

ნორინგ მოლოდინი, რევაზ მოლოდინი

**სამთო საჯაროთა
სატრანსპორტო მანქანები**

„ტექნიკური უნივერსიტეტი“

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

ნორინგ მოლოდინი, რევაზ მოლოდინი

სამთო საჯარმთა
სატრანსპორტო მანქანები



დამტკიცებულია სალექციო კურსად
საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის
სარედაქციო-საგამომცემლო საბჭოს
მიერ. 28.02.2018, ოქმი №1

თბილისი
2018

სალექციო კურსში მოცემულია სამთო საწარმოთა მიწისქვეშა ტექნოლოგიური პროცესებით გათვალისწინებული სამუშაოების შესრულებისას გამოყენებული სატრანსპორტო მანქანებისა და დამხმარე მოწყობილობების თეორიის საფუძვლები და გაანგარიშება. განხილულია თვითოეული მანქანა-დანადგარის მოქმედების პრინციპი, საიმედოობისა და უსაფრთხო მუშაობის ნორმების გათვალისწინებით, წარმოდგენილია მათი სრულყოფის გზები და პერსპექტივები. სალექციო კურსი უზრუნველყოფილია პრაქტიკული და ლაბორატორიული სამუშაოების მეთოდური მითითებებით და შესასწავლი სიდიდეების გამზომი აპარატურით. სალექციო კურსის შესწავლის პროცესში გათვალისწინებულია სამთო-გეოლოგიური ფაკულტეტის შახტა-ლაბორატორიის მანქანა-მექანიზმები.

ნაშრომი განკუთვნილია სამთო-გეოლოგიური ფაკულტეტის სამთო სპეციალობის სტუდენტებისა და სამთო საწარმოში მომუშავე პირთათვის.

რეცენზენტები: საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სამთო-გეოლოგიური ფაკულტეტის ასოცირებული პროფესორი, ტექნიკის მეცნიერებათა კანდიდატი გელა მაჩაიძე.

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სამთო-გეოლოგიური ფაკულტეტის ასოცირებული პროფესორი, ტექნიკის მეცნიერებათა კანდიდატი აკაკი გოჩოლეიშვილი

© საგამომცემლო სახლი „ტექნიკური უნივერსიტეტი“, 2018

ISBN 978-9941-28-411-3 (PDF)

<http://www.gtu.ge>

ყველა უფლება დაცულია. ამ წიგნის არც ერთი ნაწილის (იქნება ეს ტექსტი, ფოტო, ილუსტრაცია თუ სხვა) გამოყენება არანაირი ფორმით და საშუალებით (იქნება ეს ელექტრონული თუ მექანიკური) არ შეიძლება გამომცემლის წერილობითი ნებართვის გარეშე.

საავტორო უფლებების დარღვევა ისჯება კანონით.



შინაარსი

შესავალი.....	6
1. ტრანსპორტის სახეები, საშუალებები და სატრანსპორტო ტვირთები.....	7
1.1. ტრანსპორტის სახეები და სატრანსპორტო საშუალებათა კლასიფიკაცია.....	7
1.2. საზიდი ტვირთების კლასიფიკაცია და დახასიათება.....	10
2. სატრანსპორტო დანადგარების თეორიისა და გაანგარიშების ზოგადი საკითხები...	13
2.1. სატრანსპორტო დანადგარების მწარმოებლობა.....	13
2.2. სატრანსპორტო დანადგარები მუშაობის უწყვეტი რეჟიმით.....	14
2.3. სატრანსპორტო დანადგარები მუშაობის ციკლური რეჟიმით.....	16
3. ტვირთის გადაადგილებით გამოწვეული წინაღობები.....	18
3.1. მოძრაობის ძირითადი წინაღობები.....	18
3.2. მოძრაობის დამატებითი წინაღობები.....	23
4. საწვავორგანოებიანი სატრანსპორტო დანადგარები.....	30
4.1. წვეის ძალის გადაცემა საწვეი ორგანოს საშუალებით.....	30
4.2. ლენტური კონვეიერის ამძრავის თეორია.....	32
4.3. სატრანსპორტო დანადგარის ძრავის სიმძლავრე.....	34
5. ტვირთმზიდი ელემენტების თეორია.....	35
5.1. ზოგადი ცნობები ტვირთმზიდ ელემენტებზე და მათი კლასიფიკაცია.....	35
5.2. ტვირთმზიდი ელემენტების (ტე) ოპტიმალური პარამეტრები და მათი დადგენის მეთოდისკა.....	36
5.3. ბრტყელი ტე.....	37
5.4. სწორკუთხა ფორმის ბორტებიანი ტე.....	38
5.5. ტრაპეციული ფორმის ტვირთმზიდი ელემენტები.....	40
5.6. ნახევარწრიული ფორმის ტვირთმზიდი ელემენტები.....	42
5.7. შედგენილი ფორმის ტვირთმზიდი ელემენტები.....	43
5.8. დახურული ტვირთმზიდი ელემენტები.....	43
5.9. ტვირთმზიდი ელემენტების შედარებითი დახასიათება.....	44
6. ტვირთის გადაადგილება საკუთარი მასის მოქმედებით.....	46
6.1. გრავიტაციული ანუ თვითმდინარი ტრანსპორტი.....	46
6.2. ტვირთების ჩაშვება საგებ გვერდზე ან წრფივ მარტივ მიმმართველ გამტარებზე.....	48
6.3. ტვირთის ჩაშვება სპეციალურ მიმმართველ გამტარებზე.....	52

6.4. გრავიტაციული ტრანსპორტი გადაღუნულ ღარებზე.....	52
7. ლენტური კონვეიერი.....	54
7.1. საკონვეიერო ლენტი.....	55
7.2. გორგოლაჭსაყრდენები.....	57
7.3. ამძრავი	58
7.4. დამჭიმი მოწყობილობა.....	60
7.5. ლენტური კონვეიერის გაანგარიშება კონტურზე შემოვლის მეთოდით.....	61
8. ღუნვადი ხვეტია კონვეიერის გაანგარიშება	64
9. სასკრეპერო დანადგარის გაანგარიშება	68
10. ჰიდროსატრანსპორტო დანადგარები	69
10.1. თეორიის საკითხები	71
10.2. მწარმოებლობა	71
10.3. კრიტიკული სიჩქარე.....	72
11. ბაგირული ტრანსპორტი	74
11.1. ერთბოლიანი ბაგირით ზიდვა დახრილი შესასვლელისას.....	76
11.2. ერთბოლიანი ბაგირით ზიდვა პორიზონტალური შესასვლელისას.....	80
11.3. ზიდვა ორბოლიანი ბაგირებით	81
11.4. ორბოლიანი ბაგირების ზიდვის გაანგარიშება	82
11.5. ზიდვა უსასრულო ბაგირებით.....	83
11.6. უსასრულო ბაგირების ზიდვისას გამოყენებული ჯალამბრების მუშაობის თეორია	85
11.7. ხალხის გადაყვანა ბაგირული ტრანსპორტით	87
12. ტრანსპორტი ლოკომოტივებით.....	89
12.1. ჰაერმავლები	89
12.2. გირომავლები	91
12.3. დიზელმავლები	92
12.4. ელმავლები.....	93
12.5. ელმავლის მექანიკური ნაწილი	94
12.6. ელმავლის ელექტრული ნაწილი	97
12.7. წვევის ძრავები	99
13. მადაროს ვაგონეტები.....	101
13.1. ზოგადი კლასიფიკაცია	101
13.2. ვაგონეტების მდგრადობა.....	102

13.3. ვაგონის (ვაგონეტის) ძირითადი პარამეტრები	106
14. სალიანდაგო გზები.....	109
14.1. სალიანდაგო გზის წრფეწირული უბნების მოწყობილობა.....	109
14.2. სალიანდაგო გზების შეერთება.....	111
15. მტვირთავი მანქანების მწარმოებლობა.....	115
16. ბუნკერები	117
16.1. მიმღები ბუნკერები	117

შესავალი

„სამთო საწარმოთა სატრანსპორტო მანქანების“ კურსი შეისწავლის სამთო მრეწველობაში სატრანსპორტო საშუალებათა გამოყენებას როგორც მუშაობის თეორიისა და გაანგარიშების, ასევე კონსტრუქციული, ორგანიზაციული და საქსპლუატაციო თვალსაზრისით; ხოლო იმ საშუალებებს, რომლებიც გამოიყენება სამთამადნო საწარმოებში ამა თუ იმ წესით მოპოვებული ტვირთების გადაადგილებისათვის: მტვირთავი, მტვირთავ-სატრანსპორტო, სატრანსპორტო ან დამხმარე სატრანსპორტო მანქანა-დანადგარები ეწოდება.

სასარგებლო წიაღისეულის მოპოვების ერთიანი ტექნოლოგიური პროცესის ერთ-ერთ განუყოფელ და მნიშვნელოვან სატრანსპორტო ოპერაციების რგოლში დღითიდღე იზრდება მექანიზაციისა და ავტომატიზაციის ხარისხი. სწორედ ამით აიხსნება ის მნიშვნელოვანი როლი, რომელიც თანამედროვე სამთო სატრანსპორტო მანქანებს აქვს წიაღისეულის მოპოვებისას, ხოლო „სატრანსპორტო მანქანების“ კურსის შესწავლას - სამთო ინჟინრის მომზადებისას.

„სატრანსპორტო მანქანების“ საგნის შესწავლას წინ უძღვის მთელი რიგი ისეთი ზოგადსაინჟინრო და სპეციალური დისციპლინები, როგორებიცაა: „სამთო მანქანების ფიზიკა“, „სამთო საწარმოების ტექნოლოგიის საფუძვლები“, „ელექტროტექნიკა და ელექტრონიკის საფუძვლები“, „სტაციონარული მანქანები და დანადგარები“, „სამთო მანქანები“. ამიტომ, ამ საგნების სასწავლო პროგრამების შედგენისას, მასალის დუბლირების გამორიცხვის მიზნით საჭიროა დადგინდეს ზემოთ ჩამოთვლილი დისციპლინების შესწავლის მკაცრად თანამიმდევრული რიგი, რომელიც განაპირობებს საგნებისათვის საერთო საკითხების აუცილებელი განხილვის ან გადავადების კონკრეტულ შემთხვევებს. ასეთი საკითხების მაგალითად შეიძლება მოვიყვანოთ: სატრანსპორტო ტვირთების ფიზიკურ-მექანიკური თვისებების, დანადგარების მწარმოებლობისა და მათი სახეობის, ცვეთის, შეზეთვის, ხახუნის და ა. შ. საკითხების შესწავლა.

თავის მხრივ, „სატრანსპორტო მანქანების“ კურსი წარმოადგენს ისეთი საგნების შესწავლის ბაზას, როგორებიცაა: „მიწისქვეშა სამთო სამუშაოების პროცესები“, „საბადოს მიწისქვეშა დამუშავების ტექნოლოგია“, „შახტებისა და მადაროების დაპროექტება“ და ა.შ.

1. ტრანსპორტის სახეები, საშუალებები და სატრანსპორტო ტვირთები.

მდაროს ტრანსპორტის დანიშნულებაა: სასარგებლო წიაღისეულის (ძირითადი) და სხვა დანარჩენი (დამხმარე) ტვირთების ტრანსპორტირება შახტიდან დღისეულ ზედაპირამდე და პირუკუ (გარდა ძირითადი ტვირთებისა). ამავ ფუნქციებში შედის დატვირთვის, განტვირთვის, დასაწყობებისა და ტვირთების ტრანსპორტირებასთან დაკავშირებული სხვა ოპერაციების შესრულება.

სატრანსპორტო მანქანა-მექანიზმებისა და საშუალებათა შერჩევა ყოველ კონკრეტულ შემთხვევაში უნდა მოხდეს სატრანსპორტო ტვირთების სახეობისა და მათი ფიზიკურ-მექანიკური თვისებების გათვალისწინებით. მხედველობაში უნდა მივიღოთ სამთო საწარმოების განსაკუთრებულად რთული პირობებიც: წყალსიუხვე, აფეთქების მხრივ საშიში გარემო, ტვირთების მოდინების უთანაბრობა და მისი ცვლილების დიდი დიაპაზონი, შუალედი გადატვირთვის პუნქტების სიმრავლე, ექსპლუატაციის სპეციფიკური მხარეები და ა.შ.

1.1. ტრანსპორტის სახეები და სატრანსპორტო საშუალებათა კლასიფიკაცია

სამთამადნო საწარმოებში ასხვავებენ ორი სახის ტრანსპორტს: შინაგანს და გარეგანს.

შინაგანი ეწოდება სატრანსპორტო მექანიზმებსა და დანადგარებს, რომელთა საშუალებით ტვირთების გადაადგილება ხორციელდება სამთო საწარმოს საზღვრებში, ხოლო სასარგებლო წიაღისეულის გატანა და სხვა (დამხმარე) ტვირთების ტრანსპორტირება, როგორც სამთო საწარმოს საზღვრებიდან, ასევე გარედან მის სამრეწველო მოედნებამდე ხორციელდება გარეგანი ტრანსპორტით.

სამუშაო ადგილის მიხედვით შინაგანი ტრანსპორტი იყოფა: მიწისქვეშა (სანგრევის, უბნის, მაგისტრალური, მდაროს ეზოს და დახრილი ჭაურის) და ზედაპირის (ჭაურის პირიდან: დატვირთვის პუნქტამდე, შინაგანი ტრანსპორტის პუნქტირამდე, საწყობამდე, სანაყარომდე, შინაგან მომხმარებლამდე და ა.შ.) სატრანსპორტო საშუალებებად.

სამთო ტვირთების გადაადგილებას: სანგრევში ნებისმიერი წესით, ხოლო შემდგომ კონვეიერებით, გამოიხილება ეწოდება; 0...30°-მდე დახრილ სარელსო გზებზე სატრანსპორტო ჭურჭლებით – ზიდვა, ხოლო 30°-ზე მეტი დახრისას სატრანსპორტო ჭურჭლებითა და კონვეიერებით დახრილ გვირაბებში (დახრის კუთხისაგან დამოუკიდებლად) - აწევა.

ტვირთის სახეობის მიხედვით ასხვავებენ ძირითად (ძირითადი ტვირთების) და დამხმარე (დამხმარე ტვირთების) ტრანსპორტს.

ტრანსპორტირების წესის, მოქმედების პრინციპისა და სატრანსპორტო მექანიზმების სახეობის მიხედვით ასხვავებენ შემდეგი სახის სატრანსპორტო საშუალებებს:

მოქმედების პრინციპის მიხედვით

ა) უწყვეტი მოქმედების, რომლის დროსაც მუშა მოძრაობა (ტვირთების გადაადგილება) მიმდინარეობს უწყვეტად და როგორც წესი, უცვლელად რჩება ხანგრძლივი დროის განმავლობაში;

ბ) წყვეტილი (ციკლური) მოქმედების – ტვირთის პერიოდული გადაადგილებით, რომელიც სრულდება მოძრაობის გარკვეული ციკლით.

უწყვეტი რეჟიმის სატრანსპორტო სახეებს მიეკუთვნება:

1. ყველა სახის კონვეიერული ტრანსპორტი და ჩამჩებიანი ელევატორები.
2. უსასრულო ბაგირების საშუალებით (ჯაჭვებით) ვაგონეტებში, გზებზე ან კიდურ გზებზე (მათ შორის კიდურ საბაგირო გზებზე) ტვირთების გადაადგილება.
3. პნევმატიკური და ჰიდრაულიკური ტრანსპორტი ანუ ცვენადი მასის (მასალის) ტრანსპორტირება ჰაერისა და წყლის ჭავლში.
4. გრავიტაციული ტრანსპორტი, ანუ ტრანსპორტი საკუთარი მასის შემდგენის ხარჯზე (მიმმართველ ღარებზე), საგებ გვერდზე, ხის მიმმართველებზე, მიღებში და სხვა საშუალებებზე.

წყვეტილი რეჟიმის სატრანსპორტო საშუალებებს მიეკუთვნება:

1. სასკრეპერო დანადგარები;
2. სარელსო გზებზე ბაგირებით ტვირთის ზიდვა;
3. სალოკომოტივო ზიდვა;
4. თვითგორვითი ტრანსპორტი სარელსო გზებზე და ურელსო ტრანსპორტი თვლებზე ან მუხლუხოებზე (სატვირთო ავტომობილები, ტრაქტორები, თვითმავალი ვაგონეტები და სხვა).

მიწისქვეშ, ზედაპირზე, კარიერებზე და საერთოდ, სამთო საწარმოებში გამოყენებული სატრანსპორტო სახეები **კონსტრუქციული ხასიათის** მიხედვით შეიძლება დაყვით შემდეგ ჯგუფებად:

1. კონვეიერები - ხვეტია, ლენტური, მერხევი და ვიბრაციული, ფირფიტებიანი, ჩამჩებიანი, ხრახნული და ჩამჩებიანი ელევატორები;
2. სასკრეპერო დანადგარები (ბაგირული და სავალთვლებიანი);
3. პნევმატიკური და ჰიდრაულიკური სატრანსპორტო დანადგარები;

4. ჯალამბარის დოლის ან ფრიკციულ-დიფერენციალური ამძრავის საშუალებით, სარელსო გზებზე ბაგირული სატრანსპორტო მოწყობილობები;

5. სარელსო გზებზე სალოკომოტივო ტრანსპორტი: ელმავლებით, ჰაერმავლებით, დიზელმავლებით და სხვა;

6. თვითმავალი ვაგონებებით;

7. კიდულ-ბაგირიანი გზებით;

8. საავტომობილო, სატრაქტორო (ურელსო) და აგრეთვე თვითმავალი ვაგონებით ტრანსპორტი (ღია დამუშავებისას).

მდაროს ტრანსპორტთან კომპლექსში შედის აგრეთვე მექანიკური მოწყობილობანი:

1. მტვირთავი მანქანები – რომელთა დანიშნულებაა ნაყარი მასალის აჩაჩხვა და დაყრა. სატრანსპორტო საშუალებებზე (კონვეიერზე ან ვაგონებში).

2. გადამტვირთავები – რომლებიც ერთი სატრანსპორტო საშუალებებიდან სატრანსპორტო მასას ტვირთავენ მეორე სატრანსპორტო საშუალებაზე.

3. შემვსები მანქანები – რომელთა საშუალებითაც ხორციელდება გამომუშავებული სივრცის შევსება.

4. მკვებავეები – რომლებიც არეგულირებენ კონვეიერზე სამტვრევ-გამამდიდრებელ აგრეგატებზე და ა.შ., დოზირებული ულუფების მიწოდებას.

5. საკეტები - კეტავენ ან აღებენ ბუნკერის ან ღრმულების პირებს (ხვრეტებს) და არეგულირებენ მათგან გადმოცეპნილი ტვირთის ნაკადს.

6. საყირავეები - ცლის ვაგონებებს მათი გადაყირავეებით;

7. კომპესატორები, მბიძგავეები, გადამაადგილებელი ბაქნები (მოძრავი ბაქანი), რომელთა დანიშნულებაა ვაგონებების გადაადგილება ზიდვისას, გალიაში ან საყირავეში მიწოდებისას და აგრეთვე საძრომებთან ვაგონებების ტვირთისას.

8. საგზაო მოწყობილობა სვლის (მოძრაობის) მოსაწესრიგებლად და ვაგონებების გასაჩერებლად.

ზემოთ მოყვანილი თითოეული სახის მოწყობილობას: სატრანსპორტოს, მტვირთავს, დამხმარეს – აქვს დიდი რაოდენობის კონსტრუქციული მრავალსახეობა, დამატებითი მოწყობილობა სხვადასხვა სამუშაოს პირობებისათვის და აგრეთვე, მოცემული კონსტრუქციის საზღვრებში დიდი რაოდენობის ტიპური ზომები, რომლებიც ერთმანეთისაგან განსხვავდებიან მწარმოებლობით, სიმძლავრით და გაბარიტული ზომებით.

აქედან შეიძლება გაკეთდეს დასკვნა თუ რაოდენ დიდია მდაროს ტრანსპორტში გამოყენებული მოწყობილობის ნაირსახეობა.

1.2. საზიდი ტვირთების კლასიფიკაცია და დახასიათება

სამთამადნო მრეწველობაში გადასაზიდა ძირითადად მასობრივი ნაყარი ტვირთები, რომლებიც წარმოდგენილია გარკვეულ ზომამდე დამსხვრეული მარგი წიაღისეულის ან ფუჭი ქანის სახით.

სამშენებლო მასალების მრეწველობაში, გარდა ნაყარი ტვირთებისა, უნდა გადაიზიდოს საცალო ტვირთები: მარმარილოს, გრანიტის, ნიქარაქვის, ტუფისა და სხვა სამშენებლო მასალების ბლოკები და ა. შ.

სატრანსპორტო დანადგარის შერჩევისას, გარდა დანადგარის მწარმოებლობის, სატრანსპორტო გზის სიგრძისა და დახრის, მხედველობაშია მისაღები ტვირთების ფიზიკურ-მექანიკური თვისებები:

1. ნატეხვნება ანუ გრანულომეტრული შედგენილობა.
2. ტვირთის სიმკვრივე მასივსა და ნაყარში.
3. ფხვიერებადობა.
4. ტვირთის ნაწილაკების ძვრადობა (ხახუნის კოეფ. და ბუნებრივი ფერდოს კუთხე).
5. წებვადობა.
6. გამცვეთუნარიანობა - აბრაზიულობა.
7. სიმაგრე.
8. ტენიანობა.
9. ტკეპნადობა.
10. თვითანთებადობა.

გადასაზიდი მარგი წიაღისეულის (ან ფუჭი ქანის) საერთო მასაში განსხვავებული ზომების ნატეხების შემცველობას, **გრანულომეტრული შედგენილობა** ეწოდება. იგი პროცენტებში გამოისახება საზიდი ტვირთების მასის მიხედვით.

გადასატან ტვირთში დიდი ნატეხების შემცველობა გავლენას ახდენს სატრანსპორტო დანადგარების ელემენტების ზომებზე.

მაგალითად, ნატეხების ზომებზეა დამოკიდებული ლენტური და ფირფიტებიანი კონვეიერების მზიდი ორგანოს სიგანე; სკრეპერების კონსტრუირება წარმოებს საზიდი მასალის ნატეხების ზომებისა და ფორმის მიხედვით.

გრანულომეტრული შედგენილობის მიხედვით განასხვავებენ რიგით და დახარისხებულ ნაყარ ტვირთებს, თუ უდიდესი ნატეხების ზომა არის a_{max} ხოლო უმცირესის მაშინ $k_0 = a_{max}/a_{min}$ არის ნაყარი ტვირთის მახასიათებელი და როდესაც $k_0 \leq 2,5$ მაშინ ტვირთი არის დახარისხებული, ხოლო თუ $k_0 > 2,5$ – რიგითი.

