ნახ.41). ისინი ერთმანეთთან დაკავშირებული არიან გამაცხელებელით, რეგენერატორით, გამაციებლით და ორმაგი მოქმედების დგუშებით. მუშა აირი არის წყალბადი (ასევე შესაძლებელია ჰელიუმის გამოყენება), მუშაობის დროს წნევის მაქსიმალური მნიშვნელობაა 20 მპა ხოლო ტემპერატურა  $720^{\circ}C$ . ძრავის სიმძლავრე კონტროლდება მუშა აირის წნევის ცვლილებით. 480 VAC 60Hz გენერატორი არის მიერთებული გამომავალ ლილვზე.



ნახ.41. ცილინდრების კვადრატული განლაგების მქონე სტირლინგის ძრავი.

ადვანკო/ვანგუარდის სისტემის მიმღები არის პირდაპირ დასხივებული. ბევრი პატარა დიამეტრის გამაცხელებელი მილი განლაგებულია კონუსურად ღრუს შიგნით, სადაც ხდება კონცენტრირებული მზის სხივების შთანთქმა და სითბოს გადაცემა პირდაპირ ძრავის მუშა სხეულზე, წყალბადაზე.

### **მაკდონალ დუგლასის 25-კვტ-იანი სისტემა**

მაკდონალ დუგლასის კორპორაცია იყენებს 25 კვტ-იანი სტირლინგის თევზიანი სისტემის გაერთიანებული სტირლინგ (USAB) მოდელს 4-95, ისევე როგორც ვანგუარდის სისტემა. ნახ.42-ზე ნაჩვენებია ექვსი დანადგარი დამონტაჟებულია შეერთებული შტატების მთელ ტერიტორიაზე ოპერაციული ტესტირებისთვის.

მაკდონალ დუგლასმა შემდგომში მიყიდა ამ სისტემის სამრეწველო და სავაჭრო უფლებები სამხრეთ კალიფორნიაში ედისონ კორპორაციას. მან გააგრძელა სტირლინგის თევზიანი სისტემის გაუმჯობესება.

88 მ<sup>2</sup> კონცენტრატორის თევზი შეიცავს 82 სფერული ფორმის შუშის ერთეულოვან ზედაპირს, თითოეული არის 91-122 სმ-ს ფარგლებში. ერთეულოვან ზედაპირებს აქვს 5-დან 1 განსხვავებული სიმრუდე, რაც დამოკიდებულია თევზზე მათ ადგილმდებარეობაზე. ეს განლაგება საშუალებას იძლევა კონცენტრატორის მოძრაობა ახლოს იყოს კონცენტრატორის საბალანსო წერტილთან და ენერჯის გარდამქმნელთან. შუშის ამრეკლი ზედაპირი შესაძლებელია გაირეცხოს. ასეთი განლაგება ასევე ვერტიკალური ჩალაგების საშუალებას გვაძლევს, რაც კონცენტრატორის შუშის ზედაპირის გაჭუჭყიანებას ამცირებს მინიმუმამდე.

გაერთიანებული სტირლინგის ძრავის მოდელი 4-95 მუშა სხეულად იყენებს წყალბადს 720<sup>o</sup>C ტემპერატურაზე. წნევის მაქსიმალური მნიშვნელობაა 20 მპა. ეს ძრავი აღწევს 25 კვტ-ს ქსელის გამოსასვლელზე, როდესაც მზის რადიაცია აღწევს 1000 ვტ/მ<sup>2</sup>. მზის ენერჯის ელექტროენერჯიად გარდაქმნის უმაღლესმა მაჩვენებელმა შეადგინა 29%-დან 30%-მდე .



ნახ.42. მაკდონალ დუგლასი, სამხრეთ კალიფორნია, ედისონი 25 კვტ-იანი სტირლინგის თევზიანი სისტემა.

## გერმანია-საუდის 50 კვტ-იანი სისტემა

50 კვტ-იანი სტირლინგის 4-275 ძრავით აწყობილი 3 ცალი 17 მეტრიანი თევში, შტუდგარტში გამოიყენება გერმანული ატმოსფეროს კვლევითი დაწესებულების დახმარებით. ნახ.43-ზე ნაჩვენებია დანარჩენი 2 სისტემა მდებარეობს საუდის არაბეთის ელ-რიადთან არსებული მეცნიერებისა და ტექნოლოგიების ნაციონალურ ცენტრში. ელ-რიადის სისტემაში ძრავის სიმძლავრემ მიაღწია 53 კვტ-ს გარდაქმნის ეფექტურობით 23 %-ი, როცა მზის რადიაცია იყო  $1000 \text{ ვტ/მ}^2$  -ზე.

ამ სისტემაში გამოყენებული კონცენტრატორი არის ერთეულ ზედაპირიანი გადაჭიმული გარსის მქონე 17 მეტრიანი დიამეტრის თევში. გარსი არის თხელი 0,5 მმ-ის უჟანგავი ფოლადის ფურცელი, რომელიც გადაჭიმულია სალტეზე მეორე გარსთან ერთად, რომელიც განლაგებულია კონცენტრატორის მეორე მხარეს. ორ გარს შორის არსებული ვაკუუმისგან წინა გარსი განიცდის დეფორმაციას და იღებს ფორმას, რომელიც არც პარაბოლოიდია და არც სფერული. ფორმის შენარჩუნება ხდება ვაკუუმის მეშვეობით. კონცენტრატორი დაყენებულია ისე, რომ მის კარკასს შეუძლია აზიმუტის მიდევნება.

სტირლინგის თევშიან სისტემას აქვს გაერთიანებული სტირლინგის 4-275 ძრავი, რომელიც მუშა სხეულად იყენებს წყალბადს, მაქსიმალური ტემპერატურით  $620^{\circ}\text{C}$  და 15 მპა წნევით. 4-275 სტირლინგის ძრავი არის 4 ცილინდრიანი, ორმაგი მოქმედების, თითოეულ ცილინდრში 275 სმ<sup>3</sup> აირის მოცულობით. თევშიანი კონცენტრატორიდან დასხივებული მზის ენერჯია პირდაპირ ხვდება მიმღებზე. მიმღების ღრუს უკან განლაგებულია მცირე დიამეტრის გამაცხელებელი მილები, სადაც ხდება კონცენტრირებული მზის რადიაციის შთანთქმა.



ნახ.43. გერმანია-საუდი 50 კვტ-იანი სტირლინგის თევზიანი სისტემა.

შტუდგარტში იქნა ასევე შექმნილი 9 კვტ სტირლინგის თევზიანი სისტემა (ნახ.44). სისტემის კონცენტრატორი არის ერთეულ ზედაპირიანი გადაჭიმული გარსის მქონე 7,5 მეტრიანი დიამეტრის თევზი, გარსის სისქით 0,23 მმ. სტირლინგის თევზიან სისტემას აქვს გაერთიანებული სტირლინგის V-160 ძრავი, რომელიც მუშა სხეულად იყენებს ჰელიუმს, მაქსიმალური ტემპერატურით  $630^{\circ}\text{C}$  და 15 მპა წნევით. V-160 სტირლინგის ძრავი არის 4 ცილინდრიანი, ორმაგი მოქმედების, თითოეულ ცილინდრში 160 სმ<sup>3</sup> აირის მოცულობით.



ნახ.44. გერმანია-საუდი 9 კვტ სტირლინგის თევზიანი სისტემა.

### კუმინის 7,5 კვტ-იანი ელექტრო გენერაციის სისტემა

აშშ-ში, ინდიანაში კუმინის ენერგო კომპანიის მიერ შექმნილ 7,5 კვტ-იან ელექტრო გენერაციის სისტემაში გამოყენებული იყო თავისუფალ დეფუზიანი სტირლინგის ძრავი თხვად ლითონიანი მიმღებით (ნახ.45). ამ



სისტემის კონცენტრატორი შედგებოდა 24 ცალი ელემენტისგან, რომლის დიამეტრი იყო 1,52 მ, ხოლო სარკული ზედაპირი წარმოადგენდა 0,18 მმ-იანი სისქის პოლიმერს დაფარულს ამრეკლი ნივთიერებით. ძრავის ეფექტურობამ მიაღწია 19 %-ს [26].



ნახ.45. კუმინის 7,5 კვტ-იანი თავისუფალ დგუშიანი სტირლინგის ძრავი თეფშიანი კონცენტრატორით.

### **მზის ენერჯის გარდამქნელი სისტემა სტირლინგის 25-კვტ-იანი ძრავის ბაზაზე**

დეტროიტის დიზელის კორპორაციამ შეიმუშავა კონსტრუქცია და გამოსცადა მზის ენერჯის გარდამქნელი სისტემა STM4-120 სტირლინგის ძრავით. STM4-120 წარმოადგენს 25 კვტ-იან ძრავს, ბრუნვით 1800 ბრ/წთ და  $800^{\circ}\text{C}$  გამაცხელებელი მილების ტემპერატურით. ეს ძრავი გამოსადეგია სხვადასხვა სახის მზის კონცენტრატორებთან ინტეგრაციისთვის. ნახ.46-ზე გამოსახული კონცენტრატორი პირველი პროტოტიპია 1993 წელს დაწყებული გამოცდების და დამონტაჟებულია სანდიას ნაციონალურ ლაბორატორიაში.

სტირლინგის თბური ძრავის მზის ენერჯის გარდამქნელი სისტემა შეიცავს პირდაპირ დასხივებულ მილებიან მიმღებს, გენერატორს და ძრავის გაციების სისტემას. მისი ზომებია 86 სმx86 სმx198 სმ და წონა 725 კგ. ძრავი ერთ კორპუსში შერწყმულია ჰერმეტიულად NEMA 284/286 გენერატორთან.