ტიპური ნატეხების ზომების მიხედვით ნაყარი ტვირთები იყოფა რამდენიმე ჯგუფად.

ცხრილი 1

კ. ალფეროვისა და რ. ზენკოვის მიხედვით

№	ტვირთების ჯგუფები	ტიპური ნატეხების ზომა, მმ
1	საცალო	$1600 < a$
2	მსხვილნატეხოვანი	$160 < a \leq 1600$
3	საშუალონატეხოვანი	$60 < a \leq 160$
4	წვრილნატეხოვანი (ღორდი)	$10 < a \leq 60$
5	მსხვილმარცვლოვანი (ხრეში)	$2 < a \leq 10$
6	წვრილმარცვლოვანი (წვრილი ღორდი)	$0,5 < a \leq 2$
7	ფხვნილისმაგვარი (წვრილი სილა)	$0,05 < a \leq 0,5$
8	მტვრისებრი (ცემენტი)	$a \leq 0,05$

სატრანსპორტო დანადგარების ერთი და იმავე მოცულობითი მწარმოებლობისას გამოტანილი ტვირთის მასა მით უფრო მეტია, რაც უფრო დიდია საზიდი მასალის სიმკვრივე. სიმკვრივეს ასხვაგვებენ მასივსა და ნაყარში.

თუ მასალის სიმკვრივეს მასივში აღვნიშნავთ $\gamma_{მას}$, ხოლო ნაყარში $\gamma_{ნაყ}$, მაშინ $\frac{\gamma_{მას}}{\gamma_{ნაყ}} = K_{გაფ}$ შეფარდებას გაფხვიერების კოეფიციენტი ეწოდება.

საზიდი მასალის ნაწილაკების ძვრადობა განიხილება ორნაირად:

1. ძვრადობა, რომელიც დამოკიდებულია ცალკეულ ნაწილაკებს (მარცვლებს) შორის შიგა ხახუნზე.

2. ძვრადობა, რომელიც დამოკიდებულია ცალკეული მარცვლებისა და სატრანსპორტო დანადგარების ელემენტებს შორის მოხახუნე ზედაპირებს ხახუნზე.

პირველ შემთხვევაში გაფხვიერებული მასალის ნაწილაკების ძვრადობა ხასიათდება ბუნებრივი ფერდოს ρ' კუთხით, რომელიც შიგა ხახუნის f_1 კოეფიციენტის ტოლია, ე. ი.

$$tg\rho' = f_1.$$

საზიდი მასალის ნაწილაკებისა და სატრანსპორტო დანადგარების მოხახუნე ზედაპირებს შორის კი წარმოიშვება ორგვარი ხახუნი:

1. სრიალის ხახუნი; 2. გორვის ხახუნი.

სრიალის ხახუნის კოეფიციენტის მნიშვნელობაზე გავლენას ახდენს შემდეგი ფაქტორები:

ა) საზიდი მასალის გვარობა;

ბ) მოხახუნე ზედაპირების მდგომარეობა (სიმქისე, ტენიანობა და ა. შ.);

გ) ზედაპირების ფარდობითი სრიალის სიჩქარე და ა. შ.

გორვის ხახუნი ხასიათდება გორვის ხახუნის კოეფიციენტით, რომელიც იზომება წრფივ ერთეულებში; მაგ., სუფთა და კარგად დაგებული ფოლადის რელსებზე თუჯის თვლების გორვისას, ხახუნის კოეფიციენტი $f_2 = 0,005$ სმ, მადაროს პირობებისათვის კი $f_2 \geq 0,1$ სმ.

ტვირთების ტრანსპორტირებისას უარყოფით ფაქტორად ითვლება **წებადობის** თვისება.

მასალის მიერ მოხახუნე ზედაპირების ინტენსიური ცვეთის თვისებას **აბრაზიულობა** ეწოდება, რომელიც ახასიათებს მიწისებრი ხასიათის ამორფულ ტენიან მადნებს.

მარგი წიაღისეულისა და ფუჭი ქანის წინაღობადობა გარეშე ძალების მოქმედებაზე ცნობილია **სიმაგრის** სახელწოდებით.

ტენიანობა არის ორგვარი – ბუნებრივი და შექმნილი.

ბუნებრივი ტენიანობა აქვს მარგ წიაღისეულს (ფუჭ ქანს) მასივში დამუშავებამდის, შექმნილი ტენიანობა კი მიიღება მოპოვებისა და ტრანსპორტირების პროცესში.

წყლის შემცველობა საზიდ მასალაში იწვევს ტენიანობას და მკვეთრად ცვლის მის ტრანსპორტაბელურობას; მაგ.: თუ საზიდ მასალაში არის თიხის ნაწილაკები, მაშინ ტენიანობის გადიდება იწვევს მისი წებადობის გაზრდას, მაგრამ თუ წყლით გადამეტნაჯერებულია, მაშინ ხდება მისი გათხევადება, წყლის შემდგომი დამატებით წარმოიშვება – პულპა. პულპაში წყლის შემცველობის გაზრდით იზრდება მისი ტრანსპორტაბელურობა.

ნაყარი ტვირთის **ტკეპნადობა** ეწოდება მისი ნაწილაკების მიერ ძვრადობის თვისების დაკარგვას ბუნკერებსა და საწყოებში ხანგრძლივი შენახვისას.

ზოგიერთ ნაყარ ტვირთს ახასიათებს ბუნებრივი ქიმიური რეაქციები, რასაც თან ახლავს სითბოს გამოყოფა, ეს კი იწვევს მის აალებას. საზიდი მასალის ამ თვისებას, ტვირთების **თვითანთებადობა** ეწოდება.

2. სატრანსპორტო დანადგარების თეორიისა და გაანგარიშების ზოგადი საკითხები

სატრანსპორტო დანადგარების თეორიისა და გაანგარიშების ზოგად საკითხებს მიეკუთვნება:

1. სატრანსპორტო დანადგარის მწარმოებლობა.
2. ტვირთების გადაადგილების წინააღობები:
 - ა) ძირითადი და ბ) დამატებითი (სტატიკური და დინამიკური).
3. მოქნილი საწვეი ორგანოების დაჭიმულობა.
4. მოქნილი საწვეი ორგანოების გაანგარიშების თეორიული საფუძვლები.
5. წვეის (ძალები) ძალვა.
6. სატრანსპორტო დანადგარის ძრავის სიმძლავრე.

ამ საკითხების განზოგადებული განხილვა საშუალებას იძლევა დავასაბუთოთ სატრანსპორტო დანადგარების ვარგისიანობა ყოველი კონკრეტული შემთხვევისათვის.

2.1. სატრანსპორტო დანადგარების მწარმოებლობა

სატრანსპორტო დანადგარების მწარმოებლობა ეს არის დანადგარის მიერ დროის გარკვეულ მონაკვეთში (საათში, ცვლაში და ა. შ.) მასის ერთეულში გამოსახული გადატანილი ტვირთის რაოდენობა:

მაგალითად: Q' ტ/სთ, ხოლო ამ ტვირთის L მანძილზე გადასაადგილებლად ჩატარებული მუშაობაა QL ტმ ან QL ტკმ.

სატრანსპორტო დანადგარების მწარმოებლობა შეიძლება გამოისახოს მოცულობითი ერთეულებითაც მაგ: V მ³/სთ-ში.

თუ სატრანსპორტო დანადგარის მოცემულ წლიურ მწარმოებლობას აღვნიშნავთ A -თი, მაშინ მისი საათური მწარმოებლობა:

$$Q' = \frac{A}{i_1 i_2 T}, \text{ ტ/სთ}$$

სადაც i_1 არის სამუშაო დღეთა რიცხვი წელიწადში.

i_2 - დღე-ღამეში დანადგარების მუშაობის ხანგრძლივობა, ცვლა.

T - ცვლაში დანადგარების მუშაობის ხანგრძლივობა, სთ.

მუშაობის T' „სუფთა დრო“-ის ფარდობას $\frac{T'}{T} = K_{\varphi}$, სატრანსპორტო დანადგარის დროის მიხედვით გამოყენების კოეფიციენტი ეწოდება და იცვლება $K_{\varphi} = 0,75 \div 0,93$ საზღვრებში.

როგორც დანადგარის გამოყენების კოეფიციენტიდან ჩანს, სამუშაო დროის ცალკეულ მომენტში დანადგარზე ტვირთნაკადების სიდიდე სხვადასხვაა, ამიტომ მათი მწარმოებლობის ანგარიშისას უნდა გაითვალისწინოთ რეზერვი, რომელიც საჭიროა პიკური დატვირთვის გადასაღახავად. სატრანსპორტო დანადგარის მწარმოებლობა რეზერვთან ერთად, ანუ ე.წ. „საანგარიშო“ მწარმოებლობა განისაზღვრება ფორმულით:

$$Q = K_{\varphi} Q' = \frac{KA}{i_1 i_2 T}, \text{ ტ/სთ}$$

K_{φ} არის სატრანსპორტო დანადგარების მუშაობის პიკური დატვირთვის კოეფიციენტი და აიღება $1,25 \div 2,5$ -ის საზღვრებში.

როდესაც სატრანსპორტო დანადგარის საშუალებით მარგი წიაღისეულის პარალელურად წარმოებს ფუჭი ქანის ტრანსპორტირება, მაშინ საათური მწარმოებლობა გაიანგარიშება ფორმულით

$$Q = \frac{K_{\varphi}(A+A')}{i_1 i_2 T} = \frac{K_{\varphi}(A+A')}{i_1 i_2 K_{\varphi} T}, \text{ ტ/სთ}$$

სადაც A' არის ფუჭი ქანის გამოსავალი მარგი წიაღისეულის მიმართ. თუ ფუჭი ქანის გამოსავალს გამოვსახავთ %-ით აშინ ფორმულა მიიღებს სახეს:

$$Q = \frac{K_{\varphi} A(100+a)}{100 i_1 i_2 K_{\varphi} T}, \text{ ტ/სთ}$$

სადაც a არის ფუჭი ქანის %-ული გამოსავალი მარგი წიაღისეულის მიმართ. იმის მიხედვით, თუ როგორი რეჟიმით მუშაობს სატრანსპორტო დანადგარი, საათური მწარმოებლობის გაანგარიშება სხვადასხვანაირად წარმოებს.

2.2. სატრანსპორტო დანადგარები მუშაობის უწყვეტი რეჟიმით

უწყვეტ რეჟიმზე მომუშავე სატრანსპორტო დანადგარების მწარმოებლობა წარმოადგენს ორი ცვლადის ფუნქციას:

1. დანადგარის 1 გრძივ მ-ზე მოსული საზიდი მასალის მასის, ე.ი. გრძივი დატვირთვის q დკნ/მ და

2. მუშა სიჩქარის – v მ/წმ ამრიგად,

$$Q = f(q, v), \tag{2.1}$$

ა) თუ საზიდი მასალის კვეთის ფართობს კონვეიერზე აღვნიშნავთ F მ²-ით, გრძივი დატვირთვა შეიძლება განვსაზღვროთ

$$q = 1000F \gamma_6, \text{ დკნ/მ}, \quad (2.2)$$

სადაც γ_6 – საზიდი მასალის მასაა ნაყარში ტ/მ³.

თუ მასალის გადაადგილება წარმოებს v მ/წმ სიჩქარით, მაშინ დანადგარის საათური მწარმოებლობა

$$Q = 1000Fv3600 = 3600qv, \text{ კგ/სთ}, \quad (2.3)$$

ანუ

$$Q = 3,6 qv, \text{ ტ/სთ}$$

თუ მასალის კვეთის განსაზღვრისას უშუალოდ ვიხედვით განვსაზღვროთ სატრანსპორტო დანადგარების გაბარიტული ზომებით, მაშინ მასალის კვეთი კონვეიერის ღრუბე იქნება

$$F = F_0 \Psi, \text{ მ}^2, \quad (2.4)$$

სადაც F_0 არის კონვეიერის (დანადგარის) ღრუბის ან მილის განივკვეთის ფართობი, მ².

Ψ - ღრუბის ან მილის ავსების კოეფიციენტი,

გრძივი დატვირთვა კი

$$q = 1000F_0 \Psi \gamma_6 \text{ დკნ/მ}. \quad (2.5)$$

შესაბამისად, დანადგარის საათური მწარმოებლობა

$$Q = 3600 v 1000 F_0 \Psi \gamma_6 \text{ ტ/სთ}. \quad (2.6)$$

დანადგარის მწარმოებლობა შეიძლება გამოისახოს მოცულობითი ერთეულებით. თუ

$$Q = V \gamma_6 \text{ ტ/სთ}, \quad (2.7)$$

მაშინ

$$V = 3600 F_0 \Psi v \text{ მ}^3/\text{სთ}. \quad (2.8)$$

(2.6) და (2.8) ფორმულებიდან შეგვიძლია განვსაზღვროთ სატრანსპორტო დანადგარის ტვირთგამტარი კვეთის ფართობი, მ²

$$F_0 = \frac{Q}{3600 \Psi v \gamma_6} \quad \text{ან} \quad F_0 = \frac{T}{3600 \Psi v} \quad (2.9)$$

თუ ტვირთის ტრანსპორტირება წარმოებს G კგ ტვირთაწყოების ვაგონებით და ვაგონებებს შორის მანძილს აღვნიშნავთ l_0 -ით (უსასრულო ბაგირების ზიდვისას), მაშინ 1 გრძ. მ. საწვევი (მზიდი) ორგანოს დატვირთვა.

$$q = \frac{G}{l_0}, \quad (2.10)$$

ხოლო დანადგარის საათობრივი მწარმოებლობა

$$Q = \frac{3600 G v'}{l_0}, \text{ კგ/სთ} \quad \text{ან} \quad Q = \frac{3,6 G v}{l_0} \text{ ტ/სთ}. \quad (2.11)$$

ვინაიდან $\frac{v}{l_0} = \frac{1}{t}$, სადაც $\frac{1}{t}$ არის დროის ინტერვალი ვაგონეტებს შორის წმ, (2.11) გამოსახულება მიიღებს სახეს:

$$Q = 3,6 \frac{G}{t}, \text{ ტ/სთ.} \quad (2.12)$$

(2.11) და (2. 12)-დან ვაგონეტების ტვირთამწეობა

$$G = \frac{Ql_0}{3,6v} = \frac{Qt}{3,6}, \text{ ტ.}$$

ე.ი. სატრანსპორტო ჭურჭლის ტვირთამწეობა, სატრანსპორტო დანადგარის საათური მწარმოებლობის და ორ ჭურჭელს შორის დროის ინტერვალის პირდაპირპროპორციულია.

ბ) ჩამჩებიანი ელევატორის შემთხვევაში, რომელიც აგრეთვე უწყვეტი რეჟიმის სატრანსპორტო დანადგარს წარმოადგენს, ტვირთის გადაადგილება წარმოებს ჩამჩების საშუალებით, რომელთა ტევადობა i_0 გამოისახება ლიტრებით. თუ ჩამჩების ცენტრებს შორის მანძილს აღვნიშნავთ l_0 მ-ით, მაშინ ჩამჩების გრძივი ტევადობა იქნება $\frac{i_0}{l_0}$ და ელევატორის გრძივი დატვირთვა იქნება

$$q = \frac{i_0 \gamma_6 \psi}{l_0}, \text{ დკნ/მ.} \quad (2.13)$$

ელევატორის საათობრივი მწარმოებლობა კი,

$$Q = 3600 qv\psi = \frac{3,6i_0\gamma_6\psi}{l_0} \text{ ტ/სთ.} \quad (2.14)$$

უწყვეტ რეჟიმზე მომუშავე ყველა დანარჩენი სატრანსპორტო საშუალების: პენვამტურის, ჰიდრავლიკურის, გრავიტაციული ტრანსპორტის, მწარმოებლობები და გრძივი დატვირთვა გაიანგარიშება ანალოგიურად.

2.3. სატრანსპორტო დანადგარები მუშაობის ციკლური რეჟიმით

ამ რეჟიმით მომუშავე სატრანსპორტო დანადგარების მწარმოებლობა სამი ცვლადის ფუნქციაა: G კგ - ჭურჭლის ტვირთამწეობის; v მ/წმ - ჭურჭლის სიჩქარის და L მ (კმ) - სატრანსპორტო გზის სიგრძის ანალიზურად ფუნქციონალური დამოკიდებულება ასე ჩაიწერება:

$$Q = f\left(\frac{G,v}{L}\right). \quad (2.15)$$

თუ ერთ შედგენილობაში მოძრავი ჭურჭლების რაოდენობას აღვნიშნავთ n -ით, ხოლო ერთი საათის განმავლობაში დანადგარის მიერ შესრულებულ ციკლების რაოდენობას $n_{ციკ}$ -ით, მაშინ ციკლური მოქმედების ტრანსპორტის საათობრივი მწარმოებლობა

$$Q = nGn_{\text{ცოკ}} \text{ ტ/სთ.} \quad (2.16)$$

თუ ჭურჭლის მოძრაობის გასაშუალოებულ სინქარედ როგორც დატვირთულ, ისე ცარიელი მიმართულებით მივიღებთ $v_{\text{საშ}}$ -ს ტოლს, მაშინ

$$n_{\text{ცოკ}} = \frac{3600}{\frac{2L}{v_{\text{საშ}}} + \Theta} = \frac{3600v_{\text{საშ}}}{2L + \Theta v_{\text{საშ}}}, \quad (2.17)$$

ხოლო მწარმოებლობა, ტ/სთ

$$Q = \frac{3,6v_{\text{საშ}}nG}{2L + \Theta v_{\text{საშ}}}. \quad (2.18)$$

მიღებული გამოსახულებით განისაზღვრება დანადგარის რაოდენობითი საათობრივი მწარმოებლობა. ხარისხობრივი მწარმოებლობის (ტ.კმ/სთ) დასადგენად კი საჭიროა ზიდვის მანძილის გათვალისწინება, ე.ი.

$$Q_{\text{ხარ}} = QL = \frac{3,6nGLv_{\text{საშ}}}{2L + \Theta v_{\text{საშ}}} \quad (\text{ტ.კმ/სთ})$$

3. ტვირთის გადაადგილებით გამოწვეული წინაღობები

ტვირთის ტრანსპორტირებისას ადგილი აქვს ე.წ. მოძრაობის წინააღობების წარმოშობას. ესენია:

ა) მოძრაობის ძირითადი წინააღობები და

ბ) მოძრაობის დამატებითი წინააღობები.

მოძრაობის ძირითად წინააღობებში შედის:

1. სატრანსპორტო დანადგარების ცალკეულ ელემენტებსა და ტვირთის თანმხლებ ზედაპირებს შორის ხახუნით გამოწვეული წინააღობა.

2. სატრანსპორტო დანადგარების ელემენტების ერთმანეთზე ხახუნით გამოწვეული წინააღობა.

დანადგარის კონსტრუქციული შესრულების მიხედვით, მოძრაობის ძირითადი წინააღობა შეიძლება წარმოდგენილი იყოს ზევით მოყვანილი, რომელიმე ერთ-ერთის, ან ნაკრების (მათი ჯამის) სახით.

ტვირთის (მოძრაობის) გადაადგილების ძირითად წინააღობას მიეკუთვნება აგრეთვე ჰაერის გარემოს წინააღობაც.

მოძრაობის დამატებით წინააღობებს მიეკუთვნება:

1. წინააღობა, გამოწვეული ტვირთის გადაადგილებით ვერტიკალური ან დახრილი მიმართულებით;

2. წინააღობა, გამოწვეული მოქნილი საწვევი ორგანოს ან მოძრავი შედგენილობის მოძრაობის მიმართულების შეცვლით;

3. წინააღობები, გამოწვეული გადასაადგილებელი მასების ინერციით.

3.1. მოძრაობის ძირითადი წინააღობები

3.1.1. მოძრაობის ძირითადი წინააღობის კოეფიციენტები და ძალები

ცნობილია, რომ ჰორიზონტალური მიმართულებით, ტვირთის გადაადგილების ძალა, მნიშვნელოვნად ნაკლებია ყოველთვის მის მასაზე.

თუ W -ით აღვნიშნავთ ძალას, რომელიც საჭიროა G კგ ტვირთის გადაადგილებისათვის, მაშინ ფარდობას

$$\frac{W}{G} = \omega$$

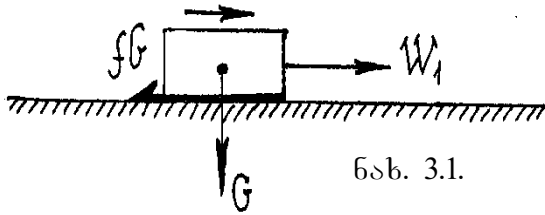
ეწოდება G ტვირთის გადაადგილების კუთრი წინააღობა, ან წინააღობის კოეფიციენტი, ხოლო W - სიდიდეს ჰორიზონტალური მიმართულებით ტვირთის გადაადგილების წინააღობის ძალა.

ტვირთის ჰორიზონტალური გადაადგილებისას წინაღობის ძალა

$$W = G\omega, \text{ კგ.}$$

მოძრაობის წინაღობის ω კოეფიციენტის რაობის დასადგენად განვიხილოთ ყველაზე გავრცელებული 3 შემთხვევა.

პირველი შემთხვევა (ნახ. 3.1) – მოძრაობის წინაღობის ძალა გამოწვეული ტვირთისა და გამყოლი ზედაპირებს შორის სრიალის ხახუნით.



ნახ. 3.1.

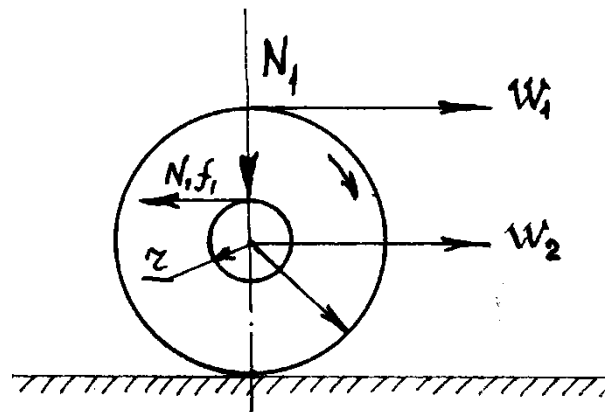
თუ G კგ მასის ტვირთს მოვდებთ მისი გადაადგილებისათვის საჭირო W_1 ძალას, მაშინ

$$W_1 = Gf_1, \text{ კგ}$$

სადაც f_1 არის სრიალის ხახუნის კოეფიციენტი. როდესაც ტვირთის გადაადგილება ჰორიზონტალურ გზაზე (სიბრტყეზე) წარმოებს სრიალით, მაშინ მოძრაობის წინაღობის ω კოეფიციენტი ხახუნის კოეფიციენტის f_1 ტოლია ე.ი. $\omega=0; \omega=f_1$.