ნახ.46. სტირლინგის 25 კვტ–იანი თბური ძრავი მზის ენერჯის გარდაქმნის სისტემით, სანდიას ნაციონალური ლაბორატორია.

### მზის ენერჯის შეკრება

თეფშიანი სტირლინგის ელექტრული სისტემის კონცენტრატორი მზის რადიაციას აკონცენტრირებს ფოკუსურ წერტილში. ამ ენერჯის შთანთქავს მიმღები და უმეტეს ნაწილს გადასცემს სტირლინგის ძრავს. სითბოს რაოდენობას, რომელიც ძრავს მიეწოდება არის სასარგებლო სითბო ( $Q_{\text{სასარგებლო}}$ ).

ენერჯო ბალანსის განტოლება, რომელსაც აგრეთვე უწოდებენ მზის ენერჯის შეკრების განტოლებასაც, საფუძვლად უდევს კონცენტრატორისა და მიმღების კონსტრუქციის გაანგარიშებას. მზის ენერჯის შეკრების ფუნდამენტური განტოლებაა:

$$Q_{\text{სასარგებლო}} = I_{bn} A_{app} E(\cos \theta_i) \rho \phi \tau \alpha - A_{rec} [U(T_{rec} - T_{amb}) + \sigma F(T_{rec}^4 - T_{amb}^4)] \quad (4.1)$$

სადაც,

$A_{app}$  – კონცენტრატორის არეა;

$A_{rec}$  – მიმღების ღიობის არეა;

$E$  – კონცენტრატორის ღიობის სივრცის ნაწილია, რომელიც არა არის დაჩრდილული მიმღების, ბოძების (საბჯენების) მიერ და ა.შ. ;

$F$  – სიშავის ხარისხია;

$I_{bn}$  – მზის რადიაციის გამოსხივებაა;

$Q_{სასარგებლო}$  –სასარგებლო თბური ენერჯია;

$T_{amb}$  – გარემოს ტემპერატურა;

$T_{rec}$  – მიმღების ტემპერატურა;

$U$  – კონვექციური თბოგაცემის კოეფიციენტი;

$\alpha$  – მიმღების შთანთქმის კოეფიციენტი;

$\tau$  – ამრეკვლსა და მშთანთქმელს შორის არსებული გარემოს გამჭვირვალობის კოეფიციენტი;

$\theta_i$  – დახრის კუთხეა (მზის სხივებსა და კონცენტრატორის ღიობის

მართობულ ხაზს შორის; პარაბოლურ თეფშიანი

კონცენტრატორისთვის კი – ეს კუთხე 0 გრადუსია);

$\rho$  – კონცენტრატორის ზედაპირის არეკვლის უნარია;

$\sigma$  – სტეფან-ბოლცმანის მუდმივა;

$\phi$  – ამრეკლიდან მიმღებში შემავალი ენერჯიის დანაკარგია.

(4.1) განტოლება გვიჩვენებს, რომ სასარგებლოდ გამოყენებული ენერჯიის რაოდენობა დამოკიდებულია მიმღებზე დაცემულ მზის რადიაციის კუთრ სიდიდეზე (განისაზღვრება  $I_{bn}$ -ით და  $\theta_i$ -ით), კონცენტრატორის ეფექტურ ზომაზე (განისაზღვრება  $A_{app}$ -ით და  $E$ -ით) და კონცენტრატორის ზედაპირის არეკვლიანობაზე ( $\rho$ ). მიმღების თბური შესრულება დამოკიდებულია მიმღების დიზაინზე (განისაზღვრება  $\tau$  -ით და  $\alpha$  -ით), კონვენციურ და რადიაციულ სითბოს დანაკარგებზე.

სტირლინგის ძრავიანი სისტემის პარაბოლური თეფში კონცენტრირებას უკეთებს მზის ენერჯიას ღიობის არეს გავლით და ირეკვლავს მას მიმღების ფოკუსურ წერტილში, რათა შთანთქმას და გარდაიქმნას სითბოდ.

$Q_{სასარგებლო}$ -ს მაქსიმალურად გასაზრდელად, კონცენტრატორის არე- $A_{app}$  უნდა იყოს დიდი ფართობის, ხოლო მიმღების ღიობის არეა- $A_{rec}$  კი-რაც შეიძლება პატარა. კონცენტრაციის რაოდენობა განისაზღვრება



გეომეტრიული კონცენტრირების და ოპტიკური კონცენტრირების ფარდობით [27-28].

### გეომეტრიული კონცენტრირების ფარდობა

კონცენტრატორის არეს, მიმღების ღიობის არესთან შეფარდებას უწოდებენ გეომეტრიული კონცენტრირების ფარდობას, რომელიც შეიძლება გამოვსახოთ შემდეგნაირად:

$$CR_g = A_{app} / A_{rec} \quad (4.2)$$

არსებობს პირდაპირი კავშირი კონცენტრატორის გეომეტრიულ ფარდობასა და მის ღირებულებას შორის, რადგან მაღალი კონცენტრირების ფარდობის მქონე კონცენტრატორი უნდა იყოს დიდი სიზუსტით შესრულებული.

### ოპტიკური კონცენტრირების ფარდობა

ზემოთ აღწერილი გეომეტრიული კონცენტრირების ფარდობა არის საშუალო მნიშვნელობა მზის ენერჯის ნაკადის იდეალური კონცენტრაციისა, თუ ის განაწილებულია მიმღების ღიობის არეზე ერთგვაროვნად. რეალური კონცენტრატორები არ იძლევიან ასეთ ერთგვაროვან ნაკადს. საერთოდ, კონცენტრირებული ნაკადის მნიშვნელობა პიკს აღწევს ცენტრში და მცირდება მიმღების ღიობის პერიფერიისკენ. ფოკუსურ წერტილში ნაკადის კონცენტრაცია აღიწერება ოპტიკური კონცენტრირების ფარდობით – CR, რომელიც არის ფოკუსურ წერტილში ნაკადისა და მზის ნაკადის ფარდობა:

$$CR = I / I_{b,n} \quad (4.3)$$

სადაც,

$I$  – ნაკადის ინტენსივობაა ფოკუსურ წერტილში.

ოპტიკური კონცენტრირების ფარდობის მნიშვნელობა რეალურ სისტემებში 3–დან 5–მდე იცვლება.

## კონცენტრატორის ოპტიკა

### პარაბოლური კონცენტრატორები

პარაბოლოიდი არის ზედაპირი, რომელიც წარმოიქმნება თავისი ღერძის გარშემო მბრუნავი პარაბოლისგან (ნახ.47). პარაბოლური თევში არის პარაბოლოიდის წაკვეთილი ნაწილი და გამოისახება  $x$ ,  $y$  და  $z$  კოორდინატთა სისტემაში განტოლებით

$$x^2 + y^2 = 4fz \quad (4.4)$$

სადაც,

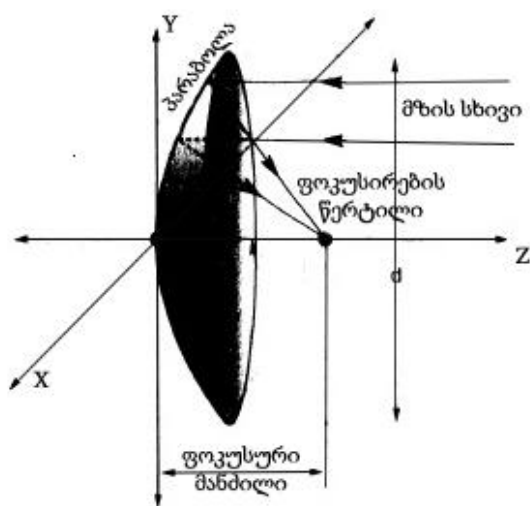
$x$ ,  $y$  და  $z$  კოორდინატებია;

$f$  ფოკუსური მანძილის სიგრძეა.

ფოკუსური მანძილის და დიამეტრის ფარდობა  $f/d$  გამოსახავს პარაბოლოიდის გეომეტრიულ მახასიათებელს. პარაბოლოიდი შეიძლება ასევე აღწერილ იქნას რკალური კუთხით  $\psi_{rim}$ .

$f/d$ -სა და რკალურ კუთხეს  $\psi_{rim}$ -ს შორის ურთიერთკავშირი შემდეგნაირად გამოისახება

$$f/d = \frac{1}{4 \tan(\psi_{rim}/2)} \quad (4.5)$$



ნახ.47.  $Z$  ღერძის ირგვლივ მბრუნავი პარაბოლას მიერ გენერირებული პარაბოლოიდი ზედაპირი.

მზის მოწყობილობებისთვის პარაბოლოიდებს, როგორც წესი აქვთ რკალის კუთხე 10 გრადუსზე ნაკლები. პატარა რკალური კუთხის მქონე პარაბოლოიდური ზედაპირი უახლოვდება სფერულ ფორმას. ერთეულოვან ზედაპირიანი თეფშის დიზაინი ძირითადად იყენებს სფერულ სარკეებს.

ფარდობა  $f/d$  იზრდება, როცა რკალური კუთხე  $\psi_{rim}$  მცირდება. მაგალითად, 45 გრადუსიანი რკალური კუთხის პარაბოლოიდს  $f/d$  აქვს 0,6. ძალიან პატარა რკალურ კუთხიან პარაბოლოიდს აქვს პატარა სიმრუდე, ამიტომ ფოკუსური წერტილი და მიმღები შორს უნდა მდებარეობდნენ კონცენტრატორის ზედაპირიდან. 50 გრადუსზე ნაკლებ რკალურ კუთხიან პარაბოლოიდებს იყენებენ, როდესაც არეკვლილი რადიაცია გადის ღრუიან მიმღებში. ამ მიზეზის გამოა, რომ სტილრინგის თეფშიანი სისტემაში ხშირად იყენებენ კონცენტრატორებს, სადაც რკალური კუთხე არის 50 გრადუსზე ნაკლები.

### **ოპტიკური ცდომილებები**

რეალურ კონცენტრატორებს ტიპიურად აქვთ ცდომილებები, რაც გამოწვეულია პარაბოლოიდის თეორიული ოპტიკიდან მათი გადახრის გამო. ამ ცდომილებების შემცირება ჩვეულებრივ ზრდის კონცენტრატორის ღირებულებას, ამიტომ პარაბოლური თეფშის სისტემის კონსტრუქციის აწყობისას, საჭირო ხდება ერთ-ერთი უპირატესობის დათმობა მეორის ხარჯზე.

საუკეთესო კონცენტრატორის ზედაპირიც კი გადახრილია იდეალური ფორმისგან, მას ეწოდება გადახრის ცდომილება. ზედაპირის გადახრის ცდომილება შესაფასებლად იყენებენ საშუალო სტანდარტულ გადახრას, რომელიც იზომება მილირადიანებში. საუკეთესოდ ითვლება პარაბოლურ თეფშიანი კონცენტრატორი, თუ მისი ზედაპირს გადახრის ცდომილება არ აღემატება 2,5 მილირადიანს (დაახლოებით 0,15 გრადუსი). საერთოდ, რაც მცირეა ცდომილება ოპტიკურ ზედაპირზე, მით მეტია კონცენტრატორის ღირებულება.

მრავალი ერთეულოვანი ზედაპირის გამოყენების შემთხვევაში უფრო ადვილად მიიღწევა პარაბოლოიდთან მიახლოება და თავისთავად მცირდება მისაღწევი კონცენტრაციის მნიშვნელობა. რაც მცირეა პარაბოლოიდის ზომა, მით ნაკლებია ოპტიკური ცდომილება კონცენტრატორის. მაგრამ გასათვალისწინებელია ისიც, რომ რაც მეტია ინდივიდუალურად ერთეულოვანი ზედაპირების რაოდენობა მით მეტია ე.წ. ერთეულოვანი ზედაპირების ჩამწკრივების ცდომილება.

ოპტიკური ცდომილების მეორე წყარო არის თვითონ ამრეკვლი ზედაპირი. როცა მზის სხივების გამოსხივება ხდება ოპტიკურ ზედაპირს, მაშინ არეკვლილი გამოსხივება შეიძლება გაიფანტოს არა მარტო კონცენტრატორის ფორმის არა სრულყოფილობით, არამედ თვითონ ზედაპირის სიგლუვის გამო. სივრცეს, სადაც ხდება ეს გაფანტვა, ეწოდება არასარკისებური არეკვლა. მაგალითად, გაპრიალებული ლითონი ან ამრეკვლზედაპირიანი პოლიმერი თავისი ხაოიანობის გამო უფრო მეტად გაფანტავს დაცემულ მზის სხივებს, ვიდრე შუშის სარკე.

ოპტიკური ცდომილება დაკავშირებულია აგრეთვე კონცენტრატორის გადაადგილებასთან. მიდევნების ცდომილება ხდება მაშინ, როცა კონცენტრატორის ღერძი არ არის მიმართული პირდაპირ მზისკენ.

მხოლოდ დამზადების ხარისხის გაუმჯობესებით შეუძლებელია მზის რადიაციის ფანტვის სრულად ლიკვიდირება, რადგან თვითონ მზე არ არის წერტილოვანი წყარო. აქედან გამომდინარე მისი სხივები არ არიან პარალელურები და შესაბამისად არეკვლილი გამოსახულება ვრცელდება კონუსურად დაახლოებით 9,31 მილირადიანი (0,53 გრადუსი) კუთხით. აღნიშნული ცდომილება იზრდება კიდევ უფრო, როცა ატმოსფეროში მომატებულია ტენიანობა.

### **ამრეკვლი მასალა**

მზის გამოსხივების ერთ წერტილში ფოკუსირებისთვის დიდი მნიშვნელობა აქვს კონცენტრატორებში ამრეკვლ ზედაპირებად

გამოყენებულ მასალებს. ამრეკვლ ზედაპირებად შეიძლება გამოყენებული იყოს გაპრიალებული ალუმინი, ვერცხლი, შუშის ზედაპირი ან პლასტმასი წინა და უკანა მხარეზე დაფარული ალუმინით ან სხვა მასალით. როცა ვერცხლი ან ალუმინი არის დატანილი გამჭვირვალე მასალის უკანა ზედაპირზე, მას ეწოდება უკანა ზედაპირიანი ან მეორე ზედაპირიანი სარკე. ამრეკვლი ზედაპირის ხარისხი იზომება მისი ამრეკვლიანობით და სარკისებულობით. ამრეკვლიანობა არის ზედაპირზე დაცემისას არეკვლილი გამოსხივების პროცენტული ფარდობა. სარკისებულობა არის მაჩვენებელი ზედაპირის შესაძლებლობის, თუ როგორია გამოსხივების არეკვლის კუთხე გაფანტვის გარეშე დაცემის კუთხესთან მიმართებაში. იდეალური ზედაპირი ირეკლავს ყველა დაცემულ სხივს ისეთი კუთხით, რომელიც დაცემის კუთხის ტოლია.

ამრეკვლი ზედაპირების უმრავლესობა არის ლითონის. ლაბორატორიის პირობებში სარკისებურ ვერცხლს აქვს მაქსიმალური ამრეკვლიანობა ნებისმიერ ლითონის ზედაპირთან შედარებით. ალუმინი ირეკლავს მზის სპექტრის ფართო დიაპაზონს, მაგრამ ვერცხლივით მაღალი ამრეკვლიანობა არ აქვს.

### **უკანა ზედაპირიანი მოვერცხლილი შუშა**

უკანა ზედაპირიანი მოვერცხლილი შუშის სარკე კეთდება შუშის მოვერცხლილი ზედაპირისგან დამცავი საღებავით. ეს ტექნიკა გამოიყენება საყოფაცხოვრებო მოწყობილობებში, როგორცაა აბაზანის სარკეები. ტრადიციული სარკეების შუშები არის სქელი, რაც მას ხდის მძიმეს და კონცენტრატორის ფორმაზე მოსაღუნად რთულს. ამ სარკეებს ტიპურად აქვთ დაბალი გადამცემუნარიანობა. სარკეს არ აქვს მაღალი ამრეკვლიანობა, რადგან დაცემულმა გამოსხივებამ ორჯერ უნდა გაიაროს სქელ და დაბალ გამტარუნარიან შუშაში.

უკანა ზედაპირიანი შუშის სარკის მზის დანადგარის გასაუმჯობესებლად სქელი შუშის სარკეები დახვეწეს და ამჟამად იყენებენ

რკინის შემცველობისგან გათავისუფლებულ შუშებს, რომლებსაც აქვთ 95% მზის გამოსხივების ამრეკვლიანობა. შედარებისთვის სარკისებური ვერცხლის ზედაპირს აქვს 98% ამრეკვლიანობა.

### **ამრეკვლი პლასტიკის ფირი**

ალუმინიზირებული პლასტიკის ფირები გამოყენებულია ბევრი კონცენტრატორის დიზაინში. პლასტიკის ფირის ნაირსახეობა, უკანა ზედაპირზე აორთქლებადი ალუმინის საღებავის ფენით, მრავალი წლის განმავლობაში გამოიყენებოდა მზის კონცენტრატორის ამრეკვლ ზედაპირებზე. პლასტიკის უმეტესობის ოპტიკური და მექანიკური თვისებები უარესდება ულტრაიისფერი სხივების ზემოქმედებით. სტაბილიზატორები ეფექტურად ანელებს ამ დეგრადაციას. დაბალი ღირებულება, მოქნილობა და სიმსუბუქე, მაღალი ამრეკვლიანობა (96% მაღალი სარკისებურობისას) მოვერცხილი პლასტიკის ფირებს ხდის კონკურენტუნარიანს სხვა მასალებთან შედარებით.

მოლითონებული პლასტიკის ფირფიტების ნაკლია, რომ არ შეიძლება მათი მექანიკურად გარეცხვა შუშის მსგავსად.

### **გადაჭიმული გარსი, მემბრანა**

ატმოსფერული წნევა შეიძლება გამოყენებული იქნას ამრეკვლი ზედაპირის მოღუნული ფორმის მისაღებად. თხელი ამრეკვლი აპკის გადაჭიმვით ლითონის რგოლზე დებულობენ ჩაზნექილი კონცენტრატორის ფორმას. რგოლზე გადაჭიმული მემბრანა ერთგვაროვანი შეკუმშვის გამო, როგორც სტრუქტურული ელემენტი, არის მაღალ ეფექტური და მსუბუქი. ამრეკვლი ზედაპირის სიმსუბუქე და გადაჭიმულ გარსიანი კონცენტრატორის სტრუქტურული ეფექტურობა მნიშვნელოვნად ამცირებს კონსტრუქციის და წარმოების ღირებულებას.

ამ კონსტრუქციის ძირითადი ნაკლია ის, რომ ამრეკვლი გარსი ხდება სფერული ფორმის. ამ ფორმის ოპტიკურად კომპენსირებისთვის ფოკუსური

მანძილი უნდა გაიზარდოს (მაშინ სფერული ამრეკვლის ფორმა უახლოვდება პარაბოლოიდური ამრეკვლის ფორმას). გრძელი ფოკუსური მანძილის მქონე სფერული სარკეებიანი კონცენტრატორები შესაძლებელია გაკეთდეს, როცა მის უკან სივრცე იძულებით გადაადგილებულია.