მეორე შემთხვევა (ნახ. 3.2) – მოძრაობის წინაღობა გამოწვეული სავალთვლებიანი (სავალგორგოლაჭებიანი, საგორავეებიანი) სატრანსპორტო დანადგარებით ტვირთის გადაადგილებისას. ამ შემთხვევის ყველაზე უფრო დამახასიათებელი მაგალითია ვაგონტებიანი ტრანსპორტი. წრფივ ჰორიზონტალურ გზაზე ვაგონეტის მოძრაობის წინაღობა შედგება:

- ა) ვაგონეტის საკისრებში ხახუნის წინაღობისაგან (განიხილება სრიალის საკისარის შემთხვევა);
- ბ) ვაგონეტის თვლების რელსებზე მოძრაობის (გორვის) ხახუნის წინაღობისაგან;
- გ) თვლების ნაწიბურების რელსებზე ხახუნის წინაღობისაგან.



ნახ. 3.2.

ვაგონეტის საკისრებში ხახუნის წინაღობის განსაზღვრისათვის განვიხილოთ ერთ თვალზე მოქმედი ძალები და თვლის ბრუნვისას გამოწვეული წინაღობები.

დავუშვათ, თვლის ღერძზე მოქმედებს N_1 დატვირთვა; თუ თვალს დავაბრუნებთ W_1 ძალით ისრით ნაჩვენები მიმართულებით, მაშინ N_1 დატვირთვის გამო თვლის ღერძსა და საკისარს შორის წარმოიქმნება ხახუნის ძალა F_1 .

$$F_1 = N_1f_1, \text{ კგ}$$

f_1 სრიალის ხახუნის კოეფიციენტია ღერძსა და საკისარის სადების მოხახუნე ზედაპირებს შორის.

W_1 ძალის განსაზღვრისათვის საჭიროა დაწვეროთ მომენტების ტოლობა ბრუნვის ცენტრის მიმართ, ყველა ძალის დაგეგმარებით.

$$N_1 f_1 r - W_1 R = 0 \Rightarrow N_1 f_1 r = W_1 R, \quad (3.1)$$

სადაც r არის ღერძის რადიუსი; R კი – თვლის რადიუსი.

(3.1) ფორმულიდან

$$W_1 = \frac{N_1 f_1 r}{R}. \quad (3.2)$$

ახლა თუ განიხილავთ მთლიანად ვაგონეტს, მაშინ დატვირთვა N_1 წყვილა თვალზე ტოლი იქნება

$$N_1 = G + G_0 - g_0,$$

სადაც G არის ვაგონეტის ტვირთამწეობა (მარგი მასა)

G_0 - ვაგონეტის მკვდარი მასა;

g_0 - ორი წყვილა თვალის მასა.

g_0 , წყვილა თვლის მასის სიმცირის გამო შეიძლება უგულვებელყოთ. მაშინ (3.2) ფორმულა მიიღებს სახეს

$$W_1 = (G + G_0) f_1 \frac{r}{R}. \quad (3.3)$$

წინააღობის ძალა, გამოწვეულ თვლების რელსზე გორვის ხახუნით განისაზღვრება

$$W_2 = (G + G_0) f_2 \frac{1}{R}. \quad (3.3)$$

ჯამური წინააღობა, რომელიც ითვალისწინებს ზევით აღნიშნულ წინააღობებს

$$W = C(W_1 + W_2) = C \left[(G + G_0) \frac{f_1 r}{R} + (G + G_0) \frac{f_2}{R} \right] = C(G + G_0) \frac{f_1 r + f_2}{R}, \quad (3.4)$$

სადაც თუ აღვნიშნავთ, რომ

$$C \frac{f_1 r + f_2}{R} = C \frac{f_1 d + 2f_2}{D} = \omega; \quad (3.5)$$

მაშინ

$$W = \omega(G + G_0).$$

ამ გამოსახულებებში:

C არის კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს თვლის ნაწიბურების რელსზე ხახუნით ძალის ნაზრდს.

r და შესაბამისად d - ღერძი რადიუსი და დიამეტრი;

R და D კი – თვლის რადიუსი და დიამეტრი;

ω - ვაგონეტის მოძრაობის წინააღობის კოეფიციენტი.

ვაგონეტებში გორგოლაჭოვანი და ბურთულა საკისრების გამოყენების დროს ხახუნის ძალების მოქმედება მნიშვნელოვნად რთულდება და ვაგონეტის მოძრაობის წინააღობის ω კოეფიციენტის განსაზღვრისათვის ზემოთ მოყვანილი ფორმულების გამოყენება მეტისმეტად რთულდება. ამიტომ, ასეთ შემთხვევაში უპირატესობას ანიჭებენ ω კოეფიციენტის ექსპერიენტული ცდებით განსაზღვრას.

თუ გავაანალიზებთ (3.4) და (3.5) ფორმულას ნათლად დავინახავთ, რომ ვაგონეტის მოძრაობის ძირითადი წინააღობა პირდაპირპროპორციულ დამოკიდებულებაშია:

1. ვაგონეტის მასასთან;
2. საკისარის სრიალის ხახუნის კოეფიციენტის სიდიდესთან;
3. თვლების რელსებზე გორვის ხახუნის კოეფიციენტის სიდიდესთან;
4. თვლის ღერძის რადიუსთან.

და უკუპროპორციულია საგორავი თვლის რადიუსისა.

ზემოთ მოყვანილი დამოკიდებულებიდან შეიძლება გაკეთდეს იმის ანალიზი, თუ რომელი სიდიდეების რეგულირებით შეიძლება მოძრაობის პირობების გაუმჯობესება, ე. ი. მოძრაობის წინააღობის (ძალის) შემცირება.

რადიუსების სიდიდეთა რეგულირებით ამ საკითხის გადაწყვეტა ვერ მოხერხდება, რადგან ლილვის დიამეტრის გაანგარიშება ხდება სიმტკიცეზე, თვლის დიამეტრის გაზრდა კი გამოიწვევს ვაგონეტის გაბარიტული ზომების გაზრდას სიმაღლის მიმართულებით და ამავე დროს მისი მდგრადობის შემცირებას, რაც სამთო მრეწველობისათვის მიზანშეწონილი არ არის.

ამიტომ, ვაგონეტის მოძრაობის ძირითადი წინააღობის შემცირება შეიძლება მხოლოდ შემდეგი ორი გზით:

1. საკისრების კონსტრუქციების გაუმჯობესებით და მათი სისტემატური მოვლით (შეხეთვით და დროული ხარისხიანი რემონტის ჩატარებით).
2. ლიანდაგების სისტემატური წმენდით.

ვაგონეტის წინააღობის კოეფიციენტი რიცხობრივად წინააღობის კუთრი ძალის ტოლია და იზომება ნ/დკნ ან დკნ/დკნ ზოგ შემთხვევაში (მაგ. ლოკომოტივებით ტრანსპორტირებისას) დკნ/ტ. მაგ., წინააღობის კოეფიციენტი 0,006 კუთრი წინააღობის 6 დკნ/ტ-ის ეკვივალენტურია.

მესამე შემთხვევა (ნახ. 3.3) – მოძრაობის წინააღობა, გამოწვეული საყრდენ გორგოლაჭებიან საწევ ორგანოზე მოთავსებულ ტვირთის გადაადგილებით. ტრანსპორტის ამ სახეს ეკუთვნის ლენტური კონვეიერი. ამ შემთხვევისათვის ტვირთი მოთავსებულია ლენტზე, რომელიც თავის მხრივ ეყრდნობა გორგოლაჭებს.

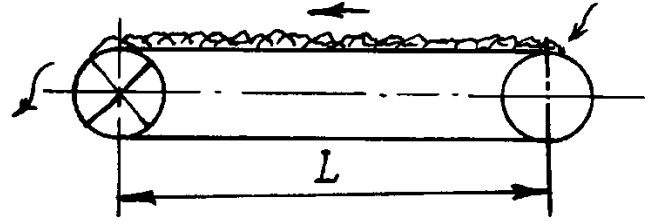
დატვირთულ შტოზე გორგოლაჭები განიცდიან დატვირთვას, რომელიც გამოწვეულია:

დატვირთულ შტოზე

1. კონვეიერის მარგი წრფივი

დატვირთვით,

2. ლენტის მასით,
3. საყრდენი გორგოლაჭების მბრუნავი ნაწილების მასით.



ნახ. 3.3

ცარიელ შტოზე კი:

1. ლენტის მასით და
2. საყრდენი გორგოლაჭების მბრუნავი ნაწილების მასით.

განვიხილოთ ჰორიზონტალური სატრანსპორტო დანადგარი – ლენტური კონვეიერი, რომლის სიგრძე წამყვანი და დამჭიმავი (ბოლო) თავის ღერძებს შორის არის L , მ; ლენტის გრძივი მეტრის მასა $q_{\text{ლ}}$ დკნ/მ, გრძივი დატვირთვა კონვეიერის მუშა შტოზე არის q დკნ/მ საყრდენი გორგოლაჭების მბრუნავი ნაწილების მასა კონვეიერის დატვირთულ შტოზე q'_δ დკნ/მ და q''_δ - ცარიელ შტოზე, მაშინ საყრდენი გორგოლაჭების საკისრებში ხახუნით გამოწვეული წინაღობა იქნება

$$W_{1\text{ღ}} = (q + q_{\text{ლ}} + q'_\delta)L \frac{f_1 d}{D_\delta}, \text{ დკნ,}$$

ხოლო დატვირთული ლენტის გორგოლაჭებზე გორვის ხახუნით გამოწვეული წინაღობა

$$W_{2\text{ღ}} = (q + q_{\text{ლ}})L \frac{2f_2}{D_\delta}, \text{ დკნ,}$$

დატვირთულ შტოზე ჯამური წინაღობა იქნება

$$W_{\text{ღ}} = W_{1\text{ღ}} + W_{2\text{ღ}} = (q + q_{\text{ლ}} + q'_\delta)L \frac{f_1 d}{D_\delta} + (q + q_{\text{ლ}})L \frac{2f_2}{D_\delta}, \text{ დკნ.}$$

პირველ შემთხვევაში განხილული მაგალითის საფუძველზე მოძრაობის კუთრი წინაღობა (ანუ მოძრაობის წინაღობის კოეფიციენტი) ლენტის დატვირთულ შტოსათვის არის

$$\omega_{\text{ღ}} = \frac{W_{\text{ღ}}}{(q + q_{\text{ლ}} + q'_\delta)L} = \frac{(q + q_{\text{ლ}} + q'_\delta)L \frac{f_1 d}{D_\delta} + (q + q_{\text{ლ}})L \frac{2f_2}{D_\delta}}{(q + q_{\text{ლ}} + q'_\delta)L} = f_1 \frac{d}{D_\delta} + \frac{(q + q_{\text{ლ}}) \frac{2f_2}{D_\delta}}{q + q_{\text{ლ}} + q'_\delta},$$

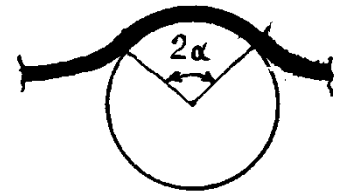
მიღებულ შედეგში სიდიდე

$$\frac{(q + q_{\text{ლ}})}{q + q_{\text{ლ}} + q'_\delta} < 1 .$$

მოძრაობის წინაღობის სიდიდის გარკვეული მარაგით მიღების მიზნით, აღნიშნული სიდიდე გავუტოლოთ ერთს. მაშინ დამატებითი C_1 წინაღობის

კოეფიციენტის გათვალისწინებით მივიღებთ II შემთხვევის (3.5) ფორმულის იდენტურ ფორმულას

$$\omega_{\phi} = C_1 \frac{f_1 d + 2f_2}{D_{\phi}}, \quad (3.5)$$



სადაც C_1 არის კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს მოძრაობის წინაღობის გადიდებას საყრდენი გორგოლაჭის ორივე მხარეზე ლენტის ჩაკიდულობით ანუ გორგოლაჭზე ლენტის 2α კუთხით შემოსხვევის შედეგად (იხ. ნახ. 3.4).

3.1.2. ჰაერის გარემოს წინაღობა

სატრანსპორტო დანადგარების მოძრაობის წინაღობის სიდიდეზე გავლენას ახდენს ჰაერის მასები.

მაღაროს სატრანსპორტო დანადგარებისათვის ჰაერის გარემოს გავლენა ჯერჯერობით დაუსაბუთებელია (მოძრაობის სიჩქარის სიმცირის გამო).

მოძრავი შედგენილობისათვის ჰაერის გარემოს წინაღობის საორიენტაციო სიდიდე კი შეიძლება განისაზღვროს ემპირიული ფორმულით

$$W_{\text{ჰ}} = 0,6F_{\phi} \left(\frac{v_{\text{სმ}}}{10} \right)^2, \text{ დკნ}$$

სადაც F_{ϕ} არის მოძრავი შემადგენლობისათვის (ვაგონეტის, ლოკომოტივის) ტორსული კედლის ფართობი მ²;

$v_{\text{სმ}}$ – მოძრავი შედგენილობის ჰაერის ჭავლის მიმართ მოძრაობის საათური სიჩქარე, კმ/სთ.

ჰაერის ჭავლის მიმართ თუ მატარებლის მოძრაობის სიჩქარეს ერთ წამში აღვნიშნავთ v მ/წმ-ით, მაშინ

$$v_{\text{სმ}} = \frac{3600v}{1000} = 3,6v \text{ კმ/სთ}$$

და

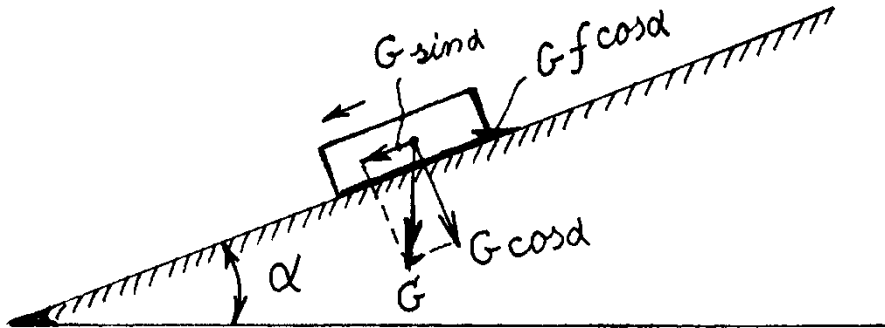
$$W_{\text{ჰ}} = 0,6F_{\phi} \left(\frac{v_{\text{სმ}}}{10} \right)^2 \approx 0,08F_{\phi} v^2, \text{ დკნ.}$$

3.2. მოძრაობის დამატებითი წინაღობები

3.2.1. ტვირთის ვერტიკალური ან დახრილი მიმართულებით გადაადგილებისას გამოწვეული წინაღობები

პირველი შემთხვევა (ნახ. 3.5) G კგ მასის ტვირთის სრიალით გადაადგილება რაიმე α კუთხით დახრილ ზედაპირზე. ამ შემთხვევაში G მასა იშლება ორ მდგენელად: სიბრტყის პარალელურ $G \sin \alpha$, რომელიც ხელს უწყობს ტვირთის

მოძრაობას დაღმართში და სიბრტყის ნორმალურ $G \cos \alpha$, რომელიც თავისი მოქმედებით წარმოშობს ტვირთის მოძრაობის წინააღმდეგობის ძალას, ე.ი. ტვირთსა და დახრილი სიბრტყის მოხახუნე ზედაპირებს შორის სრიალის ხახუნის ძალას, რომელიც თავისი სიდიდით ტოლია $G f \cos \alpha$ -ის.



ნახ. 3.5

დახრილ ზედაპირზე სრიალით მოძრავი ტვირთის წინააღმდეგობის ჯამური ძალა,

$$W = G f \cos \alpha \pm G \sin \alpha = G (f \cos \alpha \pm \sin \alpha), \text{ დენ .} \tag{3.6}$$

$G f \cos \alpha$ სიდიდე ყოველთვის აიღება დადებითი ნიშნით (რადგან ყოველთვის ერთი მიმართულებით მოქმედებს).

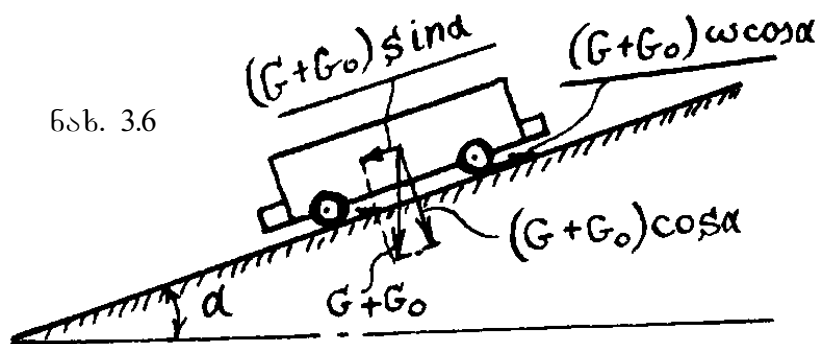
$G \sin \alpha$ სიდიდე დადებითი (+) აიღება ტვირთის აღმართში მოძრაობისას, ტვირთის დაღმართში მოძრაობისას კი $G \sin \alpha$ აიღება მინუს (-) ნიშნით.

ზემოთ მოყვანილ (3.6) ფორმულაში ჩაწერილი გვაქვს ორივე ნიშანი, რაც რეკომენდებულია ფორმულის ზოგადად ჩაწერისას.

მეორე შემთხვევა (ნახ. 3.6) – G კგ მასის ტვირთის გადაადგილება სავალთვლებიან (სავალგორგოლაჭებიან, საგორაკებიან) სატრანსპორტო დანადგარებით რაიმე α კუთხით დახრილ გზაზე. წინა შემთხვევის ანალოგიურად, დატვირთული ვაგონების $(G+G_0)$ კგ მასა იშლება ორ მდგენელად: $(G+G_0) \sin \alpha$, რომელიც სიბრტყის პარალელურია და ყოველთვის მიმართულია ქვევით. თუ ვაგონების გადაადგილება წარმოებს ზევიდან ქვევით, მაშინ ეს მდგენელი ხელს უწყობს მოძრაობას და აიღება (-) ნიშნით; თუ პირიქით ზიდვა აღმართშია, მაშინ იგი ეწინააღმდეგება მოძრაობას და აიღება (+) პლუს ნიშნით.

მეორე $(G+G_0) \cos \alpha$
 თავისი მოქმედებით
 წარმოშობს წინააღმდეგობის
 $(G+G_0) f \cos \alpha$ ძალას.

ნახ. 3.6



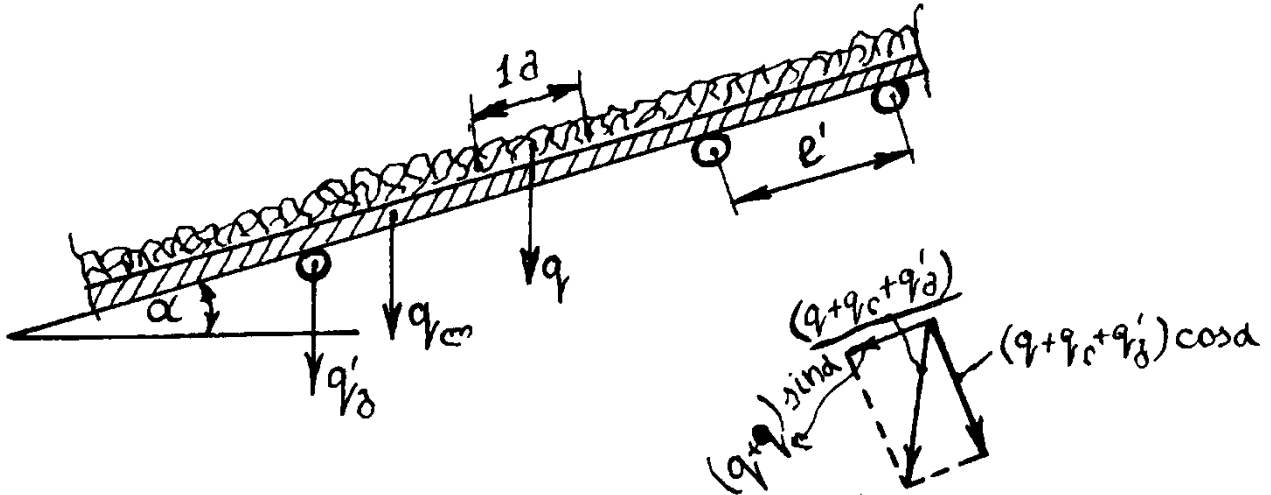
ამრიგად, დახრილ წრფივ გზაზე მოძრაობის ჯამური წინაღობა იქნება:

$$W_{\text{ღ}} = (G + G_0)\omega_{\text{ღ}}\cos\alpha \pm (G + G_0)\sin\alpha = (G + G_0)(\omega_{\text{ღ}}\cos\alpha \pm \sin\alpha), \text{ დკნ. (3.7)}$$

ცარიელი ვაგონების შემთხვევაში, როდესაც $G=0$.

$$W_{\text{ღ}} = G_0(\omega_{\text{ღ}}\cos\alpha \pm \sin\alpha), \text{ დკნ (3.8)}$$

მესამე შემთხვევა (ნახ. 3.7) – G კგ მასის ტვირთის გადაადგილება გორგოლაჭებზე დაყრდნობილი α კუთხით დახრილი, საწევი და ამავე დროს ტვირთშიდი ორგანოს საშუალებით (მაგალითად, ლენტური კონვეიერით).



ნახ. 3.7

თუ სატრანსპორტო დანადგარის დამჭიმავ და ამძრავ კვანძებს (სადგურებს) შორის მანძილი არის L , მ დანადგარის მარგი დატვირთვა q , დკნ/მ ლენტის გრძივი მეტრის მასა $q_{\text{ლ}}$, დკნ/მ, ხოლო საყრდენი გორგოლაჭების მბრუნავი ნაწილების მასა $q'_{\text{ბ}}$, დკნ/მ

მაშინ

$$W_{\text{ღ}} = (q + q_{\text{ლ}} + q'_{\text{ბ}})L\omega'\cos\alpha \pm (q + q_{\text{ლ}})L\sin\alpha, \text{ დკნ.}$$

კონვეიერის პორიზონტალური პროექცია აღვნიშნოთ $L_{\text{თ}}$ -ით, ხოლო ვერტიკალური პროექცია H -ით.

მაშინ შეგვიძლია დავწეროთ

$$W_{\text{ღ}} = (q + q_{\text{ლ}} + q'_{\text{ბ}})L_{\text{თ}}\omega' \pm (q + q_{\text{ლ}})H, \text{ დკნ. (3.9)}$$

ანალოგიურად შეგვიძლია განვსაზღვროთ სატრანსპორტო დანადგარის ცარიელი შტოს წინაღობის ძალა, ე. ი. როდესაც $q=0$.

$$W_{\text{ღ}} = (q_{\text{ლ}} + q'_{\text{ბ}})L_{\text{თ}}\omega' \pm q_{\text{ლ}}H, \text{ დკნ,}$$

სადაც $q''_{\text{ბ}}$ არის კონვეიერის ცარიელი შტოს საყრდენი გორგოლაჭების მბრუნავი ნაწილების მასა, მოსული დანადგარის ერთ გრძივ მეტრზე.

(3.9) ფორმულის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ მარჯვენა ნაწილის პირველი შესაკრები $(q + q_{\text{კ}} + q'_{\text{კ}})L_{\text{კ}}\omega'$ წარმოადგენს ლენტური კონვეიერის დატვირთული შტოს ძირითად წინაღობას (ანუ ჰორიზონტალური ლენტური კონვეიერის დატვირთული შტოს წინაღობას), ხოლო მეორე შესაკრები $(q + q_{\text{კ}})H$ არის დამატებითი წინაღობა, გამოწვეული ტვირთის H სიმაღლეზე აწევით.

3.2.2. საწევი ორგანოს ან მოძრავი შედგენილობის გადაადგილების მიმართულების შეცვლით გამოწვეული წინაღობა

საწევი ორგანოს მოძრაობის მიმართულების შეცვლას ადგილი აქვს ამძრავ და დამჭიმავ კვანძებზე, აგრეთვე სატრანსპორტო დანადგარების ჰორიზონტალურ ან ვერტიკალურ სიბრტყეში მრუდწრიულ უბნებზე (მრუდწრიული: ფირფიტოვანი ან ლენტური კონვეიერები და სხვა); განსახილველია მოქნილი საწევი ორგანოს (კონვეიერის ლენტის, ბაგირის ან ჯაჭვის) მოძრაობის წინაღობა, მათ მიერ სატრანსპორტო დანადგარების შემდეგი ელემენტების მოვლებისას.

- ა) ღერძის გარშემო მბრუნავი დოლის ან ბორბლის (ნახ. 3.8);
- ბ) ღერძის გარშემო მბრუნავი მრავალწახნაგა დოლის ან ვარსკვლავას (ნახ. 3.9);
- გ) უძრავი გლუვი სალტის (ნახ. 3.10);
- დ) სტაციონარული გორგოლაჭის ბატარეის (ნახ. 3.11).

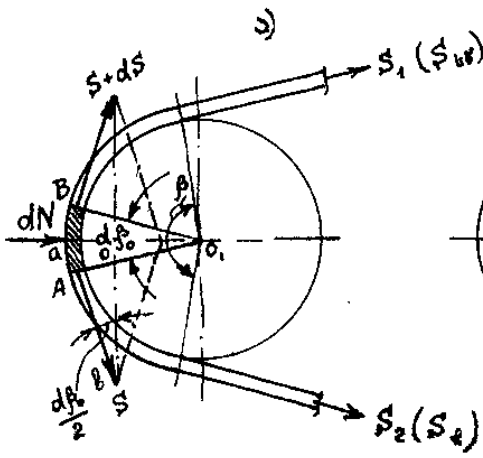
ა) მოქნილი საწევი ორგანოს დოლზე (ბორბლებზე) მოვლებისას წარმოიშვება დამატებითი წინაღობა, რომელიც გამოწვეულია: საწევი ორგანოს სიხისტით, დოლზე მოვლების გორგის ხახუნით და დოლის (ბორბლის) საკისრებში ხახუნით.

ბ) ჯაჭვური საწევი ორგანოს შემთხვევაში დამატებითი წინაღობა წარმოიშვება ჯაჭვის სახსრებში ჯაჭვის ელემენტებსა და ვარსკვლავას კბილებს შორის შემხები ზედაპირების ხახუნით და ვარსკვლავას საკისრებში.

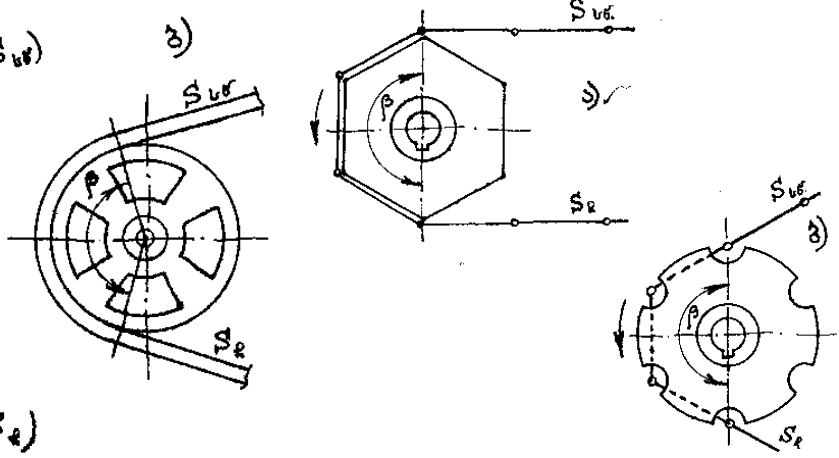
გ) (1) მოქნილი საწევი ორგანოს უძრავი გლუვი მიმმართველი სალტის მოვლებისას წარმოიშვება დამატებითი წინაღობა, გამოწვეული საწევი ორგანოს სიხისტით და მისი ხახუნით სალტეზე (ნახ. 3.10 ა,ბ).

დ) (2) როდესაც უძრავ გლუვ სალტეზე მოძრაობს ჯაჭვი, წარმოიშვება აგრეთვე დამატებითი წინაღობა, რომელიც გამოწვეულია ჯაჭვის სახსრებსა და მისი სალტეზე ხახუნით (ნახ. 3.10 გ).

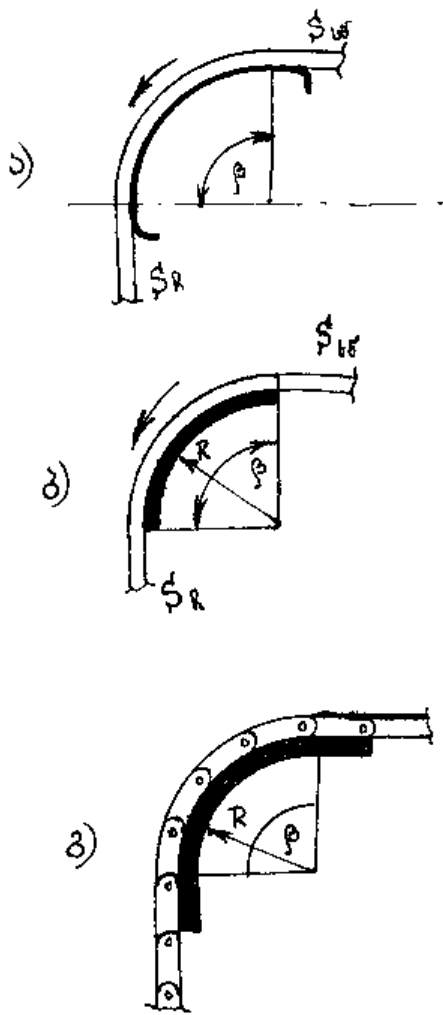
ე) მრუდწირულ უბნებზე გორგოლაჭების ბატარიის არსებობის შემთხვევაში წარმოიშევა დამატებითი წინაღობები: საწვევი ორგანოს სიხისტით, გორგოლაჭების მიმმართველზე გორვის ხახუნით და გორგოლაჭის საკისრებში ხახუნით (ნახ. 3.11. ა,ბ).



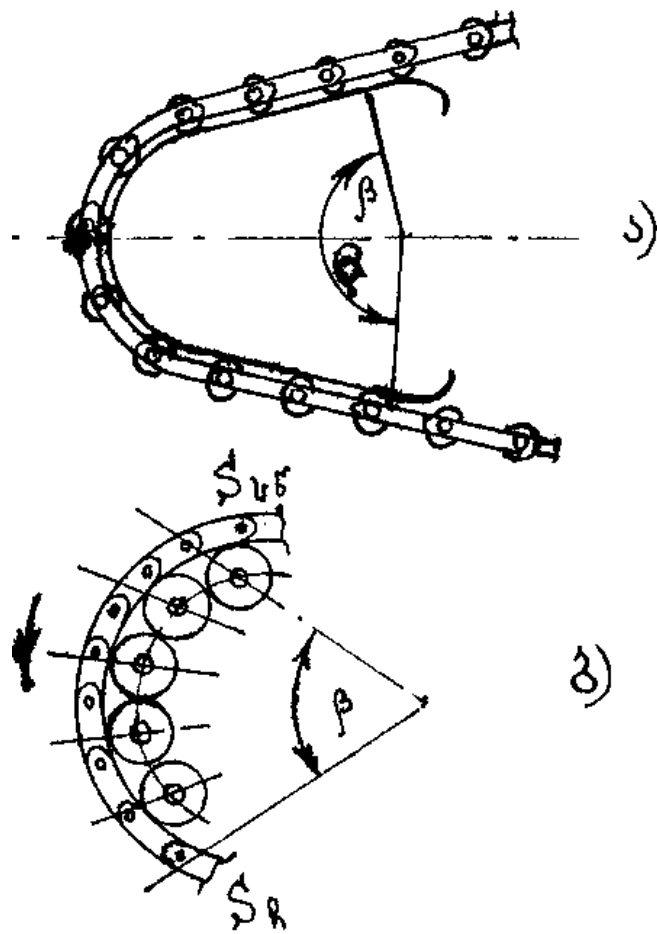
ნახ. 3.8



ნახ. 3.9



ნახ. 3.10



ნახ. 3.11

წამყვან ბორბალზე დამატებითი წინაღობის სიდიდე მიღებულია სწრაფობისა და ჩამოქანების შტოების დაჭიმულობის ჯამის 3...5 %-ის ტოლი:

$$W_{\text{add}} = K(S_{\text{სწ}} + S_{\beta}) = (0,03 \dots 0,05)(S_{\text{სწ}} + S_{\beta}).$$

საწვეი ორგანოს სწრაფობისა და ჩამოქანების შტოებს შორის დაჭიმულობათა დამოკიდებულების თეორია დაამუშავა და 1765 წელს გამოაქვეყნა წარმოშობით შვეიცარიელმა, პეტერბურგის მეცნიერებათა აკადემიის წევრმა ლეონარდ ეილერმა.

დავუშვათ, ძაფის AB ელემენტარული უბანი (ნახ. 3.8 ა), რომელიც მოეწვება უძრავ ბლოკს რაიმე $d\beta_0$ კუთხით, ძაფსა და ბლოკს შორის ხახუნის გამო წონასწორობაში იმყოფება; ძაფის ამ უბანზე მოქმედებს S და $S+dS$ ძალები. მათი მოქმედებით წარმოიშვება ნორმალური ძალა, რომელიც ზემოთ აღნიშნული ძალების ტოლქმედის ტოლია. dN ძალის მოქმედებით ძაფის ელემენტარულ უბანსა და ბლოკს შორის წარმოიშობა ხახუნის dT ძალა, რომლის სიდიდე შემდეგნაირად განისაზღვრება Δaob -დან

$$\frac{dN}{2} = S \sin \frac{d\beta_0}{2}$$

ან

$$dN = 2S \sin \frac{d\beta_0}{2}, \quad (3.9)$$

ხახუნის ძალა

$$dT = dN \cdot \mu = 2S \sin \frac{d\beta_0}{2} \cdot \mu, \quad (3.10)$$

სადაც μ არის ძაფისა და ბლოკის ზედაპირებს შორის ხახუნის კოეფიციენტი. რადგან $d\beta_0$ კუთხე მცირეა, ამიტომ შეგვიძლია პირდაპირ ჩავწეროთ,

$$dT = dS = S \mu d\beta_0 \quad \text{აქედან} \quad \frac{dS}{S} = \mu d\beta_0. \quad (3.11)$$

მიღებული გამოსახულება გავაინტეგრავთ ზღვრებში მოქმედი ძალებისათვის S_1 -დან S_2 -მდე, ხოლო შემოხვევის კუთხისათვის – 0-დან β -მდე

$$\int_{S_1}^{S_2} \frac{dS}{S} = \mu \int_0^{\beta} d\beta_0.$$

მივიღებთ

$$\frac{S_2}{S_1} \leq e^{\mu\beta}. \quad (3.12)$$

თუ ამძრავ და საწვევ ორგანოებს შორის სრიალს ადგილი არა აქვს, საწვევ ორგანოს სწრაფობისა და ჩამოქანების შტოების დაჭიმულობათა შეფარდება, ზემოთ მოყვანილი გამოსახულებიდან გამომდინარე, შეიძლება განისაზღვროს შემდეგი ფორმულით

$$\frac{S_{\text{სწ}}}{S_{\beta}} \leq e^{\mu\beta} \quad \text{საიდანაც} \quad S_{\text{სწ}} \leq S_{\beta} \cdot e^{\mu\beta}, \quad (3.13)$$

სადაც e ნეპერის რიცხვია მნიშვნელობით 2,7182818284; β - ამძრავზე ლენტის შემოხვევის კუთხე გამოსახული რადიანებში. β -ს გრადუსებში გადასაყვანად იყენებენ შემდეგ გამოსახულებას:

$$\beta = 2\pi \frac{\beta^\circ}{360^\circ}, \text{ რადიანი; აქედან } \beta^\circ = \frac{360^\circ \beta}{2\pi} = \frac{180^\circ \beta}{\pi} .$$

განვიხილოთ მრუდწირული მიმართველი სალტე. ცენტრალური კუთხე აღვნიშნოთ β -თი (რადიანი), მაშინ საწვეი ორგანოს სწრაფობისა და ჩამოქანების შტოების დაჭიმულობათა შორის დამოკიდებულება განისაზღვრება ეილერის ფორმულით

$$S_{\beta} = S_{\text{სწ}} \cdot e^{\mu\beta}$$

შენიშვნა. დანადგარის მიმართველი ელემენტის საწვეი ორგანოთი მოვლების შემთხვევაში ჩამოქანების შტოს დაჭიმულობა სწრაფობის შტოს დაჭიმულობაზე მეტია, მიმართველ ელემენტებზე წინაღობის ზრდის გამო, ამიტომ ფორმულაში $S_{\text{სწ}}$ და S_{β} სიდიდეებს ადგილები აქვთ შენაცვლებული.

სავალ გორგოლაჭებზე საწვეი ორგანოს მოძრაობის ან სტაციონარული გორგოლაჭების ბატარეაზე შემოვლის შემთხვევაში, ხახუნის μ კოეფიციენტის ნაცვლად მივიღებთ წინაღობის ω (მრუდწირულ) კოეფიციენტს და ფორმულას ექნება სახე:

$$S_{\beta} = S_{\text{სწ}} e^{\omega\beta} .$$

მრუდწირულ უბანზე საწვეი ორგანოს მოძრაობის წინაღობის ძალის სიდიდე

$$W_{\beta} = S_{\beta} - S_{\text{სწ}} = S_{\text{სწ}} e^{\mu\beta} - S_{\text{სწ}} = S_{\text{სწ}} (e^{\mu\beta} - 1) \text{ ან } W_{\beta} = S_{\text{სწ}} (e^{\omega\beta} - 1).$$

4. საწევორგანოებიანი სატრანსპორტო დანადგარები

საწევორგანოებიანი სატრანსპორტო დანადგარების გაანგარიშებისათვის საჭიროა განვიხილოთ ამ ტიპის დანადგარების სპეციფიკური საკითხები, რომელთაც მიეკუთვნება:

1. წვეის ძაღვის გადაცემა საწვეი ორგანოს საშუალებით და საწვეი ორგანოს დაჭიმულობა;
2. ამძრავის ადგილმდებარეობის დადგენა და საწვეი ორგანოს უმცირესი დაჭიმულობის წერტილის მოძებნა (განვიხილავთ ლენტური კონვეიერების შესწავლის დროს).

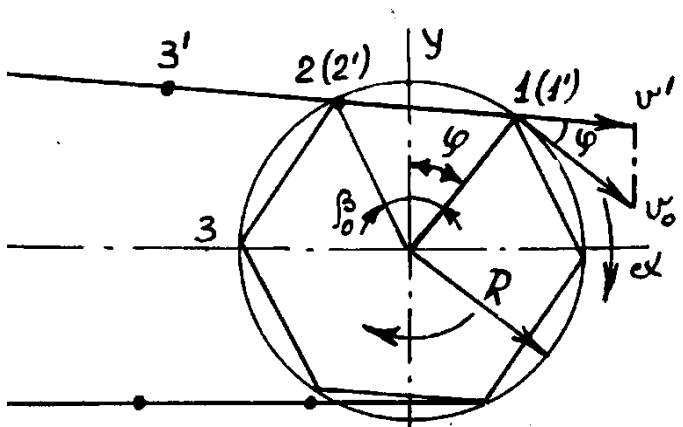
4.1. წვეის ძაღვის გადაცემა საწვეი ორგანოს საშუალებით

წვეის ძაღვის გადაცემა საწვეი ორგანოს საშუალებით შეიძლება წარმოებდეს: მოდებით, ხახუნით ან კომბინირებული მეთოდით (ხახუნით და მოდებით ერთდროულად). განვიხილოთ წვეის ძაღვის გადაცემა მოდებით.

4.1.1. წვეის ძაღვის გადაცემა მოდებით (ნახ. 4.1) ხორციელდება ამძრავ კბილა მუშტა ბლოკს (კბილანა ბლოკს), ან ბრტყელწახნაგა ბლოკსა (კბილების ან ბრტყელი წახნაგების რიცხვი 4-6 ან მეტია) და საწვე ორგანოს შორის.

ამძრავი ორგანოს ბრუნვის დროს მისი კბილები იტაცებს ჯაჭვს სახსარზე მოდებით და გადაადგილებს მას ერთ რგოლზე, რომელიც კბილანა ბლოკის მობრუნების ცენტრალურ β_0 კუთხეს შეესაბამება. ბლოკის წრეწირის რადიუსი აღვნიშნოთ R -ით; ბლოკის $O1$ რადიუსსა და OY ღერძს შორის კუთხე φ - φ_1 (გრადუსი). წრფივი სიჩქარე მსახველ წრესაზზე v_0 , მ/წმ-ით, ბლოკის კუთხური სიჩქარე ω , მ²წმ⁻¹-ით.

ამძრავიდან ჯაჭვზე მოძრაობის გადაცემა გარკვეულ რთულ კანონს ექვემდებარება, მაგრამ პრაქტიკული მიზნებისათვის შეიძლება დავუშვათ, რომ ჯაჭვს აქვს გადატანითი მოძრაობა, მაშინ მისი სიჩქარე:



ნახ. 4.1

$$v' = v_0 \cos \varphi = R \omega \cos \varphi . \tag{4.1}$$

როდესაც კუთხე $\varphi=0$, ჯაჭვის მოძრაობა მიადწევს უდიდეს მნიშვნელობას, ე.ი.

$$v'_{max} = v_0 ,$$

ხოლო $\varphi = \frac{\beta_0}{2}$ ან $\varphi = -\frac{\beta_0}{2}$ კუთხისას მოძრაობის სიჩქარე იქნება უმცირესი ე.ი.

$$v'_{min} = \omega_0 R \cos \frac{\beta_0}{2} . \tag{4.2}$$

მაშასადამე, ჯაჭვის მოძრაობა არის პულსირებული, პულსაციის t_0 პერიოდით. ნახაზზე (4.2) მოცემული გვაქვს ჯაჭვის მოძრაობის სიჩქარის და აჩქარების დიაგრამები. ჯაჭვის აჩქარება:

$$\alpha = \frac{dv'}{dt_0} = \frac{d(R\omega_0 \cos \varphi)}{dt_0} = -R\omega_0 \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt_0} ; \text{მ/წმ}^2 \tag{4.3}$$

მაგრამ

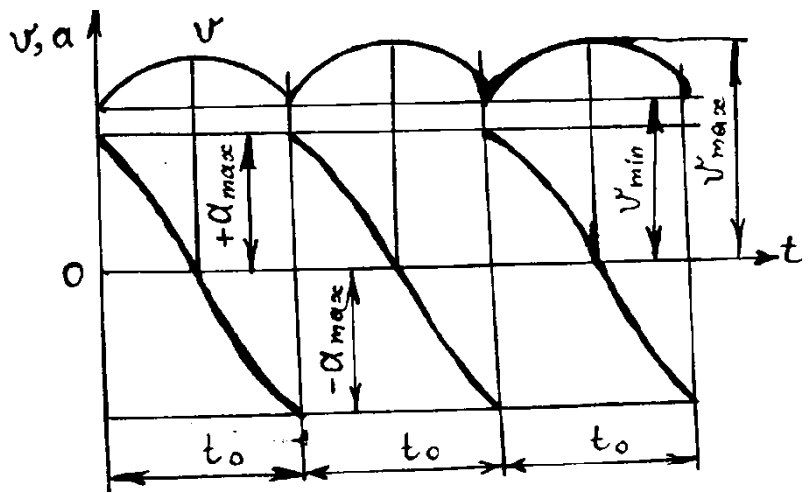
$$\frac{d\varphi}{dt_0} = \omega_0$$

ე.ი. $\alpha = -R\omega_0^2 \sin \varphi ; \text{მ/წმ}^2. \tag{4.4}$

α - აჩქარების მაქსიმალურ

სიდიდეს $\varphi = \frac{\beta_0}{2}$ ან $\varphi = -\frac{\beta_0}{2}$ კუთხეების მნიშვნელობებისას აღწევს ე.ი

$$\alpha_{max} = \pm R\omega_0^2 \sin \frac{\beta_0}{2} ; \text{მ/წმ}^2. \tag{4.5}$$



ნახ. 4.2

4.1.2 წვევის ძალების გადაცემა ხახუნით

განხილული მასალის თანახმად, თუ ამძრავსა და საწვევ ორგანოს შორის ბუქსაობას ადგილი არა აქვს, მაშინ:

$$\frac{S_{სწ}}{S_{წ}} = e^{\mu\beta}, \text{ საიდანაც } S_{სწ} = S_{წ} e^{\mu\beta} . \tag{4.6}$$

სწრაფობის შტოს მაქსიმალურ შესაძლო მნიშვნელობასა და ჩამოქანების შტოს დაჭიმულობათა სხვაობა გამოსახავს, გადასაცემი წვევის ძალის უდიდეს შესაძლო მნიშვნელობას და

$$W_{\delta max} \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\beta}}\right) = S_{სწ max} \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta}} ; \tag{4.7}$$

საიდანაც

$$S_{სწ max} = \frac{W_{\delta max} e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1} .$$

ამგვარად, ამძრავი დოლის სწრაფობის წერტილის დაჭიმულობის მაქსიმალური მნიშვნელობა დამოკიდებულია დოლზე ტვირთმზიდი და მწვევი

ლენტის ჩაჭიდების კოეფიციენტზე μ და დოლზე საკონვეიერო ლენტის შემთხვევის β კუთხეზე $e^{\mu\beta}$ -ს დოლის წვეის ფაქტორი ეწოდება.