ამჟამად არსებული ტექნოლოგიები საშუალებას იძლევა, რომ შეიცვალოს გადაჭიმულ გარსიანი ერთეულოვანი ზედაპირის ფოკუსური მანძილი, რისი დახმარებითაც მცირდება ერთეულოვანი ზედაპირების რიცხვი კონცენტრატორში.

#### 4.2 თბური წყაროების ვარიანტები.

სტირლინგის ძრავის ერთ-ერთი თავისებურება, რომლითაც ის განსხვავდება დანარჩენი თბური მანქანებისაგან არის ენერჯის ნებისმიერ წყაროზე მუშაობის უნარი შესაბამის ტემპერატურაზე სითბოს მიწოდების უზრუნველყოფით. იმ შემთხვევაში, როდესაც საჭიროა უკაერო გარემოში (მაგალითად, ზღვის სიღრმეებში ან კოსმოსში) მომუშავე ძრავები, აგრეთვე ატმოსფეროს გამაჭუჭყიანებელი გამონაბოლქვების შემცირება, მიზანშეწონილი ხდება ენერჯის არატრადიციულ წყაროზე მომუშავე სტირლინგის ძრავის გამოყენება.

სტირლინგის მანქანას შეუძლია იმუშაოს მრავალ სათბობზე, თუ პრაქტიკულად რეალიზდება თბური ენერჯის აკუმულირების პრინციპი. თბური აკუმულატორები წარმოადგენს სტირლინგის ძრავების წარმატებული კომერციული გამოყენების ერთ-ერთ განმსაზღვრელ ფაქტორს. თბურ აკუმულატორებთან ერთად (ზოგიერთ შემთხვევაში მხოლოდ მათთან ერთად) შეიძლება გამოყენებულ იქნეს ენერჯის არატრადიციული ბევრი წყარო: ა) ლითონების წვის დროს გამოყოფილი ენერჯია; ბ) რადიოაქტიური იზოტოპების ენერჯია; გ) მზის ენერჯია.

ნებისმიერი მასალა, რომელიც სწრაფად ითვისებს სითბოს და შემდგომ ინახავს მას ხანგრძლივი დროის განმავლობაში, შეიძლება იქნეს გამოყენებული აკუმულაციის წყაროდ. ასეთი მრავალი ნივთიერება

არსებობს, მაგრამ სტირლინგის ძრავიან სისტემაში ენერგია უნდა მომარაგდეს და შენახულ იქნეს  $300 \div 1000^{\circ}\text{C}$  ტემპერატურულ ინტერვალში, თანაც ყველა პრაქტიკული მიზნისთვის მთავარი მთავარი მასალა უნდა იყოს ენერგიის მასური და მოცულობით აკუმულირების უნარით დაჯილდოებული. სააკუმულაციო დანადგარიდან ართმეული ენერგია გამოიყენება ძრავების სითბოს წყაროდ. მთავარი მთავარი დანადგარიდან სტირლინგის ძრავის გამახურებელთან შეიძლება გამოიყენებულ იქნეს უშუალოდ თბოგამტარობის პროცესი, რისთვისაც სახურებლის მილები უნდა ჩაეშვას მთავარი მთავარი არეში. ეს მეთოდი მოხერხებულია, მაგრამ დაკავშირებულია კონსტრუქციულ სირთულეებთან. ამიტომ ხშირად აკუმულატორის სახურებელთან შესაერთებლად იყენებენ შუალედურ თბოგადამცემ აპარატს, ისეთს როგორცაა თბური მილი. როგორც კი მთავარი მთავარი მასალის თბოშემცველობა ან ტემპერატურა ხდება სტირლინგის ძრავის მუშა მახასიათებლებით განსაზღვრულ მუშა მნიშვნელობებზე დაბალი, აკუმულატორი სითბოს პირველადი წყაროდან გადაიმუხტება.

თბური ენერგია შეიძლება მომარაგდეს თბოშემცველობის ან ფაზური გარდაქმნის ფარული სითბოთი. პირველ შემთხვევაში მთავარი მთავარი არეს ტემპერატურა ეცემა ენერგიის გადაცემის პროცესში, მეორე შემთხვევაში ენერგიის გადაცემა პრაქტიკულად მუდმივი ტემპერატურის დროს მიმდინარეობს.

ქვემოთ მოყვანილია მთავარი მთავარი მასალების საჭირო თავისებურებების ჩამონათვალი:

- 1) მაღალი კუთრი სითბოტევადობა;
- 2) მაღალი სიმკვრივე;
- 3) ქიმიური მედეგობა;
- 4) მთავარი მთავარი მოცულობის არსებულ მასალებთან შემთავსებლობა;
- 5) არატოქსიკურობა;



- 6) არააალეზალობა;
- 7) სწრაფი გადამუხტვა (დამუხტვის მაღალი ეფექტურობა);
- 8) დაბალი ფასი.

დამუხტვის ეფექტურობა განისაზღვრება შემდეგნაირად:

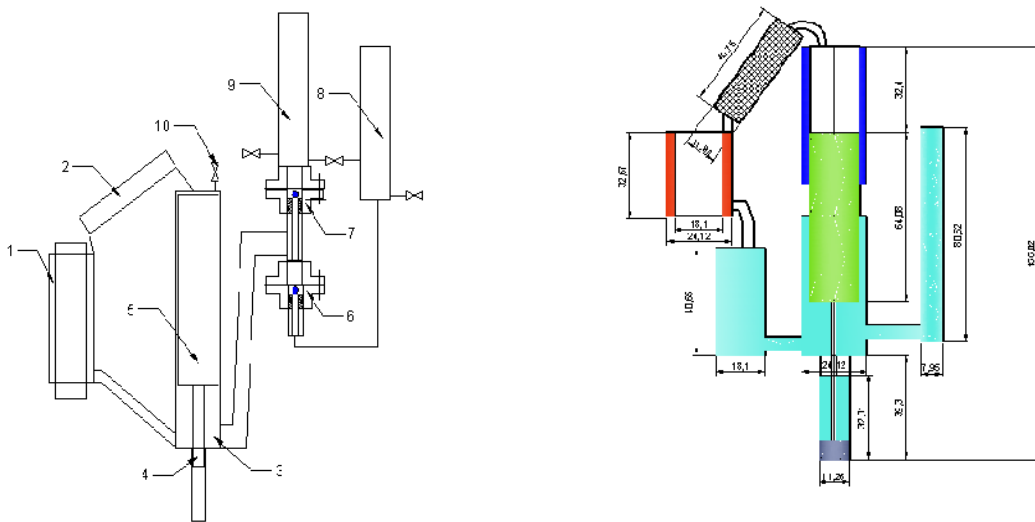
$$\text{ეფექტურობა} = \left( \frac{\text{დაგროვილი სითბო}}{\text{მიწოდებული სითბო}} \right) \times \text{დამუხტვის დრო}$$

დადგენილია, რომ საუკეთესო მაკუმულირებელ მასალად მიჩნეულია ლითიუმის შენაერთები. მათგან საუკეთესო მაჩვენებლები აღმოაჩნდა ლითიუმის ფტორიდს  $\text{LiF}$  და ლითიუმისა და მაგნიუმის ფტორიდების მარილებს  $\text{Li-MgF}_2$ .

## თავი 5. თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავის სტენდი.

### 5.1 სტირლინგის ძრავის ექსპერიმენტალური სტენდის აღწერა და მიღებული შედეგების ანალიზი.

შემუშავებული თეორიული მოდელის ბაზაზე კონსტრუირებული და დამზადებული იქნა ექსპერიმენტალური სტენდი, რომელიც აღჭურვილი იყო დამხმარე მოწყობილობებითა და საზომი ხელსაწყოებით. საზომი ხელსაწყოების კომპლექსი უზრუნვეყოფდა ძრავის ნორმალურ მუშაობას და მიღებული შედეგების სიზუსტეს. ექსპერიმენტალური სტენდის პრინციპიალური სქემა ნაჩვენებია ნახ.48-ზე, [29].

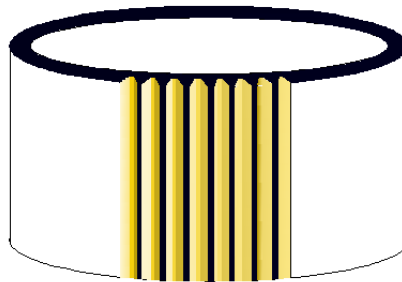


ნახ.48. თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავის პრინციპიალური სქემა.

თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავის ექსპერიმენტალური სტენდი შედგება შემდეგი ძირითადი და დამხმარე მოწყობილობებისგან: 1-მაღალტემპერატურული სპეციალური შესრულების თბომცვლელი; 2-რეგენერატორი; 3-დიფლესერი მაცივართან კომბინაციაში; 4-დიფლესერის სამომრავო დერო მაგნიტური ამძრავით; 5-მყარი ტანის მასალისგან დამზადებული დისფლესერი; 6-შემწოვი სარქველი; 7-დამჭირხნი სარქველი; 8-მინიმალური წნევის სააკუმულაციო მოცულობა; 9-მაქსიმალური წნევის სააკუმულაციო მოცულობა; 10-მუშა აირით ძრავის დასატენი ვენტილი.