4.2. ლენტური კონვეიერის ამძრავის თეორია

საწვეი ორგანოს დაჭიმულობა (იხ. ნახ. 4.3. ეპიურა).

ლენტური კონვეიერის ამძრავის გაუმჯობესება ცნობილი საშუალებებით დაკავშირებულია მოქნილი სხეულების ხახუნის თეორიის მიღწევებთან.

მოქნილი ტანის ხახუნის ძირითადი კანონი დადგენილი იყო XVII საუკუნის შუა ხანებში, პეტერბურგის მეცნიერებათა აკადემიის წევრის ლეონარდ ეილერის მიერ. 1765 წელს გამოქვეყნებულ შრომებში, რომელიც მიეძღვნა მოქნილი უწონადო – უჭიმადი ძაფების უძრავ ცილინდრზე წონასწორობის პირობის განხილვას, ეილერი გამოხატავს ზღვრულად დასაშვები სიდიდის სახით ერთი შტოს მეორის მიმართ უდიდეს დაჭიმულობას.

$$S_{სწ} \leq S_{წ} \cdot e^{\omega\beta}, \quad (4.8)$$

სადაც e ნატურალური ლოგარითმების ფუნქცია.

უდიდესი, გადაცემული მწვეი ძალა ტოლია სწრაფობის შტოს უდიდესი დაჭიმულობის სხვაობისა ჩამოქანების შტოს დაჭიმულობასთან

$$W_{0max} = S_{სწmax} - S_{წ} = S_{წ}(e^{\mu\beta} - 1) = S_{სწmax} \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta}}; \quad (4.9)$$

საიდანაც

$$S_{სწmax} = \frac{W_{0max} e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1}. \quad (4.10)$$

ძნელი არაა იმის დანახვა, რომ μ და β -ს, და შესაბამისად, $e^{\mu\beta}$ -ს გადიდებით, მუდმივი წვეის ძალებისათვის მცირდება სწრაფობისა და ჩამოქანების შტოების დაჭიმულობები. კონტურში $S_{სწ}$ წარმოადგენს დანადგარში ყველაზე მეტად დაჭიმულ შტოს, რომელზეც ხდება მწვეი ორგანოს მტკიცე ზომების გაანგარიშება; ამიტომ, ამ სიდიდის შემცირებას არსებითი პრაქტიკული მნიშვნელობა აქვს.

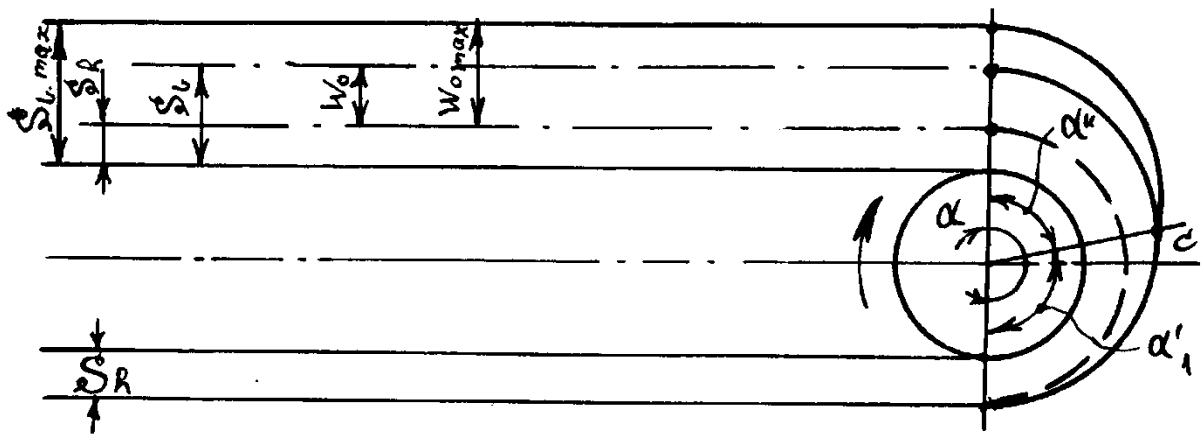
ასრიალების გამოვლინების კვლევისას, პროფესორმა ნ.პ. პეტროვმა 1893 წელს გამოაქვეყნა სტატია. ამ სტატიაში პირველად იყო შეტანილი „ხახუნის რკალი“-ს შესახებ ცნება, რომელზედაც ხდება ასრიალებაც და წვეის ძალის გადაცემაც და „სიმშვიდის რკალი“, რომელზედაც არც წვეის ძალების გადაცემა ხდება და არც ასრიალება. ამავე 1893 წელს რუსმა მეცნიერმა ნიკოლოზ ჟუკოვსკიმ პოლიტექნიკურ საზოგადოებაში გააკეთა მოხსენება „ღველების შკივებზე სრიალის შესახებ“, რომლითაც საბოლოოდ დადგინდა მოქნილ საწვევ ორგანოებზე ამძრავი

ძალების გადაცემის კანონი. მან როგორც ექსპერიმენტული, ასევე თეორიული გზით აჩვენა, რომ ნამდვილად არსებობს „სრიალისა“ და „სიმჭიდის“ რკალები.

ამ თეორიამ მიიღო კიდევ ერთი ექსპერიმენტული მხარდაჭერა ოსცილოგრაფიული ჩანაწერების გზით. ეს ჩანაწერები გაკეთდა მოსკოვის სამთო ინსტიტუტის, მაღაროს ტრანსპორტის ლაბორატორიის მოწყობილობებზე სპეციალური გადამწოდის საშუალებით.

„სრიალისა“ და „სიმჭიდის“ რკალების შესაბამისი სიდიდეების საზღვარს, ე.წ. დოლებზე „ხახუნის ძალების მარაგი“ ეწოდება, რომლის განსაზღვრის წესსაც ჩვენ განვიხილავთ ქვევით.

როგორც აღვნიშნეთ, ლენტის დაჭიმულობის შეცვლა, ხორციელდება დოლზე სწრაფობის წერტილიდან ჩამოქანების წერტილამდე (იხ. ნახაზი 4.3)



ნახ. 4.3.

დაჭიმულობის სიდიდე $S_{L\varphi}$, რომელიც α'_1 კუთხით განსაზღვრულ ნებისმიერ შუალედ წერტილში წარმოიშვება, შეგვიძლია ვიპოვოთ გამოსახულებით

$$S_{L\varphi} = S_L \cdot e^{\mu\alpha'_1}. \quad (4.11)$$

კვლევის შედეგად მიღებულია აგრეთვე, რომ თუ

$$\alpha_{\text{შს}} = \alpha'' = 0,2\alpha, \quad (4.12)$$

მაშინ ამძრავი მუშაობს მარაგით და ბუქსაობის გარეშე.

ამძრავის პარამეტრების ურთიერთდაკავშირებისა და საკითხის კომპლექსური გადაწყვეტის მიზნით ჩატარებულმა კვლევებმა უჩვენა, რომ თუ

$$\alpha_{\text{შს}} = \frac{40h}{D}, \quad (4.13)$$

მაშინ ამძრავის „ხახუნის ძალების მარაგი“ შეესატყვისება ზემოთ აღნიშნულს.

გამოსახულებებში $\alpha_{\text{შს}} = \alpha''$ შედარებითი სიმჭიდის რკალია და განლაგებულია სწრაფობის წერტილის მახლობლად (იხ. ნახაზი 4.3). h ლენტის სისქეა, მმ, ხოლო D დოლის დიამეტრია, მმ.

ამგვარად, თუ მივიღებთ, რომ დოლზე ლენტის მაქსიმალური შემოხვევის გეომეტრიული კუთხეა α და გავითვალისწინებთ, რომ წვევის ძალების რეალიზაცია ხდება $\alpha_{\text{ღს}} = \alpha'_1$ დრეკადი სრიალის რეალზე, მაშინ ლენტის ნომინალური დაჭიმულობა დოლზე ლენტის სწრაფობის წერტილში

$$S_{\text{სწ}} = S_{\text{ფ}} \cdot e^{\mu\alpha_{\text{ღს}}} = S_{\text{ფ}} \cdot e^{\mu(\alpha - \alpha_{\text{მ}})} = S_{\text{ფ}} \cdot e^{\mu(\alpha - 40\frac{h}{D})},$$

ხოლო შესაბამისი წვევის ძალები, რომლის რეალიზაცია ხდება D , მმ დოლის შემოხვევაში h , მმ სისქის ლენტზე სათანადო $S_{\text{ფ}}$ განისაზღვრება

$$F = S_{\text{ფ}} \left(e^{\mu(\alpha - 40\frac{h}{D})} - 1 \right), \quad (4.14)$$

რაც პრაქტიკული მნიშვნელობის საანგარიშოდ სრულიად მისაღებია.

4.3. სატრანსპორტო დანადგარის ძრავის სიმძლავრე

ძრავის სიმძლავრე განისაზღვრება დანადგარის ძრავურ ან გენერატორულ რეჟიმზე მუშაობისათვის.

ძრავური რეჟიმისათვის:

$$N = \frac{Fv}{75\eta} ; \text{ ცხ.ძ} \quad \text{ან} \quad N = \frac{Fv}{102\eta} ; \text{ კვტ}$$

მწარმოებლობისა და ზიდვის მანძილის მიხედვით

$L_{\text{თ}}$ გზაზე ტრანსპორტირებისას

$$N_1 = \frac{(Q+Q_{\text{თ}})L_{\text{თ}}\omega}{3,6 \cdot 75\eta} = \frac{Q_1 L_{\text{თ}} \omega}{270\eta} ; \text{ ცხ.ძ} \quad \text{ან} \quad N_1 = \frac{(Q+Q_{\text{თ}})L_{\text{თ}}\omega}{3,6 \cdot 102\eta} = \frac{Q_1 L_{\text{თ}} \omega}{367\eta} ; \text{ კვტ}$$

ტვირთის H სიმაღლეზე აწვევისათვის კი

$$N_2 = \frac{1000(Q+Q_{\text{თ}})H}{3600 \cdot 75\eta} = \frac{Q_1 H}{270\eta} ; \text{ ცხ.ძ} \quad \text{ან} \quad N_2 = \frac{1000(Q+Q_{\text{თ}})H}{3600 \cdot 102\eta} = \frac{Q_1 H}{367\eta} ; \text{ კვტ}$$

ჯამური სიმძლავრე

$$N = N_1 + N_2 = \frac{Q_1 L_{\text{თ}} \omega}{270\eta} \pm \frac{Q_1 H}{270\eta} ; \text{ ცხ.ძ} \quad \text{ან} \quad N = N_1 + N_2 = \frac{Q_1 L_{\text{თ}} \omega}{367\eta} \pm \frac{Q_1 H}{367\eta} ; \text{ კვტ}$$

გენერატორული რეჟიმისათვის:

სიმძლავრის ანგარიშისას, დანადგარის მქკ - η ყველა ზემოთ მოყვანილ გამოსახულებაში მნიშვნელიდან გადაადგილდება მრიცხველში, ასე მაგ:

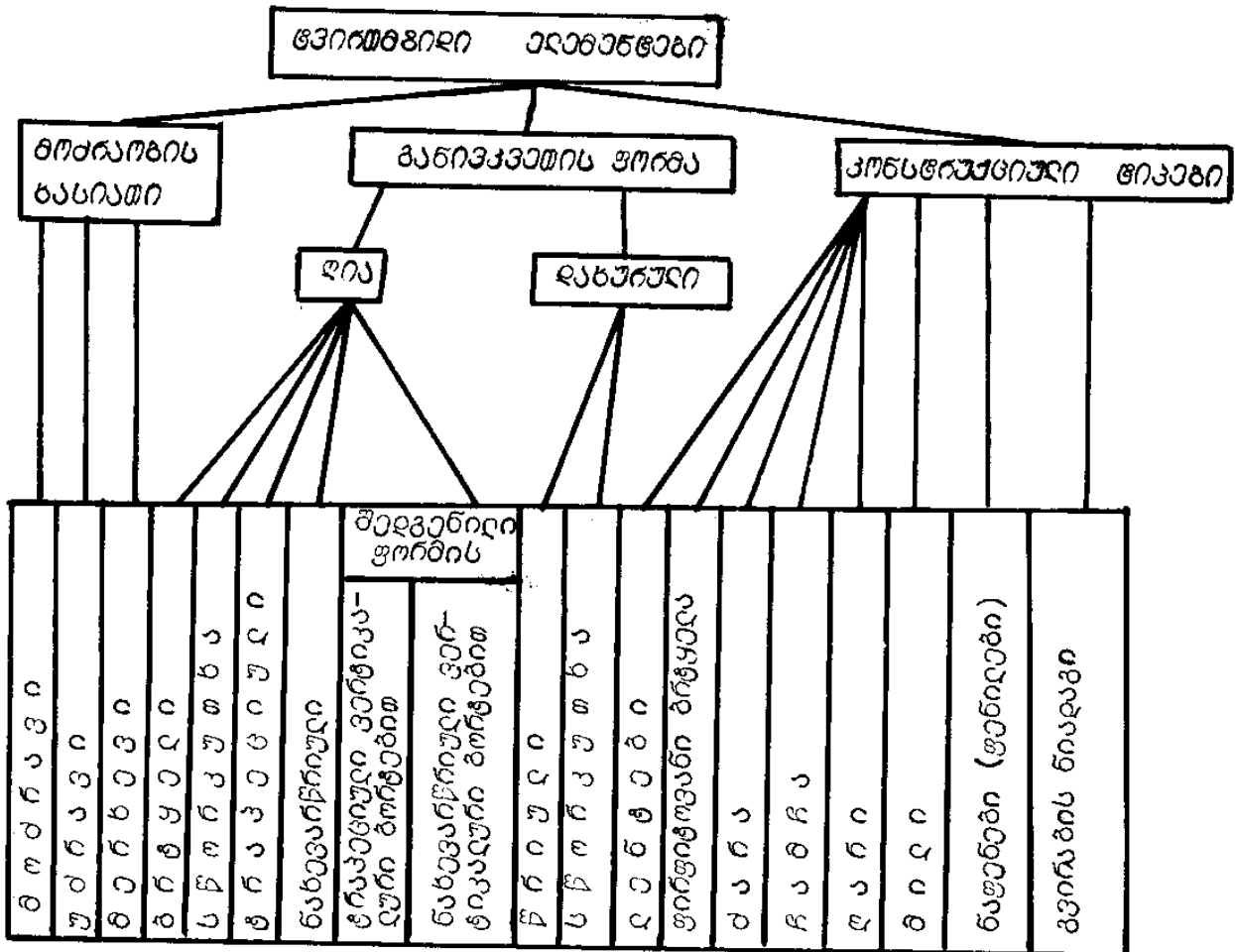
$$N = \frac{Fv\eta}{75} ; \text{ ცხ.ძ} \quad \text{ან} \quad N = \frac{Fv\eta}{102} ; \text{ კვტ} \quad \text{და ა. შ.}$$

5. ტვირთმზიდი ელემენტების თეორია

5.1. ზოგადი ცნობები ტვირთმზიდ ელემენტებზე და მათი კლასიფიკაცია

სატრანსპორტო მანქანებისა და დანადგარების ტვირთმზიდი ელემენტების დანიშნულებაა სატრანსპორტო ტვირთების შეკავება და მათი მოძრაობის მიმართულების განსაზღვრა. ზოგიერთ სატრანსპორტო მანქანაში კი ამ უკანასკნელის საშუალებით ხორციელდება ტვირთის წვევაც (მაგ., ლენტით – ლენტურ კონვეიერებში; ღარით – მერხევ, მოქანავე, ვიბრაციულ კონვეიერებში და ა.შ.).

ტვირთმზიდი ელემენტები უნდა უზრუნველყოფდნენ მინიმალური ზომებითა და მასით სატრანსპორტო მანქანების მაქსიმალურ მწარმოებლობას, დატვირთვა-განტვირთვის ოპერაციების მოხერხებულობას, საჭირო სიმტკიცეს, ცვეთამდეგობას და აკმაყოფილებდნენ მანქანების კვანძებზე ზოგად მოთხოვნებს.



ტვირთმზიდი ელემენტები (ტე) იყოფა:

- ა) მოძრაობის ხასიათის მიხედვით: მოძრაგად – როდესაც ტე გადაადგილდება ტვირთთან ერთად (საკონვეიერო ლენტი, ვაგონების ან ავტომანქანის ძარა, ელევატორისა და სკრეპერის ჩამჩა, სკიპი და ა.შ.); უძრაგად – როდესაც ტვირთის მიმართ ტე ასრულებს წინსვლით-უკუსვლით მოძრაობას,

ბიძგების საშუალებით გადასცემს მას წვევის ძალებს და მიმართავს მის მოძრაობას სივრცეში მათთან გადაადგილების გარეშე (ვიბრაციული და მერხვეი კონვეიერებისა და მკვებავების ტვირთმზიდი ელემენტები).

- ბ) განიკვეთის ფორმის მიხედვით: **ღია** – ბრტყელი, სწორკუთხა, ტრაპეციული, ნახევრად წრიული და შედგენილი (ტრაპეციული და ნახევრად წრიული-საგან შედგენილი) ფორმისა; **დახურული** – მილები, დახურული ღარები.
- გ) კონსტრუქციული ნიშნების მიხედვით: ლენტებად, ძარებად, ღარებად, მილებად, საფენებად (ფენილებად), ფირფიტოვან ბრტყელად.

5.2. ტვირთმზიდი ელემენტების (ტე) ოპტიმალური პარამეტრები და მათი დადგენის მეთოდოლოგია

ტე-ის ოპტიმალური პარამეტრები ეწოდება P პერიმეტრის, B სიგანის, H საერთო სიმაღლის, δ ბორტის დახრის კუთხისა და დახრილი l სიმაღლის ან სიმრუდის R რადიუსის და კვეთის თაღის გახსნის (გაშლის) φ კუთხის ისეთ ურთიერთთანაფარდობას, რომლის დროსაც მასალის კვეთი და შესაბამისად სატრანსპორტო დანადგარის მწარმოებლობა იქნება მაქსიმალური.

უდიდესი პრაქტიკული მნიშვნელობა აქვს ოპტიმალური პარამეტრების დადგენას, ვინაიდან მათი გათვალისწინებით დამზადებული ტვირთმზიდი ელემენტები მასალების გადახარჯვის გარეშე მნიშვნელოვნად ზრდის სატრანსპორტო დანადგარის მწარმოებლობას.

სატრანსპორტო მანქანებზე წაყენებული მოთხოვნების შესაბამისად შეიქმნა და ექსპლუატაციაშია ზემოთ მოყვანილი რვა ფორმის ტე. განსახილველი საკითხის მიზანია თითოეული ფორმისათვის ოპტიმალური გეომეტრიული პარამეტრებისა და ზოგადად ტე-ის ოპტიმალური ფორმის დადგენა. ამისათვის საჭიროა მოიძებნოს

$$\Omega_{\sigma} = \varphi(P, B, H, \dots).$$

ფუნქციის მაქსიმალური და შესაბამისად, პერიმეტრის $P = const$ შემთხვევისათვის განისაზღვროს პერიმეტრითვე (P) გამოსახული ტე-ეს დანარჩენი ცვლადების (B სიგანე, H სიმაღლე და ა.შ.) ოპტიმალური პირობები.

Ω_{σ} არის ტე-ზე ტვირთის განიკვეთის თეორიული ფართობი.

სხვადასხვა ფორმის ტე-ის ურთიერთშედარებისათვის შემოგვაქვს განიკვეთის კუთრი ფართობის ცნება

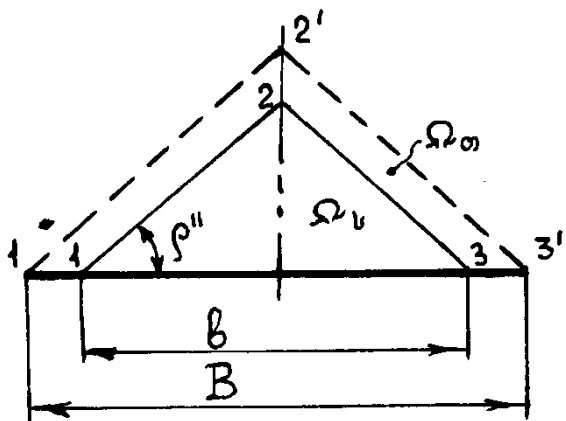
$$f_{\text{კვ}} = \frac{\Omega}{P^2}, \quad (5.1)$$

რომლის მნიშვნელობათა ცოდნა საშუალებას გვაძლევს განსაზღვროთ შესაბამისი ფორმის ტე, მასზე სატრანსპორტო ტვირთის განიკვეთის თეორიული ფართობი და შესაბამისად უპირატესი მწარმოებლობა, ჭეშმარიტი ზომების დადგენის გარეშე, ამასთან მოვახდინოთ სხვადასხვა ფორმის ტე-ის ურთიერთშედარება.

5.3. ბრტყელი ტე

ბრტყელ ტე-ს მიეკუთვნება: ერთ საყრდენ გორგოლაჭზე განლაგებული საკონვეიერო ლენტი, ფირფიტოვანი ბრტყელა. ბრტყელი ტვირთმზიდი ელემენტის მქონე საკონვეიერო დანადგარების მაღალი მწარმოებლობა, სხვა თანაბარი პირობებისათვის დამოკიდებულია სიგანესა და ლენტის ტვირთით შევსების შესაძლებლობაზე.

ბრტყელ უბორტებო ტე-ზე ტვირთის განიკვეთის რეალური ფორმა გაურკვეველია, ვინაიდან იგი დამოკიდებულია სატრანსპორტო ტვირთების ფიზიკურ-მექანიკურ და სხვა თვისებებზე; მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს დატვირთვის წესი, მოძრაობის სიჩქარე, დანადგარის დახრის კუთხე და სხვა ფაქტორები.



ნახ. 5.2

ყოველივე ზემოთ თქმულის გამო, ტვირთის განიკვეთის ფორმად პირობითად მიღებულია ტოლფერდა სამკუთხედი (ნახ. 5.2) b ფუძით და დაფუძნების ρ'' კუთხით, რომელიც ნაყარი მოძრავი ტვირთის ბუნებრივი ფერდოს კუთხის ტოლია. b საანგარიშო სიგანის სახელწოდებითაა ცნობილი.

$\Delta 123$ ფარდობს ეწოდება საანგარიშო და განისაზღვრება ფორმულით

$$\Omega_m = b \frac{b \operatorname{tg} \rho''}{2} = \frac{b^2 \operatorname{tg} \rho''}{4} \tag{5.2}$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ ლენტის მთლიანი B სიგანის მხოლოდ გარკვეული b , ე.წ. საანგარიშო სიგანეა გამოყენებული, მაშინ

$$C = \frac{b}{B} \leq (0,8 \dots 0,9)$$

ფარდობას შეიძლება ვუწოდოთ ტე-ს სიგანის გამოყენების კოეფიციენტი და (5.2) ფორმულა შეიძლება ჩავწეროთ ასეც:

$$\Omega_m = \frac{B^2 C^2 \operatorname{tg} \rho''}{4} \tag{5.3}$$

$\Delta 1'2'3'$ ფართობს ეწოდება თეორიული და გამოითვლება ფორმულით

$$\Omega_{\sigma} = B \frac{B \operatorname{tg} \rho''}{2} = \frac{B^2 \operatorname{tg} \rho''}{4}. \quad (5.2)$$

ცნობილია, რომ უწყვეტი მოქმედების სატრანსპორტო დანადგარების მწარმოებლობაა $Q=3600\Omega\gamma$, ხოლო გრძივი სიმკვრივე $q=1000\Omega\gamma$, მაშინ (5.3)-სა და (5.4)-ის გათვალისწინებით შეიძლება ჩავწეროთ, რომ

$$Q_b = 3600 \frac{b^2 \operatorname{tg} \rho''}{4} \gamma v = 900c^2 B^2 \gamma \operatorname{tg} \rho'', \quad (5.5)$$

ხოლო

$$Q_b = 3600 \frac{B^2 \operatorname{tg} \rho''}{4} \gamma v = 900B^2 \gamma \operatorname{tg} \rho''. \quad (5.6)$$

მოცემული (5.4) და (5.5) გამოსახულებებიდან ჩანს, რომ საანგარიშო მწარმოებლობა $\frac{1}{c^2}$ -ჯერ ნაკლებია თეორიულ მწარმოებლობაზე.

თუ აღვნიშნავთ $C_b=900c^2 \operatorname{tg} \rho''$ და ვუწოდებთ მწარმოებლობის კოეფიციენტს, მაშინ

$$Q_b = c_b B^2 \gamma. \quad (5.7)$$

მწარმოებლობის კოეფიციენტის სიდიდე (ca) დამოკიდებულია ტვირთშიდი ორგანოს სიგანის (C) გამოყენების კოეფიციენტსა და მოძრავი ტვირთის ბუნებრივი ფერდოს (ρ'') კუთხეზე; ამასთან, თუ გავითვალისწინებთ C-ს გასაშუალოებულ მნიშვნელობას ($C=0,85$), მაშინ $ca=650 \operatorname{tg} \rho''$ -სა და სხვადასხვა ρ'' -თვის შეიძლება განვსაზღვროთ ca. ვინაიდან ბრტყელი უბორტო ტვირთშიდი ელემენტის სიგანე B და პერიმეტრი P ურთიერთტოლი სიდედეებია, ამიტომ (5.1) და (5.3) ფორმულების საფუძველზე გვექნება

$$f_{კვ} = \frac{\Omega_{\sigma}}{P^2} = \frac{\Omega_{\sigma}}{B^2} = \frac{B^2 \operatorname{tg} \rho''}{4B^2} = \frac{\operatorname{tg} \rho''}{4}. \quad (5.4)$$

ρ'' , გრად	10	12	15	17	20	22	23	24	25
ca	115	138	175	200	255	265	275	290	300

(5.8) გამოსახულებიდან შეიძლება ვიანგარიშოთ:

$$f_{კვ} = (\rho'' = 17^\circ) = 0,076$$

$$f_{კვ} = (\rho'' = 25^\circ) = 0,116.$$

5.4. სწორკუთხა ფორმის ბორტებიანი ტე

ასეთი ფორმის ტე-ზე ტვირთის განივკვეთის მაქსიმალური (თეორიული) ფართობი მიიღება $\Delta 01'3'4$ და პირობითად მიღებული ტოლფერდა $\Delta 1'2'3'$ ფართობების შეჯამებით.

სამკუთხედის ფართობი განისაზღვრება წინა შემთხვევის მსგავსად. ტვირთის განივკვეთის მაქსიმალური ჯამური ფართობის მნიშვნელობა კი $P=const$ -თვის დამოკიდებულია B სიგანისა და ტეის H სიმაღლის ურთიერთთანაფარდობაზე (ნახ. 5.3). ტეის პერიმეტრი

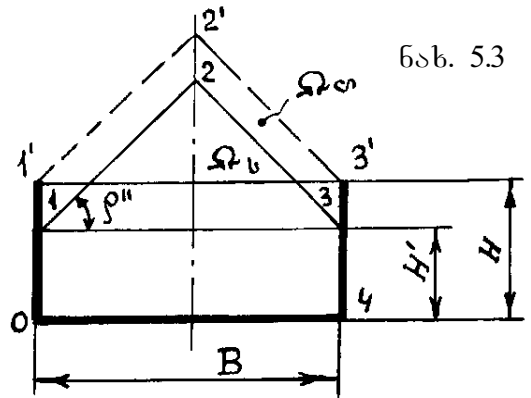
$$P=B+2H \tag{5.9}$$

ტვირთის განივკვეთის თეორიული ფართობი

$$\Omega_{\sigma} = BH + \frac{B^2 tg\rho''}{4} \tag{5.10}$$

Ω_{σ} -ში შევიტანოთ H -ის მნიშვნელობა, გამოსახული (5.9)-ის საშუალებით:

$$\Omega_{\sigma} = \frac{PB-B^2}{2} + \frac{B^2 tg\rho''}{4}. \tag{5.11}$$



იმისათვის, რომ ვიპოვოთ B და H -ის ოპტიმალური ურთიერთთანაფარდობა, საჭიროა მიღებული (5.11) გამოსახულების დიფერენცირება B -თი და პირველი წარმოებულის ნულთან გატოლებით ვიპოვოთ როგორც ოპტიმალურ ურთიერთთანაფარდობას, ასევე შესაბამისად ტვირთის მაქსიმალურ კვეთს:

$$\frac{d\Omega_{\sigma}}{dB} = \frac{Btg\rho''}{2} + \frac{P}{2} - B = 0 \tag{5.12}$$

საიდანაც ტვირთშიდი ელემენტის ოპტიმალური სიგანე

$$B_{\text{ოპტ}} = \frac{P}{2-tg\rho''} \tag{5.13}$$

შედგის (5.11) ფორმულაში შეტანით მივიღებთ განივკვეთის მაქსიმალურ ფართობს:

$$\Omega_{\sigma, \text{max}} = \frac{\frac{P}{2-tg\rho''} P - \left(\frac{P}{2-tg\rho''}\right)^2}{2} + \frac{\left(\frac{P}{2-tg\rho''}\right)^2 tg\rho''}{4}$$

$$\Omega_{\sigma, \text{max}} = \frac{P^2}{4(2-tg\rho'')} \tag{5.14}$$

(5.1) ფორმულის თანახმად კი სწორკუთხა ფორმის ბორტებიანი ტეის განივკვეთის კუთრი ფართობი

$$f_{\text{კვ}} = \frac{\Omega_{\sigma, \text{max}}}{P^2} = (4(2-tg\rho''))^{-1} \tag{5.15}$$

(5.15) ფორმულით შეგვიძლია ვიანგარიშოთ, რომ:

$$\rho'' = 17^\circ, \Rightarrow f_{\text{კვ}} = 0,147;$$

$$\rho'' = 25^\circ, \Rightarrow f_{\text{კვ}} = 0,163.$$

თუ გავითვალისწინებთ (5.13) ფორმულაში (5.9)-ს, მივიღებთ ბორტის ოპტიმალურ სიმაღლეს, რომლის დროს Ω_{σ} იქნება მაქსიმალური:

$$B_{\text{ოპტ}} = \frac{B+2H}{2-tg\rho''}; \quad B_{\text{ოპტ}}(2-tg\rho'') = B_{\text{ოპტ}} + 2H_{\text{ოპტ}};$$

$$H_{\text{ოპტ}} = B_{\text{ოპტ}} \frac{1 - \text{tg}\rho''}{2}, \quad (5.16)$$

B და H-ის ურთიერთანაფარდობა, რომლის დროსაც გვექნება $\Omega_{\text{თ.max}}$, იანგარიშება (5.16) ფორმულიდან გამოსახულებით

$$\frac{H_{\text{ოპტ}}}{B_{\text{ოპტ}}} = \frac{1 - \text{tg}\rho''}{2}. \quad (5.17)$$

დადგენილი ოპტიმალური ზომების შემდეგ შეიძლება განისაზღვროს ტვირთის საანგარიშო კვეთი ტე-ზე:

$$\Omega_{\text{ს}} = B_{\text{ოპტ}} H' + B_{\text{ოპტ}}^2 \frac{\text{tg}\rho''}{4}. \quad (5.18)$$

(5.18) ფორმულაში H'-ს დადგენა ხდება ექსპერიმენტული გზით იმ ანგარიშით, რომ არ მოხდეს ტვირთის გზაზე გაბნევა, ე.ი. ყოველთვის $H' < H_{\text{ოპტ}}$ (5.17) ფორმულის მართებულობას გვიჩვენებს ანალიზი, რომლის მიხედვით სითხისათვის ($\rho''=0$)

$$\frac{H_{\text{ოპტ}}}{B_{\text{ოპტ}}} = 0,5$$

ხოლო ტვირთისათვის, რომლის $\rho''=45^\circ$.

$$\frac{H_{\text{ოპტ}}}{B_{\text{ოპტ}}} = 0$$

იმ სატრანსპორტო დანადგარებისათვის, რომელთა საშუალებითაც ხორციელდება ნახშირებისა და სხვა ტვირთების ტრანსპორტირება, რომელთა $\rho''=17^\circ$, ურთიერთანაფარდობა $\frac{H_{\text{ოპტ}}}{B_{\text{ოპტ}}} = 0,347 \approx \frac{1}{3}$

5.5. ტრაპეციული ფორმის ტვირთშიდი ელემენტები

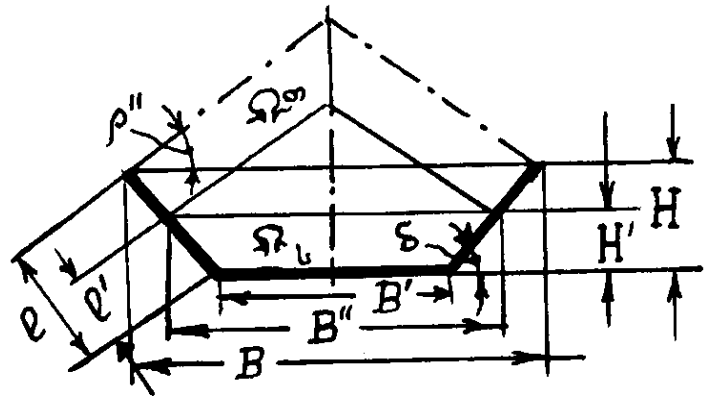
ამ ფორმის ტე-ის (ნახ. 5.4) ძირითადი კონსტრუქციული ზომებია: სიგანე B, დახრილი ბორტის სიგრძე l და დახრის კუთხე δ . ტვირთის განივ-კვეთის თეორიული ფართობი ტე-ზე

$$\Omega_{\text{თ}} = B^2 \frac{\text{tg}\rho''}{4} + (B + B') \frac{H}{2}. \quad (5.19)$$

ტე-ის სქემის მიხედვით,

$$\begin{cases} H = l \sin \delta \\ B' = P - 2l \\ B = P - 2l(1 - \cos \delta) \end{cases} \quad (5.20)$$

$$P = B' + 2l; \quad P = B + A;$$



ნახ. 5.3

$$A = P - B = B' + 2l - (B' + 2l \cos \delta) = 2l(1 - \cos \delta);$$

$$B = P - A = P - 2l(1 - \cos \delta).$$

(5.19)-ში (5.20) გამოსახულების გათვალისწინებით, მივიღებთ:

$$\Omega_{\sigma} = (P - 2l(1 - \cos \alpha))^2 \operatorname{tg} \frac{\rho''}{4} + \left((P - 2l(1 - \cos \delta) + P - 2l) l \sin \frac{\delta}{2} \right)$$

$$\Omega_{\sigma} = \frac{1}{4} \operatorname{tg} \rho'' \cdot (P - 2l(1 - \cos \delta))^2 + (P - l(2 - \cos \delta)) l \sin \delta.$$

$P = \text{const}$ და $\rho'' = \text{const}$ შემთხვევისათვის Ω_{σ} ფართობი ორი ცვლადის ფუნქციაა - დახრილი ბორტის l სიგრძისა და მისი დახრის δ კუთხის, თუ ავიღებთ ამ ფუნქციის კერძო წარმოებულებს l და δ ცვლადებით და გავეტოლებთ ნულს, მივიღებთ l და δ მნიშვნელობებს, რომლის დროს Ω_{σ} იქნება მაქსიმალური:

$$\frac{d\Omega_{\sigma}}{dl} = P \operatorname{tg} \rho'' (1 - \cos \delta) + 2 \operatorname{tg} \rho'' (1 - \cos \delta)^2 l + P \sin \delta - 2l(2 - \cos \delta) \sin \delta = 0.$$

საიდანაც მივიღებთ (5.21)

$$l_1 = \frac{P(\operatorname{tg} \rho'' (1 - \cos \delta) - \sin \delta)}{2 \operatorname{tg} \rho'' (1 - \cos \delta)^2 - 2(2 - \cos \delta) \sin \delta};$$

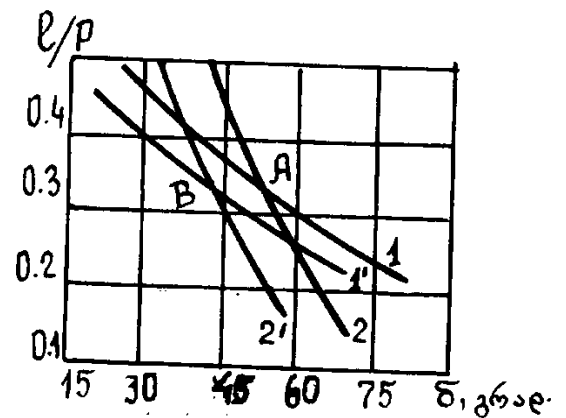
$$\frac{d\Omega_{\sigma}}{d\delta} = -P \operatorname{tg} \rho'' \cdot 2 \sin \delta + \operatorname{tg} \rho'' l^2 \sin \delta - 2 \operatorname{tg} \rho'' l^2 \sin \delta \cos \delta + Pl \cos \delta - 2l^2 \sin \delta - l^2 \sin^2 \delta + l^2 \cos^2 \delta = 0,$$

საიდანაც მივიღებთ (5.22)

$$l_2 = \frac{P(\operatorname{tg} \rho'' \sin \delta - \cos \delta)}{\operatorname{tg} \rho'' (2 \sin \delta - \sin 2\delta) + \cos 2\delta - 2 \cos \delta}$$

l_1 არის დახრილი ბორტის სიგრძე, როდესაც $\delta = \text{const} \cdot l_2$ სიდიდე, რომელიც (5.21) და (5.22) გამოსახულებას აკმაყოფილებს, შეესაბამება Ω_{σ} -ის მაქსიმალურ მნიშვნელობას და შეიძლება მოიძებნოს ანალიზური ან გრაფიკული წესით.

5.5 ნახ-ზე მოცემულია ამოხსნის გრაფიკული მეთოდი $\rho'' = 17^\circ$ და $\rho'' = 25^\circ$ -თვის. A და B გადაკვეთის წერტილები შეესაბამება $l_{\text{კაბ}}$ და $\delta_{\text{კაბ}}$ მნიშვნელობებს, რომლის დროსაც $\Omega_{\sigma} = \Omega_{\sigma \max}$.



ნახ. 5.5

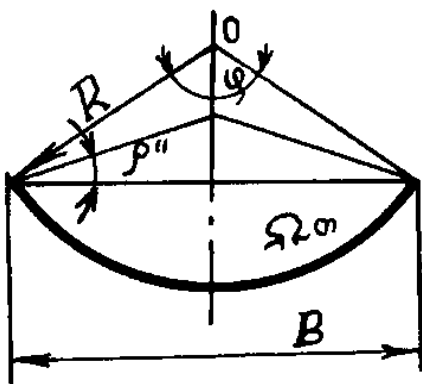
როდესაც $\rho'' = 17^\circ$, $l_{\text{კაბ}} = 0.325P$, $\delta_{\text{კაბ}} = 52^\circ$, $F_{\sigma \max} = 0,179P^2$, $f_{\sigma} = 0,179$;

როდესაც $\rho'' = 25^\circ$, $l_{\text{კაბ}} = 0.335P$, $\delta_{\text{კაბ}} = 44^\circ$, $F_{\sigma \max} = 0,21P^2$, $f_{\sigma} = 0,21$.

როგორც 5.5 ნახაზიდან ჩანს, ბორტების ოპტიმალური დახრის კუთხე δ იზრდება ρ'' -ის შემცირებით, ხოლო დახრილი ბორტის სიგრძე l თითქმის უცვლელი რჩება და დაახლოებით $\frac{P}{3}$ ის ტოლია.

ტრაპეციული ფორმის ტეის შემთხვევაში ტვირთის საანგარიშო კვეთის განსაზღვრა წარმოებს განიკვეთის თეორიული ფართობის ანალოგიურად იმ განსხვავებით, რომ (5.19)-ში შეტანილი უნდა იქნეს B'' , H' და l' .

5.6. ნახევარწრიული ფორმის ტვირთმზიდი ელემენტები



ნახ.5.6.

ამ ფორმის ტვირთმზიდი ელემენტები ხასიათდება სიმრუდის R რადიუსითა და კვეთის თაღის გახსნის (გაშლის) φ კუთხით (ნახ.5.6), რომლებიც $P = const$ -თვის განსაზღვრავს ტვირთის სიგანესა და მასზე ტვირთის კვეთის ფართობს. ტვირთის განიკვეთის თეორიული ფართობი

$$\Omega_0 = \frac{1}{2} \varphi R^2 - \frac{B^2}{4} \cdot \left(\operatorname{tg} \frac{\pi - \varphi}{2} - \operatorname{tg} \rho'' \right)$$

ან თუ მხედველობაში მივიღებთ, რომ $R = \frac{P}{\varphi}$, მაშინ მივიღებთ (5.23)

$$\Omega_0 = \frac{P^2}{2\varphi} - \frac{B^2}{4} \cdot \left(\operatorname{tg} \frac{\pi - \varphi}{2} - \operatorname{tg} \rho'' \right)$$

(5.23) გამოსახულების ანალიზი გვიჩვენებს,

როდესაც $\frac{B^2}{4} \cdot \left(\operatorname{tg} \frac{\pi - \varphi}{2} - \operatorname{tg} \rho'' \right) \leq 0$, მაშინ $\Omega_0 = \Omega_{0max}$, საიდანაც $\varphi \geq \pi - 2\rho''$,

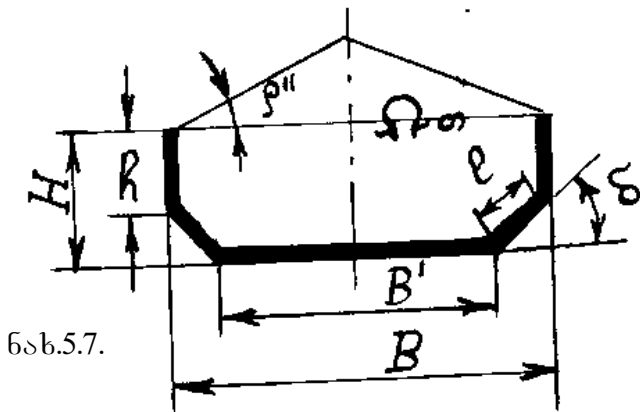
მაგრამ φ კუთხე უნდა იყოს მინიმალური, ამიტომ $\varphi = \pi - 2\rho''$.

$$\Omega_{0max} = \frac{P^2}{2\varphi} = \frac{P^2}{2(\pi - 2\rho'')} \tag{5.24}$$

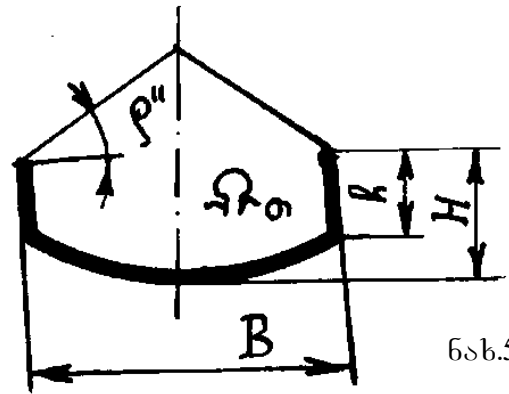
$$\left. \begin{aligned} \rho'' = 17^\circ &= 0,297 \text{ რად.} \\ \rho'' = 25^\circ &= 0,466 \text{ რად.} \\ f_{\text{კვ}} &= 0,197 \\ f_{\text{კვ}} &= 0,228 \end{aligned} \right\} \tag{5.25}$$

5.7. შედგენილი ფორმის ტვირთმზიდი ელემენტები

შედგენილი ფორმის ტე (ნახ 5.7 და 5.8) ტრაპეციული და ნახევრად წრიულისაგან განსხვავდება სწორკუთხა ბორტული h ნაწილებით. ასეთ შემთხვევაში $\Omega_{თ}$ -ის მნიშვნელობა ყველა დანარჩენი ტოლი პარამეტრისას (ნახ. 5.7) ტრაპეციული ფორმისაგან შედგენილი ტე-თვის l, δ და h ფუნქციაა, ხოლო ნახევრად წრიული ფორმისაგან შედგენილი ტე-თვის (ნახ. 5.8) – R, φ და h .



ნახ.5.7.



ნახ.5.8.

როდესაც $P = const$, და $\rho'' = const$, ერთმანეთს შევადაროთ ტრაპეციული ტრაპეციულისაგან შედგენილ ფორმას და ნახევრად წრიული – ნახევრად წრიულისაგან შედგენილს.

ადვილი შესამჩნევია, რომ ტრაპეციული და ნახევრად წრიული ფორმის ტე-ზე ტვირთის კვეთის ფართობები ყოველთვის უფრო მეტი იქნება, ვიდრე მათი შესაბამისი ფორმებისაგან მიღებულ შედგენილ ტე-ზე და მაშასადამე, $\Omega_{თ}$ ($l, \delta, h \dots R, \varphi, h \dots$) ფუნქციების მაქსიმუმი იქნება $h = 0$ შემთხვევისათვის, როდესაც l, δ , და φ, R მნიშვნელობები განისაზღვრება (5.21), (5.22) და (5.24) ფორმულებით.