ექსპერიმენტალური სტენდის აწყობისას დაცული იყო შემდეგი პირობა: მაღალტემპერატურული თბომცვლელის ზედა ტორცული ზედაპირი უნდა ემთხვეოდეს დისფლესერის ზედა ზედაპირს, როდესაც ეს უკანასკნელი იმყოფება ქვედა მკვდარ წერტილში. ამ შემთხვევაში სითხეში სტატიკური წნევების განაწილების ტოლობიდან გამომდინარე მაღალტემპერატურულ თბომცვლელს მთლიანად შეავსებს თხევადი დგუში და აირი გადადინდება მაცივარში.

თბომცვლელის კონსტრუქციული გადაწყვეტა ნაჩვენებია ნახ.49–ზე.



ნახ.49. ძრავის გამაცხელებლის კონსტრუქცია.

თბომცვლელში მუშა სხეული იმყოფება შიგა და გარე მილებს შორის წარმოქმნილ წრიულ არეში. შიდა მილის გარე ზედაპირი გაწიბოვებულია, რაც მნიშვნელოვნად ზრდის მისი ზედაპირის ფართობს. თხევადი დგუშის გამოყენება საშუალებას იძლევა გამაცხელებლის არეში მისი გადაადგილების, რაც ცხადია ტრადიციული მყარი დგუშით შეუძლებელია. შესაბამისად, გამაცხელებელში მკვდარი მოცულობა ამ კონსტრუქციული გადაწყვეტით აღარ არსებობს. თხევად დგუშს გააჩნია კიდევ ერთი უპირატესობა ის, რომ მისმა გამოყენებამ შიდა თბომცვლის მეტი ინტენსიფიკაცია გამოიწვია დგუშსა და მუშა სხეულის უშუალო კონტაქტის ხარჯზე.

ძრავის წარმოდგენილ სქემაში მაცივარში სითბოგადაცემის ინტენსიფიკაცია თხევადი დგუშისა და მყარტანიანი დისფლესერის შეთანწყობით მიიღწევა. მყარტანიანი დისფლესერი სრულდება გარკვეული ღრეჩოთი მაცივრის ცილინდრში, რათა გამოირიცხოს ხახუნი მათ შორის. მას არ გააჩნია ტრადიციული შემამჭიდროებელი რგოლი.

დისფლესერის მოძრაობა ხორციელდება მაგნიტური ქუროს გამოყენებით, რაც თავის მხრივ თხევადი დგუშის გადაადგილებას უზრუნველყოფს ცხელ და ცივ არეებს შორის. ვინაიდან, როგორც ზემოთ აღვნიშნეთ, დისფლესერი გარკვეული ღრეჩოთია შესრულებული მაცივრის ცილინდრში, მკვდარი მოცულობის გამოსარიცხავად გამოყენებული იქნა მაღალი სიმკვრივის მქონე თხევადი დგუშთან ერთად, ასევე თხევადი დაბალი სიმკვრივის ნივთიერება ღრეჩოს შემავსებლად. დაბალი სიმკვრივის თხევადი შემავსებელი ზუსტად იმ რაოდენობითაა დამატებული, რამდენიც საჭიროა დისფლესერის თავისუფალი არეს შესავსებად.

დისფლესერის მოძრაობა ამ სითხის მოძრაობის დინამიკაზე გარკვეულ გავლენას ახდენს. როდესაც დისფლესერი ზედა მკვდარ მდგომარეობაშია და მოძრაობს ქვედა მკვდარი წერტილისკენ, ღრეჩოს შევსებას ახდენს მაღალი სიმკვრივის თხევადი დგუშის მასა, რომელიც თავის მხრივ გამოდევნის დაბალი სიმკვრივის ნივთიერებას. გამოდევნის სიჩქარისგან დამოკიდებულებით ადგილი აქვს ამ მასის გატყორცნას დისფლესერის ზემოთ წარმოქმნილ არეში, სადაც გამაცხელებლიდან რეგენერატორის გავლით მუშა სხეული შემოდინდება. ამ ნაკადებს გააჩნიათ ურთიერთსაწინააღმდეგო მიმართულება, რაც მათ ინტენსიურ გადარევას უწყობს ხელს, ანუ მიმდინარეობს კონტაქტური თბოცვლა.

დისფლესერის რევერსული მოძრაობისას კი დაბალი სიმკვრივის შემავსებელი კვლავ უზრუნდება ღრეჩოს, საიდანაც იგი ცილინდრის კედლებთან უშუალო შეხებით მუშა სხეულიდან ართმეულ სითბოს გარე გამაცივებელს გადასცემს.

მაღალი სიმკვრივის თხევად დგუშად გამოყენებული იყო ვერცხლისწყალი, რომელსაც გააჩნია მაღალი დუდილის ტემპერატურა. თბომცვლელში თხევადი დგუშის აორთქლების გამოსარიცხად აირის მაქსიმალურ ტემპერატურა სწორედ ამ მიზეზით იზღუდება და იგი შეადგენს 350 °C–ს .

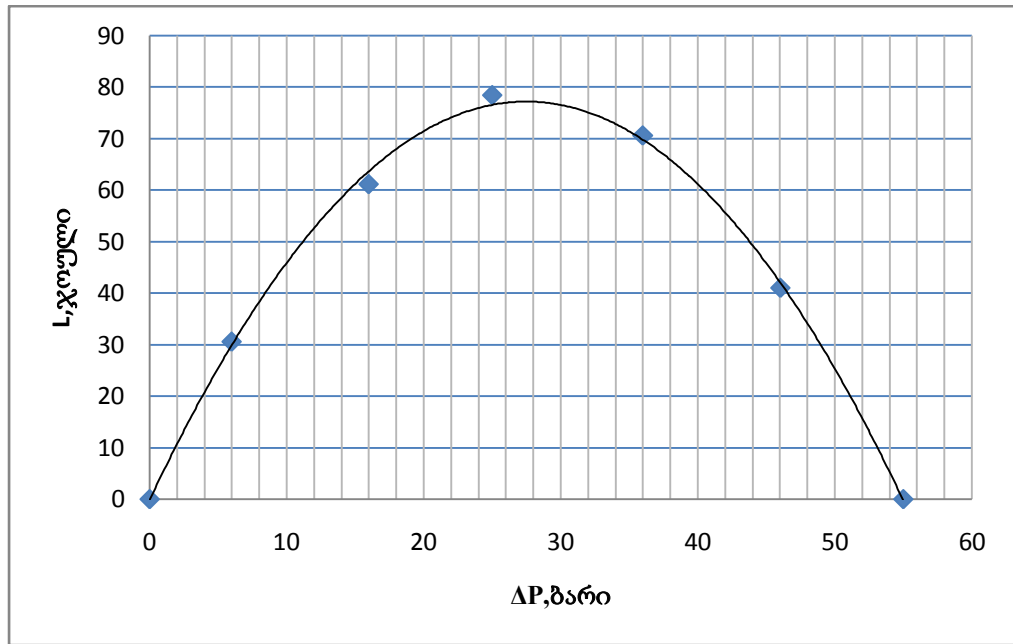
ექსპერიმენტალური სტენდის თბომცვლელებში გამახურებელ ელემენტად გამოყენებული იყო ნიქრომის სპირალი. თბომცვლელებში ტემპერატურის სტაბილიზაცია ხდებოდა თერმოწყვილის დახმარებით, ხოლო გადაცემული ენერგია იზომებოდა ელექტრომრიცხველით, რომელსაც გააჩნდა 1 ვტაჟმ გაზომვის სიზუსტე.

ძრავის მუშა რეჟიმზე გასვლამდე ხდებოდა მისი გაცხელება ნულოვანი მწარმოებლობით, რის შემდეგაც იწყებოდა დაბალი წნევის მოცულობიდან სითხის გადატუმბვა მაღალი წნევის მოცულობაში. სითხის გადატუმბული რაოდენობა იზომებოდა სპეციალური დონის მზომი ელექტროდების გამოყენებით.

განვიხილოთ თხევად დეჰუმინი სტირლინგის ძრავის მუშაობის პრინციპი (ნახ.48).

იმ მომენტში, როდესაც დისფლესერი (2) იმყოფება ცილინდრის (1) ზედა მკვდარ წერტილში ( $V_{\text{ცბ}} = 0; V_{\text{ცგ}} = V_0$ ) შემწოვი (6) და დამჭირხნი (7) სარქველები დაკეტილია. ცილინდრში წნევა არის  $P = P_3$ . დისფლესერის ქვედა მკვდარი წერტილისკენ მოძრაობისას მუშა სხეული თბომცვლელების (3, 5) და რეგენერატორის (4) გავლით გადაედინება ცხელი არედან ცივ არეში; ტემპერატურა და შესაბამისად წნევა სისტემაში მცირდება. როდესაც წნევის მნიშვნელობა მიაღწევს  $P_4 = P_{\text{მ06}}$  და ( $V_{\text{ცბ}} + V_{\text{ცგ}}) < V_{\text{აჰბ}}$  გაიღება შემწოვი (6) სარქველი და სითხე დაბალი წნევის სააკუმულაციო მოცულობიდან (8) შეიწოვება მუშა არეში. შეწოვა მთავრდება, როდესაც დისფლესერი მიაღწევს ქვედა მკვდარ წერტილს.

დისფლესერის უკუ სვლისას ადგილი აქვს მუშა სხეულის გადადინებას ძრავის ცხელ არეში, რის შედეგადაც იზრდება მისი ტემპერატურა და შესაბამისად წნევა. როდესაც წნევის მნიშვნელობა მიაღწევს  $P_2 = P_{\text{აჰბ}}$  და ( $V_{\text{ცბ}} + V_{\text{ცგ}}) > V_{\text{მ06}}$  იღება დამჭირხნი (7) სარქველი და სითხე გადადინდება მაღალი წნევის სააკუმულაციო მოცულობაში (9). დაჭირხვნა მთავრდება, როდესაც დისფლესერი მიაღწევს ზედა მკვდარ წერტილს. შემდეგ მუშა პროცესი მეორდება.