5.8. დახურული ტვირთმზიდი ელემენტები

მიღებსა და დახურულ ღარებში ტრანსპორტირებისას ტვირთის განივკვეთის თეორიული ფართობი არის შესაბამისად:

ა) მიღებში – $\Omega_{თ} = \pi R^2 = \frac{\pi D^2}{4}$, (5.26)

ბ) დახურულ ღარში – $\Omega_{თ} = BH$. (5.27)

მილის კვეთის საანგარიშო ფართობი ტვირთის მშრალი (გრავიტაციული) ტრანსპორტირებისას დამოკიდებულია საჭირო მწარმოებლობაზე, ტვირთის გადაადგილების სიჩქარესა და გადასატანი ტვირთის ნატეხის სისხობზე.

თუ ტვირთების ტრანსპორტირება ხდება სითხის ან აირის სამუშაო არეში, ამ შემთხვევაში მილსადენის კვეთის (დიამეტრის) გაანგარიშებისას ითვალისწინებენ გათხევადების მიღებულ კოეფიციენტებს (ჰიდროტრანსპორტისას) და ჰაერის კუთრ ხარჯს (პნემოტრანსპორტისას).

დახურული ღარების განიკვეთის ფართობი სხვა დანარჩენი ერთნაირი პირობებისათვის დამოკიდებულია B სივანისა და H სიმაღლის ურთიერთშეფარდებაზე.

თუ B, D, h გამოვსახავთ P პერიმეტრის საშუალებით და მათ მნიშვნელობებს შევიტანთ (5.26) და (5.27) ფორმულებში, მივიღებთ: მიღებისათვის $\Omega_m = \frac{P^2}{4\pi}$; $f_{კო} = 0,796 (P = 2\pi R)$, დახურული ღარებისათვის

$$\Omega_m = \left(\frac{P}{2} - B\right) B. \quad (5.28)$$

თუ 5.28-ს ვადიფერენცირებთ B -თი და პირველ წარმოებულს გავუტოლებთ ნულს, მივიღებთ B -ს მნიშვნელობას, რომლის დროსაც $\Omega_m = \Omega_{omax}$

$$\frac{d\Omega_m}{dB} = \frac{P}{2} - 2B = 0; \quad B = \frac{P}{4}$$

მიღებულიდან შეიძლება დავასკვნათ, რომ დახურული ღარი უნდა იყოს კვადრატული ფორმის.

თუ 5.29-ს შევიტანთ 5.28-ში, მივიღებთ

$$\Omega_{omax} = \left(\frac{P}{2} - \frac{P}{4}\right) \cdot \frac{P}{4} = \frac{P^2}{16}; \quad f_{ლ} = 0,0625.$$

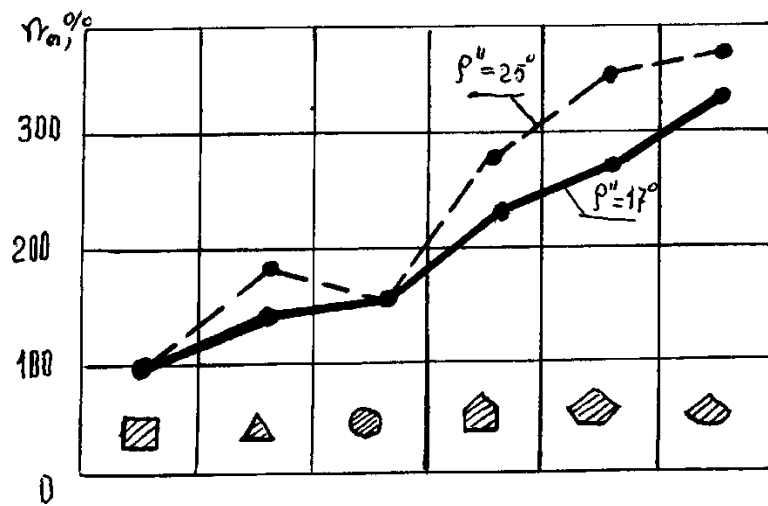
$f_{ლ}$ ღარის განიკვეთის კუთრი ფართობია.

5.9. ტვირთშიდი ელემენტების შედარებითი დახასიათება

ტვირთშიდი ელემენტების ურთიერთშედარება და პერსპექტიული რიგის დალაგება მასზე ტვირთის მაქსიმალური კვეთის მიხედვით წარმოებს ტე განიკვეთში $P = const$ -ის შემთხვევაში და ბუნებრივი ფერდოს $\rho'' = 17^\circ$ და $\rho'' = 25^\circ$ კუთხეებისათვის. ქვემოთ მოყვანილ ცხრილში მოცემულია ტვირთის კუთრი კვეთის მნიშვნელობები.

ცხრილში ტეები დალაგებულია პერსპექტიული რიგის მიხედვით, რომელიც გამოსახულია 5.9 ნახ-ზე გრაფიკის სახით. დავუშვათ, რომ ყველაზე ნაკლები კუთრი კვეთის მქონე ტე-ის მასალით შევსება არის 100 %, მაშინ დანარჩენი ელემენტები განლაგდება შემდეგნაირად: წყვეტილით მოცემულია $q''=25^\circ$, კონტურული უწყვეტი ხაზებით - $q''=17^\circ$.

№	ტვირთვითი ელემენტების სახეობა	$\rho''=17^\circ$	$\rho''=25^\circ$
1	დახურული ღარი	0,0625	–
2	ბრტყელი	0,0760	0,116
3	წრიული (მილი)	0,0796	–
4	სწორკუთხა ბორტებიანი	0,147	0,163
5	ტრაპეციული	0,179	0,210
6	ნახევრად წრიული	0,197	0,228



ნახ.5.9.

6. ტვირთის გადაადგილება საკუთარი მასის მოქმედებით

6.1. გრავიტაციული ანუ თვითმძინარი ტრანსპორტი

გრავიტაციული ანუ თვითმძინარი ტრანსპორტის მოქმედების პრინციპი ემყარება დახრილ სიბრტყეზე მოთავსებული ტვირთის მასის მდგენელების მოქმედებით მის გადაადგილებას გორვით ან სრიალით, ან ვერტიკალურად თავისუფალი ვარდნით.

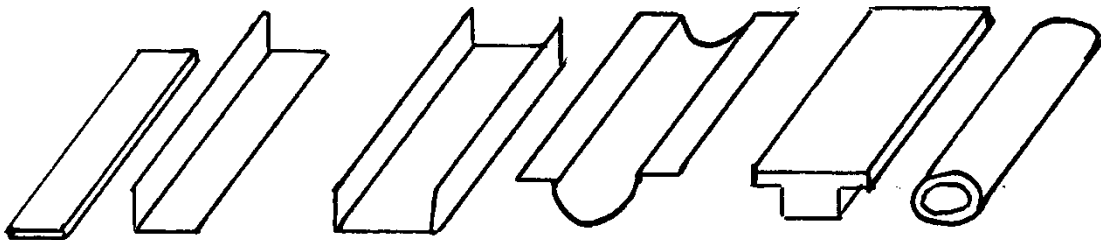
ვერტიკალური მიმართულებით თავისუფალი ვარდნის ცნებაში უნდა განვიხილოთ ტვირთის ისეთი მოძრაობა, როდესაც მასალა მოძრაობს ვერტიკალურ გვირაბებში (მაგ., გეზენკი, შურო და სხვა) ან სპეციალურ მოწყობილობებში და ამ დროს ადგილი აქვს მხოლოდ სატრანსპორტო ტვირთების ნატეხების ერთმანეთთან ან გამტარი მოწყობილობის კედელთან შემთხვევით შეჯახებას.

დახრილ სიბრტყეზე მასალის მოძრაობისას მასის ძირითადი ნაწილი მოძრაობს სრიალით და მხოლოდ ცალკეული დიდი ნატეხები გადაადგილდება გორვით.

სამთო მასების ზემოთ განხილული თითოეული მოძრაობა გარკვეულწილად კანონზომიერია და მოქმედებს ტვირთგამტარობის შესაძლებლობებსა და დანადგარის ცვეთაზე, სატრანსპორტო ტვირთების დაქუცმაცებასა და საცობწარმოქმნაზე.

გრავიტაციული ტრანსპორტი შეიძლება განხორციელდეს:

1. უშუალოდ საგებ გვერდზე;
2. ხის საფენებზე;
3. ფოლადის: ა) ბრტყელ, ბ) ცალბორტიან, გ) ორბორტიან ფურცლებზე, დ) ღია ლარებზე, ე) დახურულ ლარებში, ვ) მილებში (ნახ. 6.1);
4. ხრახნული ჩაშვებით (ნახ. 6.2);
5. კასკადური ჩაშვებით (ნახ. 6.3).



ნახ. 6.1.

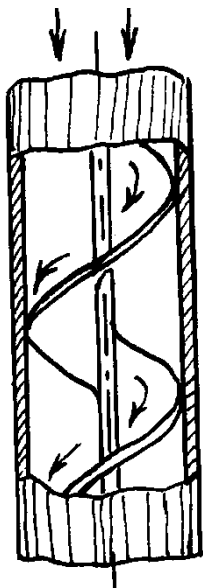
მაღაროებსა და ნახშირის შახტებში გრავიტაციული ანუ თვითმძინარი ტრანსპორტი დიდ გამოყენებას პოუვს უშუალოდ სანგრეგებსა და ბრენსბერგებზე,

გეზენკებსა და შუროებში როგორც მარგი წიაღისეულის, ისე სამაგრი ან მესები მასალების ტრანსპორტირებისას.

გრავიტაციული სატრანსპორტო დანადგარები თავისი მოქმედების პრინციპის მიხედვით იყოფა ორ ჯგუფად:

1. გრავიტაციული სატრანსპორტო დანადგარები ტვირთის მოძრაობის სიჩქარის რეგულირების გარეშე და
2. გრავიტაციული სატრანსპორტო დანადგარები ტვირთის მოძრაობის სიჩქარის რეგულირებით.

ნახ. 6.2.



პირველ ჯგუფს მიეკუთვნება:

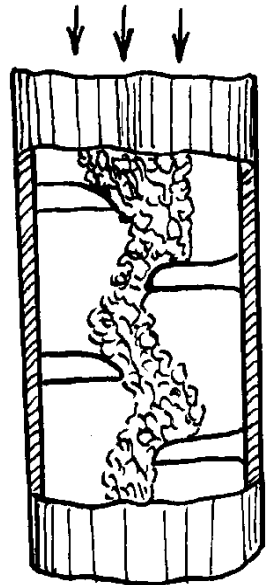
- ა) ტვირთის ჩაშვება უშუალოდ საგებ გვერდზე ან წრფივ მარტივ მიმმართველ გამტარებზე.
- ბ) ტვირთის ჩაშვება სპეციალურ მიმმართველ გამტარებზე.

მეორე ჯგუფს მიეკუთვნება:

გრავიტაციული ტრანსპორტი:

- ა) გადაღუნულ დარებზე,
- ბ) კასკადური ჩაშვება,
- გ) ხრახნული ჩაშვება,
- დ) დამამუხრუჭებელი კონვეიერები.

ნახ. 6.3.



გრავიტაციულ სატრანსპორტო დანადგარების დადებით მხარედ უნდა აღინიშნოს: მისი სიმარტივე, არ საჭიროებს ელექტრომექანიკურ მოწყობილობას, დიდმწარმოებლურია და სხვა.

ნაკლოვან მხარეებს კი მიეკუთვნება: მხოლოდ ერთი სახის ტვირთის ტრანსპორტირების შესაძლებლობა, ტრანსპორტირებისას ტვირთის დაქუცმაცება-დანაწევრება, სატრანსპორტო დანადგარებისა და გვირაბების ინტენსიური ცვეთა და ტვირთის ფიზიკურ-მექანიკური თვისებებისადმი მგრძნობიარობა.

გრავიტაციული ანუ თვითმდინარი ტრანსპორტი წარმოადგენს მარტივ და ყველა სატრანსპორტო მოწყობილობაზე უფრო იაფ საშუალებას. ამიტომ ტრანსპორტის ეს სახე უნდა გამოვიყენოთ ყოველ შესაძლო შემთხვევაში, თუ არაა ტვირთის დაქუცმაცებით ხარისხის გაუარესება და ტვირთნაკადების სიჩქარის გამო, ავტომატური რეგულირების საჭიროებით გამოწვეული შეზღუდვა.

6.2. ტვირთების ჩაშვება საგებ გვერდზე ან წრფივ მარტივ მიმართველ გამტარებზე

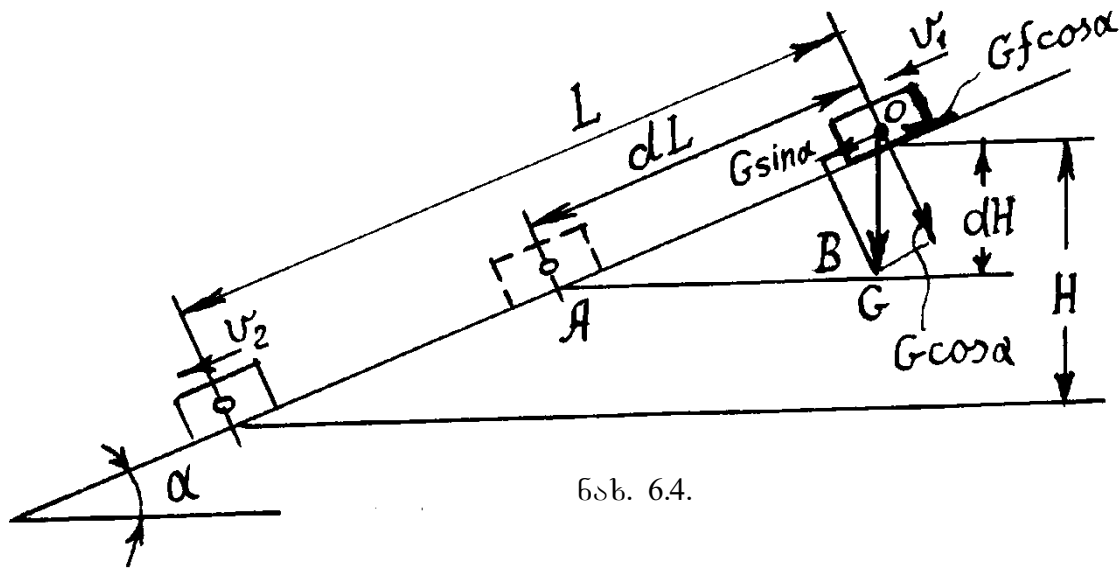
ცნობილია, რომ დახრილ სიბრტყეზე ტვირთის გადაადგილება იწყება მაშინ, როდესაც

$$G \sin \alpha \gg G \cos \alpha, \quad (6.1)$$

სადაც $G \sin \alpha$ მდგენელი იწვევს ტვირთის გადაადგილებას ზევიდან ქვევით, ხოლო $G \cos \alpha$ ბინორმალური $G \cos \alpha$ ძალითა და ხახუნის შესაბამის f კოეფიციენტის შედეგად გამოწვეული ხახუნის ძალაა, რომელიც მოძრაობას ამუხრუჭებს. თუ (6.1) ფორმულის ორივე მხარეს გავეყოფთ $G \cos \alpha$ -ზე, მაშინ მივიღებთ სიბრტყის დახრის იმ α_{\min} კუთხეს, რომლის დროსაც წარმოებს ტვირთის თვითმდინარება (თვითმოძრაობა)

$$\operatorname{tg} \alpha_{\min} = f.$$

იმისათვის, რომ ტრანსპორტირება იყოს საიმედო და შეუფერხებელი, ფორმულით მიღებული α_{\min} კუთხის მნიშვნელობას ვზრდით $5-10^\circ$ -ით.



ნახ. 6.4.

თუ ჰაერის გარემოს წინააღმდეგობას უგულებელვყოფთ, მაშინ ტვირთის გადაადგილების წინააღმდეგობის ძალა

$$W = G \sin \alpha - G f \cos \alpha = G(\sin \alpha - f \cos \alpha), \text{ ანუ } W = mg(\sin \alpha - f \cos \alpha)$$

დახრილ სიბრტყეზე მოძრავი ტვირთის მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებას კი ექნება სახე:

$$m \frac{dv}{dt} = mg(\sin \alpha - f \cos \alpha), \quad (6.2)$$

სადაც m - მოძრავი ტვირთის მასაა, კგ·წმ²/მ,

g - სიმძიმის ძალის აჩქარება მ/წმ² და ტოლია $9,81 \approx 10$ მ/წმ²-ის.

(6.2) განტოლებაში $dt = \frac{dL}{v}$ (6.4) ნახაზის მიხედვით ΔAOB -დან შეიძლება დავწეროთ, რომ

$$dH = dL \sin \alpha, \text{ აქედან } dL = \frac{dH}{\sin \alpha},$$

ხოლო dt -ს გამოსახვა მიღებული შედეგით მოგვცემს, რომ

$$dt = \frac{dH}{v \sin \alpha}.$$

dt -ს ეს მნიშვნელობა შევიტანოთ (6.2) ფორმულაში და ამასთან, ფორმულის ორივე მხარე გავყოთ m -ზე, მივიღებთ:

$$\frac{v dv}{\sin \alpha} = g(\sin \alpha - f \cos \alpha) \quad \text{ანუ} \quad v dv = \frac{g(\sin \alpha - f \cos \alpha)}{\sin \alpha} dH.$$

მოვახდინოთ მიღებული გამოსახულების ინტეგრირება ზღვრებში: სიჩქარისთვის საწყისი v_1 -დან საბოლოო v_2 სიჩქარემდე, ხოლო dH სიდიდისა – 0-დან ზეაწევის მაქსიმალურ H სიმაღლემდე, ე.ი.

$$\int_{v_1}^{v_2} v dv = \int_0^H \frac{g(\sin \alpha - f \cos \alpha)}{\sin \alpha} dH.$$

ტოლობის მარჯვენა მხარეს ინტეგრალქვეშა გამოსახულებაში ფრჩხილებიდან $\sin \alpha$ -ს გამოტანით და შემდგომ გამოსახულების ინტეგრირებით მივიღებთ:

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2} = g(1 - f \operatorname{ctg} \alpha) H.$$

ე. ი. თუ გვეცოდინება საწყისი v_1 სიჩქარე და დახრის α კუთხე, შეგვიძლია განვსაზღვროთ საბოლოო სიჩქარე

$$v_2 = \sqrt{v_1^2 + 2gH(1 - f \operatorname{ctg} \alpha)}, \text{ მ/წმ.}$$

საბოლოო სიჩქარე შეიძლება გამოვსახოთ დახრილი სატრანსპორტო გზის მიხედვითაც

$$v_2 = \sqrt{v_1^2 + 2gL \sin \alpha (1 - f \operatorname{ctg} \alpha)}, \text{ მ/წმ.}$$

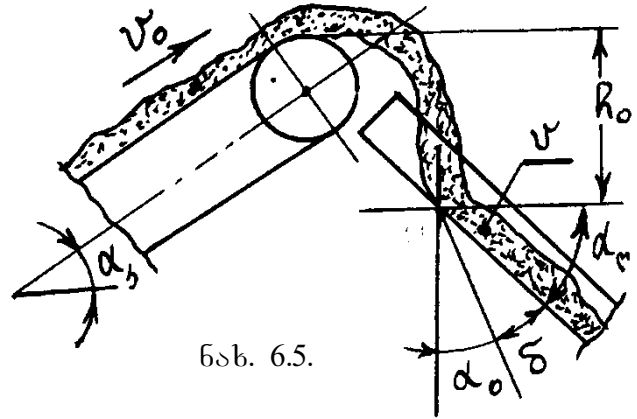
საწყისი სიჩქარის განსაზღვრისას კი განიხილება ორი შემთხვევა:

1) ღარზე ტვირთის ვარდნა მრუდხაზოვანი ტრაექტორიით, რომლის მოხაზულობა დამოკიდებულია სატრანსპორტო დანადგარის (მაგ. ლენტური კონვეიერის) ტიპზე და ღარზე ტვირთის მიწოდების სიჩქარეზე.

2) ღარზე ტვირთის ვარდნა, მკვებავიდან, ბუნკერის საძრომიდან და ა.შ. - ვერტიკალურად.

განვიხილოთ ლენტური კონვეიერით მასალის ღარზე მიწოდების შემთხვევა. დაუშვათ, რომ ამ დროს ჭავლის მობრუნების კუთხე $\delta = 90^\circ - (\alpha_{\text{დ}} - \alpha)$,

სადაც $\alpha_{\text{ღ}}$ არის ღარის დახრის კუთხე ჰორიზონტალური სიბრტყის მიმართ, გრადუსი. α_0 კუთხე მასალის ჭავლის ღარზე გადავლის კონტურის მხებსა და ვერტიკალურ ღერძს შორის; მისი სიდიდე დამოკიდებულია სატრანსპორტო დანადგარის საწვეი ორგანოს სიჩქარესა და მის ჰორიზონტალურ სიბრტყესთან დახრის α_3 კუთხეზე.