ნახ.50. ძრავის მუშაობის დამოკიდებულება სააკუმულაციო მოცულობებში წნევათა სხვაობაზე.

ნახ.50–ზე წარმოდგენილია 100 მილილიტრიანი მოცულობის მქონე თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავის მუშაობის დამოკიდებულება სააკუმულაციო მოცულობებში წნევათა სხვაობაზე. როგორც ნახ.50–დან ჩანს ძრავის გამომუშავებულ მუშაობაზე და სიმძლავრეზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს სააკუმულაციო მოცულობებში წნევები  $P_{\text{მინ}}$  და  $P_{\text{მაქს}}$ . მათი მნიშვნელობები ისე უნდა შეირჩეს, რომ ციკლში მიღებული იქნას მაქსიმალური მუშაობა და სიმძლავრე (ცხრილი 4). ამ კონკრეტულ შემთხვევაში  $P_{\text{მინ}}$  და  $P_{\text{მაქს}}$  შესაბამება შეწოვის 120 და დაჭირხვნის 145 ბარს.

ცხრილი 4.

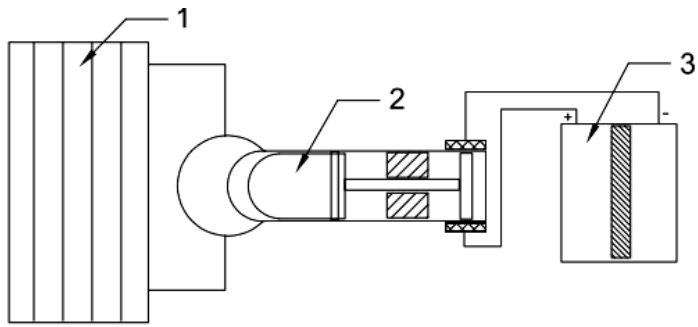
160	155	150	145	140	138	135	$P_{\text{მაქს}}$	ბარი
105	109	114	120	127	132	135	$P_{\text{მინ}}$	ბარი
55	46	36	25	13	6	0	$\Delta P$	ბარი
100	104,5	110	116	124	126	0	$V_{\text{მაქს}}$	მლ
100	95,5	90	84	76	74	0	$V_{\text{მინ}}$	მლ
0	9	20	32	48	52	0	$\Delta V$	მლ
0	40,572	70,56	78,4	61,152	30,576	0	L	ჯოული

## 5.2 მზის ენერჯის გარდაქმნისა და აკუმულაციის სქემა.

ჩვენი კვლევის მიზანი იყო არა მარტო ძრავის შექმნა, არამედ მზის მაქსიმალური ინტენსიობის პერიოდში შემუშავებულიყო ენერჯის აკუმულაციის ისეთი სქემა, სადაც თბური ენერჯის გარდაქმნა და დაგროვება მოხდება ისეთ ფორმაში, რომელსაც ექნება როგორც დაგროვილი ენერჯის მაღალი კუთრი სიმკვრივე, ასევე ხანგრძლივად შენახვის პერიოდი. ასეთ სქემაში, თბური ენერჯის ხარჯზე მოხდება მზის კოლექტორების კონტურში ცირკულირებადი თბომტარის გაცხელება  $200 \div 300^{\circ}\text{C}$  ტემპერატურამდე მისი შემდგომი გამოყენებით სტირლინგის ძრავის კვების წყაროდ და შემდგომ სტირლინგის ძრავის მიერ მიღებული ენერჯის აკუმულაცია ხანგრძლივი პერიოდით [30].

ჩვენს მიერ შემოთავაზებულ ენერჯის გარდაქმნელ სისტემაში არ იქნება გამოყენებული სპეციალური ძვირადღირებული და ტექნიკურად რთული მზის კონცენტრატორი, მის ფოკუსში განლაგებული სტირლინგის ძრავით. ასეთი შეთანწყობა არა სასურველია მთელი კონსტრუქციის გართულების გამო. გარდა ამისა, თვით კონცენტრატორი სამომხრად მოითხოვს დამოუკიდებელი ამძრავით აღჭურვას.

ჩვენს სქემაში (ნახ.51) მზის კოლექტორი განცალკავებულია ძრავისგან და თბური ენერჯის გადაცემა ხდება შუალედური კონტურის დახმარებით. ამ შემთხვევაში კოლექტორი უძრავია, რაც სისტემას საკმაოდ ამარტივებს და აიაფებს. გარდა ამისა, ასეთი სქემა აუმჯობესებს ძრავის მუშაობის პირობებს, რადგან არ ხდება კონცენტრირებული მზის სხივებით მაღალტემპერატურული თბომცვლელის ცალკეული ადგილების გადახურება. შესაბამისად, გამაცხელებელში გამოყენებულ მასალებს ნაკლები მოთხოვნები წაყენება თბომტარის დაბალი ტემპერატურების გამო ( $200 \div 300^{\circ}\text{C}$ ).



ნახ.51. მზის ენერჯის გარდაქმნისა და აკუმულაციის პრინციპული სქემა.

- 1 – მზის ვაკუუმმილებიანი კოლექტორი;
- 2 – სტირლინგის ძრავი;
- 3 – ელექტროლიზიორი.

ირიბი გაცხელების სქემას გააჩნია კიდევ ის უპირატესობა, რომ შესაძლებელია გამოყენებული იქნას დამატებით სხვა ენერჯის წყაროები (მაგ. ბიონარჩენების მდულარე ფენაში წვის შედეგად მიღებული ენერჯია და სხვა).

მზის ენერჯის გამოყენების შემთხვევაში პრობლემატურია არა მარტო გარდაქმნის ეტაპი, არამედ ხანგრძლივად მისი შენახვა და აკუმულაცია. იგივე ეხება რა თქმა უნდა სხვა განახლებად წყაროებს. ენერჯის დაგროვების ფორმა მნიშვნელოვნად განსაზღვრავს მთელი კომპლექსის (გენერაცია-აკუმულაცია) ეფექტურ მუშაობას. მის სწორად შერჩევას შეუძლია გამომუშავებული ენერჯის პარამეტრებზე მაქსიმალურად შეამციროს მოთხოვნები, როგორებიცაა: სიხშირის არასტაბილურობა, გამოსასვლელზე ძაბვა და ა.შ.

ჩვენი აზრით, ძრავთან კომპლექსში კარგად იქნება შეთანწყობილი წყლის ელექტროლიზით წყალბადის მიღება და მისი შემდგომი გამოყენება სხვადასხვა დანიშნულებით. რა თქმა უნდა თვით ელექტროლიზის პროცესი დასახვეწია და საჭიროა მისი ეკონომიურობის ამაღლება, რაც ცალკე კვლევის თემაა. მიუხედავად დაბალი ეკონომიურობისა, ეს მეთოდი იმითაა მიმზიდველი, რომ ენერჯის აკუმულაცია არ არის დამოკიდებული გამომუშავებული ენერჯის პარამეტრებზე, აქვს დაგროვილი ენერჯის მაღალი კუთრი სიმკვრივე



(წყალბადის- $H_2$  თბოუნარიანობა  $10800 \text{ კჯ/მ}^3$ ) და გააჩნია ხანგრძლივად შენახვის შესაძლებლობა. მიღებული წყალბადი შემდგომ შეიძლება აკუმულირებული იქნას ბუნებრივი აირის მაგისტრალეებში არსებულ აირებთან შერევით ან გარდაიქმნას ელექტროენერგიაში სითბური ელემენტების გამოყენებით საავტომობილო ტრანსპორტში.

## შედეგები და მათი განსჯა

თხევად ლითონიანი დგუშების გამოყენება მნიშვნელოვნად ამარტივებს და აიაფებს ძრავის შექმნას, რადგან თხევადი დგუში არ საჭიროებს ცილინდრების დიდი სიზუსტით დამზადებას.

ჩვენს მიერ ძრავში მიმდინარე ფიზიკური პროცესების აღწერისათვის მთელი სისტემა დაყოფილი იქნა ელემენტარულ კვანძებად, ხოლო განტოლებების ამოსახსნელად გამოყენებული იყო რიცხვითი მეთოდები.

ჩვენს მიერ წარმოდგენილ ძრავის მაცივარში სითბოგადაცემის ინტენსიფიკაციას თხევადი დგუშისა და მყარტანიანი დისფლესერის შეთანწყობით მივაღწიეთ. დისფლესერის მოძრაობა განხორციელდა მაგნიტური ქუროს გამოყენებით, რამაც თავის მხრივ თხევადი დგუშის გადაადგილება უზრუნველყო ცხელ და ცივ არეებს შორის. ვინაიდან, დისფლესერი გარკვეული ღრეჩოთი იყო შესრულებული მაცივრის ცილინდრში, მკვდარი მოცულობის გამოსარიცხად გამოვიყენეთ მაღალი სიმკვრივის მქონე თხევადი დგუშთან ერთად თხევადი, დაბალი სიმკვრივის ნივთიერება ღრეჩოს შემავსებლად. ანუ, გამაცხელებელში მკვდარი მოცულობა ამ კონსტრუქციული გადაწყვეტით აღმოიფხვრა (მკვდარი მოცულობა დარჩა მხოლოდ რეგენერატორში).

კუმშვისა და გაფართოების პროცესები მიმდინარეობდა მაქსიმალურად იზოთერმულად, რადგან თხევადი დგუშის გამოყენებამ შიდა თბოცვლის მეტი ინტენსიფიკაცია გამოიწვია დგუშსა და მუშა სხეულის უშუალო კონტაქტის ხარჯზე.

ჩვენი გამოთვლებით ძრავთან კომპლექსში კარგად მოხდება წყლის ელექტროლიზით წყალბადის მიღების შეთანწყობა, თუმცა თვით ელექტროლიზის პროცესი დასახვეწია და საჭიროა მისი ეკონომიურობის ამაღლება, რაც ცალკე კვლევის თემაა.

მიუხედავად დაბალი ეკონომიურობისა, ეს მეთოდი იმითაა მიმზიდველი, რომ ენერჯის აკუმულაცია არ არის დამოკიდებული

გამომუშავებული ენერჯის პარამეტრებზე, გააჩნია დაგროვილი ენერჯის მაღალი კუთრი სიმკვრივე და ხანგრძლივად შენახვის შესაძლებლობა.

## დასკვნა

1. თხევად დგუშიანი ვარიანტები დასამზადებლად მარტივია, იგი არ მოითხოვს დგუშ-ცილინდრის ჯგუფში ზუსტ მორგებებს;
2. ძრავს არ სჭირდება რთული კონსტრუქციის ამძრავის გამოყენება;
3. ძრავის მუშა სხეულის გაცხელება სასურველია განხორციელდეს არაპირდაპირი გზით, რომლის დროსაც გამოიყენება შუალედური თბომტარები, რათა გამოირიცხოს მაღალტემპერატურული თბომცვლელის ლოკალურ ადგილებში ზედაპირის გადახურება;
4. სითხის თვისების მეშვეობით - მოერგოს არარეგულარული ფორმის საკანს, მუშა აირში თბოცვლის ზედაპირი შესაძლებელია მნიშვნელოვნად გავზარდოთ, მათ შორის გაწიბოვნებით, რაც თავის მხრივ გამოიწვევს თბოცვლის პროცესების ინტენსიფიკაციას. კუმშვა-გაფართოების კამერებში თბოცვლის პროცესების განხორციელებით შესაძლებელია მთლიანად აღმოიფხვრას თბომცვლელებში მკვდარი მოცულობები (იგი დაგვრჩება მხოლოდ რეგენერატორში), რის გამოც გაიზრდება ძრავის კუმშვის კოეფიციენტი, შესაბამისად მ.ქ.კ. და სიმძლავრე;
5. თხევადი დგუშის ბუნება ასევე გვაძლევს საშუალებას სხვადასხვა გზით მოვხსნათ სიმძლავრე: პირდაპირ ჰიდრავლიკურად ან მბრუნავი ლილვით;
6. აირიდან სითხეზე წნევის პირდაპირი გადაცემის გამო მარტივად წყდება დაბალი მოლეკულური მასის მქონე აირების მაღალ წნევაზე ჰერმეტიზაციის პრობლემა;
7. სტირლინგის ძრავის ახალი სქემის დინამიკისთვის შემუშავებული მათემატიკური მოდელით დგინდება, რომ ძრავის მუშაობის ოპტიმალური რხევის პერიოდი შეადგენს  $1 \div 1,5$  წმ;
8. სტირლინგის ძრავის ახალი სქემისთვის მიღებული პროგრამული უზრუნველყოფა საშუალებას გვაძლევს თეორიულად შეფასდეს თერმო და გაზოდინამიკური პარამეტრები ძრავის მუშაობის ნებისმიერ დიაპაზონში;

9. რიცხვითი მეთოდების გამოყენებით ჩატარებულმა ანგარიშებმა გვიჩვენა შეწოვა–დაჭირხვნის წნევების მნიშვნელოვანი გავლენა მიღებულ მუშაობაზე ძრავის მუშაობის ნულოვანი მწარმოებლობის დროს შექმნილი მაქსიმალური და მინიმალური წნევების დიაპაზონის შიგნით;

10. ძრავის ექსპერიმენტალურ სტენდზე ჩატარებული კვლევების შედეგებით დადასტურებული იქნა თეორიული ანალიზით მიღებული მოდელის რეალობა;

11. ენერჯის დაგროვების ფორმა მნიშვნელოვნად განსაზღვრავს მთელი კომპლექსის (გენერაცია-აკუმულაცია) ეფექტურ მუშაობას. ძრავთან კომპლექსში წყლის ელექტროლიზით წყალბადის მიღების შეთანწყობა გამომუშავებული ენერჯის პარამეტრებზე მაქსიმალურად ამცირებს მოთხოვნებს, როგორებიცაა სიხშირის არასტაბილურობა და გამოსასვლელზე ძაბვა.

## გამოყენებული ლიტერატურა

1. Global Wind Energy Council (GWEC) (2012), Global Wind Report: Annual Market Update 2011, GWEC, Brussels.
2. International Energy Agency (IEA) (2010), Energy Technology Perspectives 2010, IEA, Paris.
3. IEA Wind (2012), IEA Wind: 2011 Annual Report, IEA Wind Energy Systems.
4. International Geothermal Association (IGA) (2012), industry news reports and national sources [ობ. http://www.geothermal-energy.org](http://www.geothermal-energy.org), უკანასკნელად იქნა გადამოწმებული 16.05.2012.
5. International Renewable Energy Agency (IRENA) (2012). IRENA Renewable Cost Database. IRENA, Bonn.
6. Уокер Г. Двигатели стирлинга. М., Машиностроение. 1985. 407 ст.
7. Ридер Г. Хупер Ч. Двигатели Стирлинга. М., Мир, 1986. 464 ст.
8. Conde, R., and Faroughy, D. (2003). "Fluidic-Piston Engine." United States Patent 6,568,169.
9. Howard, D. L. (1993). "Liquid Piston Heat Engine." United States Patent 5,195,321.
10. Cutler, D. R. (1985). "Liquid Piston Heat Pump." United States Patent 4,501,122.
11. Gerstmann, J., and Friedman, Y. (1979). "Liquid Piston Heat-Actuated Heat Pump and Methods of Operating Same." United States Patent 4,148,195.
12. Kongtragool, B., and Wongwises, S., "Thermodynamic Analysis of a Stirling Engine Including Dead Volumes of Hot Space, Cold Space and Regenerator," Renewable Energy, Vol. 31, No. 3, 2006, pp. 345-359.
13. Kluppel, R.P., and Gurgel, J.M., "Thermodynamic Cycle of a Liquid Piston Pump," Renewable Energy, Vol. 13, No. 2, 1998, pp. 261-268.
14. James D. Van de Ven, Perry Y, Li, "Liquid Piston Gas Compression", Applied Energy, 2009, [www.elsevier.com/locate/apenergy](http://www.elsevier.com/locate/apenergy)
15. ნ.ჯავშანაშვილი, "თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავის დინამიური მოდელი", ენერჯია, №1 (69), 2014.
16. Э.Камке. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям Наука, М., 1976, 576 стр.
17. Техника низких температур. Под ред. Е. И. Микулина, И. В. Марфениной, А. М. Архарова. Изд. 2-е, перераб. и доп. М., «Энергия», 1975.
18. Микулин Е. И. ,Шевич Ю. А. Экспериментальное исследование теплообмена в сетчатых матрица.- «ИФЖ», 1972, т. XXII, №6.

19. Микулин Е. И., Шевич Ю. А. Исследование процесса теплоотдачи в сетчатых насадках регенераторов. - В кн.Ж Криогенное, кислородное машиностроение. ЦИНТИ - химнефтемаш, 1972, №3, с.5-6.
20. ქევზიშვილი.ნ, ჯავშანაშვილი.ნ, თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავის თერმო და გაზოდინამიკური ანალიზი. Georgian Engineering News. 2014. №1 (vol.69).
21. Alpert, D.J., T.R. Mancini, R.M. Houser, J.W. Grossman, P. Schissel, M. Carasso, G. Jorgensen, and M. Scheve. Solar Concentrator Development in the United States. SAND90-0903. Albuquerque, NM: Sandia National Laboratories. March 1991.
22. Dussinger, P.M. "Design, Fabrication and Test of a Heat Pipe Receiver for the Cummins Power Generation 5 kW Dish Stirling System", Proceedings of 26<sup>th</sup> IECEC, Boston, MA, August 1991. Vol.5, 171.
23. Bean, J.R., and R.B. Diver. "The 5-kW Dish-Stirling Development Program", Proceedings of 27<sup>th</sup> IECEC, San Diego, California, Paper 929181, August 1992. Vol. 5, 221.
24. Macini, T.R. "Analysis and design of Two Stretched-Membrane Parabolic Dish Concentrators", Transactions of ASME, Journal of Solar Energy Engineering. Vol.113, 180. August 1991.
25. Keck, T.W., W. Scheil, and R. Benz. "An Innovative Dish/Stirling System", Proceedings of the 25<sup>th</sup> IECEC, Reno, NV, August 1990. Vol. 6, pp. 317-322.
26. Bean, J.R., and R.B. Diver. "Performance of the CPG 7.5-kW Dish-Stirling System", Proceedings of 28<sup>th</sup> IECEC, Atlanta, Georgia, Paper 93054, August 1993. Vol.2, 627.
27. Grossman, J.W., R.M. Houser, and W.W. Erdman. Testing of the Single-Element Stretched-Membrane Dish. SAND91-2203. Albuquerque, NM: Sandia National Laboratories. February 1992.
28. Wendelin, T.J., G.J. Jorgensen, and R.L. Wool. "SHOT: A Method for Characterizing the Surface Figure and Optical Performance of Point Focus Solar Concentrators", Proceedings of the 1991 ASME International Solar Energy Conference, Reno, Nevada, April 1991.
29. ქევზიშვილი.ნ, ჯავშანაშვილი.ნ. თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავი. Georgian Engineering News. 2013. №2 (vol.66).
30. ჯავშანაშვილი.ნ, განახლებადი ენერჯის წყაროების პოტენციალის გარდაქმნა სტირლინგის ძრავის ბაზაზე. მე-2 საერთაშორისო სამეცნიერო კონფერენცია - "ენერჯეტიკა: რეგიონული პრობლემები და განვითარების პერსპექტივები". 25-26 მაისი, 2013წ. გვ. 79-82. ქ.ქუთაისი, საქართველო.

თხევადდგუშიანი სტირლინგის ძრავის თერმოდინამიკური ციკლის პარამეტრების განსაზღვრა ხურების ტემპერატურისა და წნევისგან დამოკიდებულებით – პროგრამული უზრუნველყოფა.

დანართი 1

```

cls
    dim tt(1000)
    dim tg(1000)
    dim tm(1000)
    dim tg2(1000)

Vg=0.0001      'გამაცხელებელი'
Vx=0.0001      'მაცივარი'
Vr=0.000045    'რეგენერატორი'

    ss=100      'რეგენერატორის დაყოფის ბიჯი'

dV=Vr/ss      'რეგენერატორის ელემენტარული მოცულობა'

    Mg=1.55e-3  'გაზის მასა კუმშვის არეში'
    Cg=5200     'გაზის სითბოტევადობა'

    Mr=4.75e-4  'გაზის მასა რეგენერატორში'

dMr=Mr/ss     'გაზის ელემენტარული მასა'

    Mm=0.2249   'ბადის მასა რეგენერატორში'
dMm=Mm/ss    'ბადის ელემენტარული მასა'
    Cm=346      'ბადის სითბოტევადობა'

M=Mg+Mr      'მუშა სხეულის მასა'

miu=4        'ჰელიუმის მოლეკულური მასა'

R=8314/miu

tau1=3       'პირდაპირი ნაკადის ხანგრძლივობა'
tau2=3       'უკუ ნაკადის ხანგრძლივობა'

    f=3.14      'ბადის ზედაპირის ფართობი'
    df=f/ss     '

alfa=10      'თბოგაცემის კოეფიციენტი'

kk=80        'ციკლების რაოდენობა'

n%=Mg/dMr

n=n%

```



```
Pmax=155e5
Pmin=109e5
```

```
dtau1=tau1/n
dtau2=tau2/n
```

'მდგრადობის კრიტერიუმი'

```
' d(V/f)= (V/f)/ss
```

```
' alfa/(ror*Cg)*dtau/d(Vr/f)<10
```

```
' alfa=10, ror=10.5 , Cg=5200 ,Vr=4.5e-5 ,f=3.14
```

```
krit=alfa/(10.5*5200)*dtau1/(4.5e-5/3.14/ss)
```

```
k=n
```

\_\_\_\_\_ მასივის განსაზღვრა \_\_\_\_\_

```
for x=0 to ss step 1
```

```
tg(x)=50
tg(0)=350
```

```
tg(ss)=50
tm(x)=50
```

```
next x
```

\_\_\_\_\_ მწარმოებლურობა G = 0 \_\_\_\_\_

```
for ii=1 to kk step 1
```

\_\_\_\_\_ პირდაპირი ნაკადი G = 0 \_\_\_\_\_

```
z=0
y=0
tau1=0
```

```
for i=1 to k step 1
```

```
locate 1,73
print time$
```

```
for x=1 to ss step 1
```

```
dQt=alfa*Df*( tg(x-1)-tm(x) )*dtau1
```

```
tg2(x)=tg(x-1) - dQt/(dMr*Cg)
```

```
tm(x)=tm(x) + dQt/(dMm*Cm)
```

```

                                next x

                                w=0

                                for    x=1  to (ss-1)  step 1

                                    tg(x)=tg2(x)

                                    w=w+dv/(tg(x)+273)

                                next x

                                z=z+Vg/n
                                y=y+Vx/n

                                Vg1=Vg-z
                                Vx1=y

                                tau1=tau1+dtaul

                                P1=M*R/(Vg1/(tg(0)+273)+Vx1/(tg(ss)+273)+w)

                                if ii<=(kk-1)  then 222

                                input a

                                if a=0  then goto  34

                                gosub  1001

                                goto  2000

                                34      cls

                                        locate    24,1

                                print  "P1=";P1/1e5 ;  "Vg1=mL";Vg1*1e6;
                                "Vx1=mL";Vx1*1e6;i

                                222                                next i

_____ უკუ ნაკადი  G = 0 _____

                                z=0
                                y=0

                                tau2=0

                                for    i=1  to k  step 1

                                                                locate 1,73
                                                                print time$

                                for    x=(ss-1)  to 1  step -1

                                    dQt=alfa*Df*( tm(x)-tg(x+1) )*dtau2

```

```

                                tg2(x)=tg(x+1) + dQt/(dMr*Cg)
                                tm(x)=tm(x) - dQt/(dMm*Cm)
                                next x

                                w=0

                                for x=1 to (ss-1) step 1
                                    tg(x)=tg2(x)
                                    w=w+dv/(tg(x)+273)
                                next x

                                z=z+Vg/n
                                y=y+Vx/n

                                Vg2=z
                                Vx2=Vx-y

                                tau2=tau2+dtau2

                                P2=M*R/(Vg2/(tg(0)+273)+Vx2/(tg(ss)+273)+w)

                                if ii<=(kk-1) then 333

                                input a
                                cls

                                locate 24,1

                                print "P2=";P2/1e5 ; "Vg2=mL";Vg2*1e6
                                ;"Vx2=mL";Vx2*1e6;i

                                333                                next i

                                if ii=kk then 777

                                next ii

                                777    iii=1

                                stop

                                _____ ქვეპროგრამა _____

                                1001            z=0

```

```

1002      z=z+Vg/n
          Vg1=Vg+z

          P1=M*R/ (Vg1/ (tg(0)+273)+Vx1/ (tg(ss)+273)+w)
          if P1>Pmax then goto 1002

          return

```

---

\_\_\_\_\_ მწარმოებლურობა  $G > 0$  \_\_\_\_\_

```

2000      for ii=1 to 2 step 1

```

\_\_\_\_\_ პირდაპირი წაკადი  $G > 0$  \_\_\_\_\_

```

          z=0
          y=0
          tau1=0
          Vgg1=Vg1
          Vx1=0

          for i=1 to k+100 step 1

              locate 1,73
              print time$

              for x=1 to ss step 1

                  dQt=alfa*Df*( tg(x-1)-tm(x) )*dtau1
                  tg2(x)=tg(x-1) - dQt/(dMr*Cg)
                  tm(x)=tm(x) + dQt/(dMm*Cm)

                  next x

              w=0

              for x=1 to (ss-1) step 1

                  tg(x)=tg2(x)

                  w=w+dv/ (tg(x)+273)

              next x

```

```

z=z+Vg/n
y=y+Vx/n

Vg1=Vgg1-z
Vx1=y

tau1=tau1+dtau1

P1=M*R/ (Vg1/ (tg (0)+273) +Vx1/ (tg (ss)+273) +w)

if P1>Pmin then goto 4002

gosub 3001

4002 input a

P1=M*R/ (Vg1/ (tg (0)+273) +Vx1/ (tg (ss)+273) +w)

cls

locate 24,1

print "P1=";P1/1e5 ; "Vg1=mL";Vg1*1e6; "Vx1=mL";Vx1*1e6;i
print "Vg1+Vx1="; (vg1+vx1)*1e6

if Vg1<=Vg/n then goto 4446

next i

```

---

უკუ ნაკადი  $G > 0$

---

```

4446 z=0
y=0

tau2=0
Vxx2=Vx1
Vgg2=Vg1

for i=1 to k step 1

locate 1,73
print time$

for x=(ss-1) to 1 step -1

dQt=alfa*Df*( tm(x)-tg(x+1) )*dtau2

tg2(x)=tg(x+1) + dQt/(dMr*Cg)

```

```

tm(x)=tm(x) - dQt/(dMm*Cm)
next x

w=0
for x=1 to (ss-1) step 1
    tg(x)=tg2(x)
    w=w+dv/(tg(x)+273)
next x

z=z+Vg/n
y=y+Vx/n

Vg2=Vgg2+z
Vx2=Vxx2-y
if Vx2<=0 then Vx2=0

P2=M*R/(Vg2/(tg(0)+273)+Vx2/(tg(ss)+273)+w)

if P2<Pmax then goto 6002

gosub 5001

6002 tau2=tau2+dtau2
P2=M*R/(Vg2/(tg(0)+273)+Vx2/(tg(ss)+273)+w)

input a
cls

locate 24,1
print "P2=";P2/1e5 ; "Vg2=mL";Vg2*1e6 ;"Vx2=mL";Vx2*1e6;i
print "Vg1+Vx1="; (vg2+vx2)*1e6

if Vx2<=Vx/n then goto 4444

next i

next ii

4444 stop

```

ქვეპროგრამა I

---

```
3001      yy=0
          Vxxx1=Vx1

3002      yy=yy+Vx/(100*n)
          Vx1=Vxxx1-yy

          P1=M*R/(Vg1/(tg(0)+273)+Vx1/(tg(ss)+273)+w)

if P1<Pmin then goto 3002

return
```

ქვეპროგრამა II

---

```
5001      zz=0
          Vggg2=Vg2

5002      zz=zz+Vg/(100*n)
          Vg2=Vggg2+zz

          P2=M*R/(Vg2/(tg(0)+273)+Vx2/(tg(ss)+273)+w)

if P2>Pmax then goto 5002

return
```