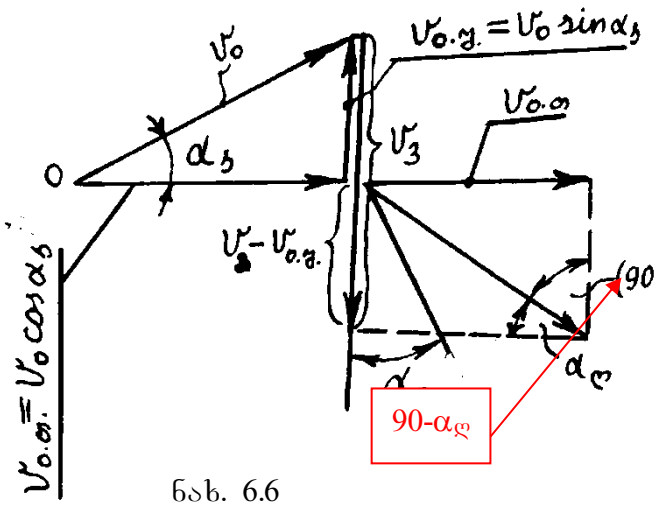
6.5 ნახ.-ის მიხედვით 0 წერტილში მოდებულია v_0 სიჩქარის პროექცია ჰორიზონტალურ ღერძზე, ე. ი.

$$v_{0\text{თ}} = v_0 \cos \alpha_3, \text{ მ/წმ.} \tag{6.3}$$

v_0 სიჩქარის ვერტიკალური პროექცია კი

$$v_{0\text{ვ}} = v_0 \cos(90^\circ - \alpha_3) = v_0 \sin \alpha_3, \text{ მ/წმ,} \tag{6.4}$$

რომელიც მიმართულია ზევით და v_3 (ვერტიკალური) - სიჩქარე ტვირთის ვერტიკალური მიმართულებით თავისუფალი ვარდნისას. შევკრიბოთ ყველა სიჩქარე ტვირთის ვარდნის მიმართულებაზე. წინასწარი დაგეგმილების შემდეგ (ნახ. 6.6) გამოვახატოთ $v_{0\text{თ}}$ და $(v_3 - v_{0\text{ვ}})$ სიჩქარეები ჯამური P სიჩქარის საშუალებით,



მივიღებთ:

$$v_3 - v_0 \sin \alpha_3 = P \sin \alpha_{\text{ღ}},$$

ხოლო

$$v_{0\text{თ}} = v_0 \cos \alpha_3 = P \cos \alpha_{\text{ღ}}. \tag{6.5}$$

აქედან

$$P = \frac{v_3 - v_0 \sin \alpha_3}{\sin \alpha_{\text{ღ}}}.$$

გამოსახულებათა მარცხენა მხარეების ტოლობის გამო,

$$P = \frac{v_3 - v_0 \sin \alpha_3}{\sin \alpha_{\text{ღ}}} = \frac{v_0 \cos \alpha_3}{\cos \alpha_{\text{ღ}}}. \tag{6.6}$$

ვინაიდან თავისუფლად ვარდნილი სხეულის სიჩქარე $v_3 = \sqrt{2gh_0}$, ამიტომ (6.6) შეიძლება გადავწეროთ

$$\frac{\sqrt{2gh_0} - v_0 \sin \alpha_3}{v_0 \cos \alpha_3} = \frac{\sin \alpha_{\text{ღ}}}{\cos \alpha_{\text{ღ}}},$$

ე.ი. მივიღებთ, რომ ღარის დახრის ოპტიმალური კუთხე

$$\text{tg} \alpha_{\text{ღ}} = \frac{\sqrt{2gh_0} - v_0 \sin \alpha_3}{v_0 \cos \alpha_3}. \tag{6.7}$$

(6.3) და (6.4) ფორმულებისა და 6.6 ნახ.-ის მიხედვით, შეგვიძლია დავწეროთ პროპორცია:

$$\frac{v_3 - v_0 \sin \alpha_j}{v_0 \cos \alpha_j} = \frac{\sin \alpha_0}{\cos(90^\circ - \alpha_0)},$$

საიდანაც მივიღებთ, რომ

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{v_0 \cos \alpha_j}{\sqrt{2gh_0 - v_0 \sin \alpha_j}}. \quad (6.7)$$

მასალის ღარზე ვერტიკალური ვარდნის შემთხვევაში, $\alpha_0 = 0$.

ამგვარად, თუ გვეცოდინება ლენტური კონვეიერის ლენტის v_0 სიჩქარე და დახრის α_j კუთხე, აგრეთვე ლენტური კონვეიერიდან გრავიტაციულ სატრანსპორტო დანადგარზე მასის ვარდნის h_0 სიმაღლე, შეგვიძლია α_0 კუთხის განსაზღვრა და თუ ამასთან ერთად მოცემული გვექნება მასალის ჭავლის მობრუნების δ კუთხეც, მაშინ შესაძლებელია დახრილ ღარზე საწყისი სიჩქარის გამოთვლა:

$$v_1 = K_1 \cos \delta \sqrt{v_0^2 + 2gh_0}, \text{ მ/წმ}$$

სადაც K_1 არის კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ტვირთის ჭავლის მიერ მოძრაობის სიჩქარის შემცირებას, რაც გამოწვეულია ჭავლის ღარზე მოხვედრისას მიმართულების შეცვლით. K_1 სიდიდეს დებულობენ $K_1 = 0,97 \div 0,98$.

თუ საწყის სიჩქარეს მივიღებთ ნულის ტოლად, მაშინ საბოლოო სიჩქარის გამომსახველი ფორმულა მიიღებს სახეს:

$$v_2 = \sqrt{2gH(1 - f \operatorname{ctg} \alpha)}, \text{ მ/წმ} \quad \text{ან} \quad v_2 = \sqrt{2gL \sin \alpha (1 - f \operatorname{ctg} \alpha)}, \text{ მ/წმ.}$$

განვსაზღვროთ j აჩქარების სიდიდე, რომლითაც რაიმე G კგ მასის ტვირთი იმოძრაებს დახრილ სიბრტყეზე. (6.2) ფორმულის თანახმად, ვიცით რომ

$$m \frac{dv}{dt} = mg(\sin \alpha - f \cos \alpha),$$

სადაც $\frac{dv}{dt} = j$ ამიტომ $j = g(\sin \alpha - f \cos \alpha)$.

გავყოთ გამოსახულების ორივე მხარე $\cos \alpha$ -ზე, მაშინ

$$\frac{j}{\cos \alpha} = g(\operatorname{tg} \alpha - f).$$

უკანასკნელის ანალიზით მივიღებთ, რომ

როდესაც $\operatorname{tg} \alpha = f$ მაშინ $j=0$ მოძრაობა თანაბარია;

როდესაც $\operatorname{tg} \alpha < f$ მაშინ $j=0$ მოძრაობა თანაბრად შენელებულია;

როდესაც $\operatorname{tg} \alpha > f$ მაშინ $j=0$ მოძრაობა თანაბრად აჩქარებულია.

თუ აჩქარების გამომსახველ ფორმულას $j = g(\sin \alpha - f \cos \alpha)$

წარმოვადგენთ შემდეგი სახით $j = g \sin \alpha (1 - f \operatorname{ctg} \alpha)$

მაშინ საბოლოო სიჩქარის გამომსახველი ფორმულა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$v_2 = \sqrt{v_1^2 + 2Lj}.$$

საწყისი სიჩქარე $v_1=0$, მაშინ $v_2 = \sqrt{2jL}$. როგორც ზემოთ განხილული მასალიდან ჩანს, ხახუნის კოეფიციენტის სიდიდეს მნიშვნელოვანი ადგილი უკავია გრავიტაციული ტრანსპორტში. მისი სიდიდე დამოკიდებულია გადასატანი მასალის ფიზიკურ-მექანიკურ თვისებებზე და მიმმართველი გამტარის ზედაპირის გვარობაზე. ხახუნის კოეფიციენტის სიდიდე ყოველი კერძო შემთხვევისათვის უნდა განისაზღვროს ცდების საშუალებით. მისი საორიენტაციო მნიშვნელობა კი მოყვანილია შესაბამისი საცნობარო ლიტერატურის სპეციალურ ცხრილებში.

6.3. ტვირთის ჩაშვება სპეციალურ მიმმართველ გამტარებზე

გადასაზიდ მასალასა და მიმმართველ ტვირთშიდ ელემენტებს შორის ხახუნის კოეფიციენტის შემცირების მიზნით, გამოიყენება სპეციალური მიმმართველი გამტარები, მაგალითად, მომინანქრებული რეშტაკები, რომლებიც კოროზიის მიმართ მდგრადია. კოროზია კი, როგორც ცნობილია, იწვევს ხახუნის კოეფიციენტის ზრდას, რაც რეშტაკებზე მასალის გადაადგილებას აძნელებს.

ფოლადის რეშტაკებზე ანტრაციტის ტრანსპორტისათვის საჭიროა რეშტაკი დახრილი იყოს სულ მცირე 16-17°-ით. რიგითი ნახშირებისათვის კი ეს კუთხე 24°-მდე იზრდება.

სპეციალური (YЭP-1, E”P-2, OЭP) მომინანქრებული რეშტაკების გამოყენებისას ეს დახრის კუთხე ანტრაციტებისათვის მცირდება 11°-მდე, ხოლო რიგითი ნახშირებისათვის - 18°-მდე.

ე. ი. სპეციალური რეშტაკების გამოყენება ამცირებს ხახუნის კოეფიციენტს 25-35 %-ით და კოროზიამედვობის გამო ზრდის მისი ამორტიზაციის ვადას.

6.4. გრავიტაციული ტრანსპორტი გადაღუნულ ღარებზე

გრავიტაციული ტრანსპორტის პრაქტიკაში გამოყენების გამოცდილებიდან ცნობილია, რომ რიგ შემთხვევაში, როდესაც ტვირთის მოძრაობის საბოლოო სიჩქარე დასაშვებს აჭარბებს, იყენებენ ვერტიკალურ სიბრტყეში გადაღუნულ ღარებს, რომელიც ორი ნაწილისაგან შედგება: ზედა ნაწილს გაქანების (აჩქარების

მოდრაობის) უბანი ეწოდება, ხოლო ქვედას - დამამუხრუჭებელი უბანი. α_1 და α_2 ღარის დახრის კუთხეებია გადაღუნვამდე და გადაღუნვის შემდეგ. როგორც წინა მასალიდანაა ცნობილი, ტვირთის მოძრაობის საბოლოო სიჩქარე პირდაპირპროპორციულია სატრანსპორტო გზის სიგრძის და დახრის კუთხის

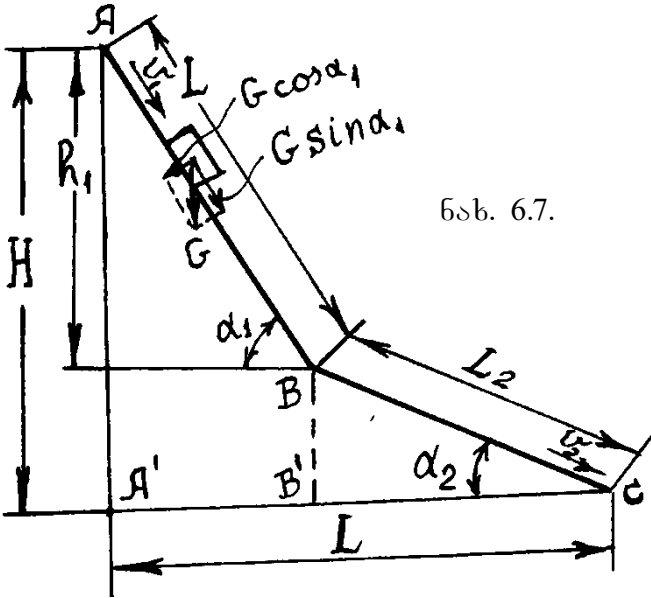
$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2} = g(1 - fctg\alpha)H.$$

ამ ფორმულის თანხმად, გაქანების უბნის საწყის და ბოლო წერტილებს შორის ვერტიკალური სიმაღლე

$$h_1 = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g(1 - fctg\alpha_1)}.$$

თუ გამოსახულებაში $ctg\alpha_1$ -ს შევცვლით $\frac{1}{tg\alpha_1}$ -ით, მაშინ სათანადო გარდაქმნებით მივიღებთ:

$$h_1 = \frac{(v_2^2 - v_1^2)tg\alpha_1}{2g(tg\alpha_1 - 1)}.$$



α_2 კუთხეს კი განვსაზღვრავთ 6.7 ნახაზის მიხედვით

$$tg\alpha_2 = \frac{H - h_1}{B'C},$$

სადაც

$$B'C = L - A'B' = L - h_1 ctg\alpha_1 = L - \frac{h_1}{tg\alpha_1}.$$

შევიტანოთ B'C-ს მნიშვნელობა $tg\alpha_2$ -ის ფორმულაში:

$$tg\alpha_2 = \frac{H - h_1}{L - \frac{h_1}{tg\alpha_1}} = \frac{(H - h_1)tg\alpha_1}{Ltg\alpha_1 - h_1}.$$

7. ლენტური კონვეიერი

ლენტური კონვეიერი, მიეკუთვნება უწყვეტ რეჟიმზე მომუშავე ტრანსპორტს; მისი ძირითადი ნაწილებია: 1. ლენტი, 2. ლენტის სატვირთო და ცარიელი შტოების გორგოლაჭსაყრდენები, 3. ამძრავი დოლი (დოლები) რედუქტორით, 4. ბოლო დოლი (ზოგ შემთხვევაში იგივე დამჭიმავი), 5. დამჭიმავი მოწყობილობა და 6. ლითონის (ან ხის) კონსტრუქციები, რომელიც კონვეიერის ზემოთ ჩამოთვლილ ყველა შემადგენელ ელემენტს ერთმანეთთან აერთებს.

ლენტურმა კონვეიერებმა თავისი მრავალი დადებითი თვისებების გამო დიდი გავრცელება პოვა ქვანახშირისა და სამთამადნო მრეწველობაში როგორც მიწის ქვეშ ასევე ზედაპირზე.

დადებით მხარედ უნდა აღინიშნოს შემდეგი:

- 1) დიდი მწარმოებლობა, რომელიც აღემატება - 5000 ტ/სთ-ში
- 2) ზედაპირის დანადგარებში უდიდესი სიგრძე აღწევს – 4000-მდე,
- 3) დამატებითი წინააღმდეგობის გადალახვაზე (ხვეტია კონვეიერებთან შედარებით) ენერჯის მცირე კუთრი ხარჯი,
- 4) საზიდი მასალის ნატეხების მცირედ დანაწევრება (წვეტია და ვიბრაციულ კონვეიერებთან შედარებით).
- 5) უხმაურო მუშაობა, მეტი უსაფრთხოება და გადიდებული საიმედოობა.

ხოლო უარყოფითი მხარეებია:

1. მწვეი და ამავე დროს მზიდი ორგანოს - ლენტის ინტენსიური ცვეთა;
2. ზედსატვირთოშტოიანი კონვეიერის ლენტის უფრო მაღლა მდებარეობა, ვიდრე სხვა დანარჩენ კონვეიერებში, რაც ართულებს კონვეიერის დატვირთვის პირობებს.

ლენტური კონვეიერები, თავისი ნიშანთვისებებისა და დანიშნულების მიხედვით, შეიძლება დავეყოთ:

ა) გამოყენების მიხედვით:

1. წმენდითი სანგრევეების; 2. შტრეკების; 3. დახრილი გვირაბების (ბრესმბერგების ქანობების, დახრილი ჭაურების).

ბ) დანადგარის ხასიათის მიხედვით:

1. სტაციონარული; 2. ნახევარსტაციონარული და 3. მიმოძრავი

გ) ლენტის სატვირთო შტოს ფორმის მიხედვით:

1. ბრტყელი ლენტით; 2. ღარა ლენტით;

დ) ლენტის ზედაპირის მიხედვით:

1. გლუვზედაპირიანი ლენტით და 2. შვერილზედაპირიანი ლენტით.

ე) ლენტის სატვირთო შტოს განლაგების მიხედვით

1. ზედა სატვირთო შტოთი და 2. ქვედა სატვირთო შტოთი.

ვ) ლენტის განტვირთვის ხერხის მიხედვით.

1. ბოლო (კიდურ) დოლზე განტვირთვით

2. შუალედ მაღში განტვირთვით:

ა) დანისებრი ჩამომყრელით;

ბ) დოლური ჩამომყრელით.

გ) ამძრავის ტიპის მიხედვით.

1. ერთდოლიანი ამძრავით; 2. ორდოლიანი ამძრავით; 3. სამდოლიანი ამძრავით;

4. სპეციალური ტიპის ამძრავით.

განვიხილოთ ლენტური კონვეიერის შემადგენელი ელემენტები ცალ-ცალკე.

7.1. საკონვეიერო ლენტი

ლენტურ კონვეიერებში, მწვევი და ამავე დროს ტვირთმზიდი ორგანო – ლენტი, არის ძირითადი ელემენტი; ამიტომ, მისი სწორი შერჩევა-გაანგარიშება ახანგრძლივებს სამსახურის ვადას და ქმნის ლენტური კონვეიერების გამოყენების ეკონომიურად ხელსაყრელ პირობებს.

ლენტს წაეყენება შემდეგი მოთხოვნები:

ლენტი უნდა იყოს მტკიცე და მოქნილი როგორც გრძივი, ისე განივი მიმართულებით;

უნდა იყოს ცვეთაგამძლე; ჰქონდეს შეძლებისდაგვარად ნაკლები წონა და სისქე; იყოს დატვირთვის პუნქტში ნატეხების დარტყმის (ვარდნის შედეგად) მიმართ მედეგი.

დამატებით შეიძლება წაეყენოს მოთხოვნილებები: იყოს ხანძრის მიმართ გამძლე და უსაფრთხო, ჰქონდეს შრომისუნარიანობა მაღალ (120° -მდე) და დაბალ (-45° -მდე) ტემპერატურაზე, კონვეიერის დახრის კუთხის გაზრდის შემთხვევაში ტრანსპორტირების შესაძლებლობა და სხვა.

ლენტის კლასიფიკაცია შეიძლება:

ა) დანიშნულებისა და ბ) კონსტრუქციული შენების მიხედვით.

დანიშნულების მიხედვით გვაქვს: თბომედეგი; ყინვამედეგი; ზეთის მიმართ მდგრადი; სპეციალური – დიდი დახრის კუთხეებზე ტრანსპორტირებისათვის და სხვა.

კონსტრუქციული შენების მიხედვით:

I - როდესაც კარკასი დამზადებულია საფეიქრო ქსელით:

1) მცენარეული ბოჭკოდან:

ა) ბამბის ქსოვილიდან (ბელტინგიდან) დამზადებული მრავალშუასადებიანი (მრავალშრიანი) საფეიქრო ქსელით;

ბ) ზონარიანი ქსელით;

2) ხელოვნური ბოჭკოდან: კაპრონიდან (პერლონიდან), ანილიდან (ნეილონიდან) ლავსანიდან და სხვა.

II - როდესაც კარკასი დამზადებულია ლითონის ქსელით.

1) ლითონის ბადე;

2) ფოლადის ლენტით (გარეზინებული);

3) კომბინირებული ქსელით.

ლენტის საორიენტაციო მონაცემები (მიახლოებითი გაანგარიშებისათვის აიღება (2.4) ცხრილიდან), ხოლო დაზუსტებული ანგარიში ჩატარდება (4.1 ... 4.7) ცხრილების მიხედვით [1].

ლენტის ატმოსფერული და მექანიკური ზემოქმედებისაგან დასაცავად რეზინის შემოსაფენები, მის მუშა და არამუშა მხარეს მზადდება სხვადასხვა სისქის.

ლენტის შუასადების რიცხვის დამოკიდებულება მის სიმტკიცის მარაგთან მოცემულია [1] ლიტერატურული წყაროს შესაბამის ცხრილებში.

შრეების რაოდენობა კი იანგარიშება ფორმულით

$$i_{\text{ლ}} = \frac{S_{\text{max}} \cdot m_{\text{ლ}}}{B \cdot K_{\text{ფ}}}$$

სადაც S_{max} არის ლენტის უდიდესი დაჭიმულობა,

$m_{\text{ლ}}$ - სიმტკიცის მარაგის კოეფიციენტი,

B - ლენტის სიგანე, სმ,

$K_{\text{ფ}}$ - ერთი შუასადების სიგანის ერთი სმ-ის სიმტკიცის ზღვარი.

ფოლადის გვარლაკებიანი გარეზინებული ლენტის დასაშვები დაჭიმულობა

$$S_{\text{max}} = \frac{S_{\text{ფ}}}{m_{\text{ლ}}},$$

სადაც $S_{\text{ფ}}$ არის ლენტის გამწვევტი ძალა, დკნ.

ფოლადის გვარლაკებიანი გარეზინებული ლენტის ზოგიერთი მახასიათებელი მოცემულია 4.7 ცხრილში [1].

ამგვარად, ზემოთ მოყვანილი ცხრილების საშუალებით შეგვიძლია გამოვიანგარიშოთ ლენტის სისქე, მმ

$$\delta_{\text{ლ}} = i_{\text{ლ}}S + S' + S''.$$

ერთი გრძივი მეტრი ბელტინგის ქსელიანი ლენტის მასა კი, დკნ/მ

$$q_{\text{ლ}} = 1,1B(i_{\text{ლ}}S + S' + S''),$$

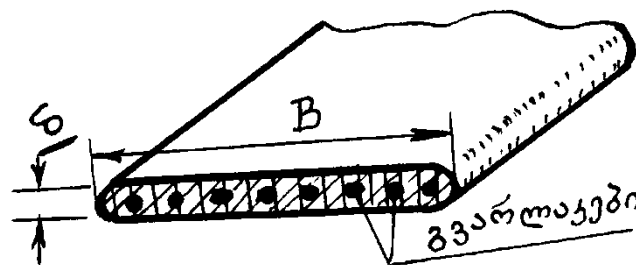
სადაც 1,1 - არის ლენტის საშუალო მოცულობითი მასა, დკნ/დმ³

B - ლენტის სიგანეა, მ

S - შუა შრეების სისქეა, მმ

S' და S'' - შემონაფენების სისქეა ლენტის მუშა და არამუშა მხრიდან, მმ.

ზემოთ მოყვანილ ფორმულაში პირველი შესაკრები გამოსახავს რეზინის მასას, ხოლო მეორე ნაწილი – გვარლებების ნაკრებ მასას.



ნახ. 7.1.

7.2. გორგოლაჭსაყრდენები

ლენტური კონვეიერების კლასიფიკაციიდან ვიცით, რომ ისინი შეიძლება იყოს – 1) ბრტყელი ლენტით; 2) ღარა ლენტით. ვინაიდან გორგოლაჭსაყრდენი წარმოადგენს ლენტის უშუალო დასაყრდენს, ამიტომ ბრტყელი ლენტის შემთხვევაში გვექნება ერთი გრძელი გორგოლაჭი როგორც სატვირთო, ისე ცარიელ შტოზე.

ღარა ლენტის შემთხვევაში სატვირთო შტოზე გამოიყენება სამ- ან ხუთ-გორგოლაჭიანი საყრდენი, ხოლო ცარიელი შტოსათვის – იგივე ერთი გრძელი გორგოლაჭსაყრდენი, ისევე როგორც ბრტყელი ლენტის შემთხვევაში.

გორგოლაჭის სიგრძის გაანგარიშება ხდება შემდეგი ფორმულით:

$$l_{\text{გ}} = B + 1500, \text{ მმ.}$$

გორგოლაჭსაყრდენის მბრუნავი ნაწილების წონა, როდესაც გორგოლაჭების დიამეტრია 89, 108 და 152 მმ, სათანადოდ ტოლია:

სამგორგოლაჭიანი საყრდენისათვის (დატვირთული შტო)

$$G'_{\text{გ}} = 8B + 9 \text{ კგ; } d_{\text{გ}} = (89 \text{ მმ});$$

$$G'_8 = 15B + 12 \text{ კგ}; d_8 = (108 \text{ მ});$$

$$G'_8 = 25B + 15 \text{ კგ}; d_8 = (152 \text{ მ}).$$

ერთგორგოლაჭიანი საყრდენისათვის (ცარიელი შტო)

$$G''_8 = 8B + 3 \text{ კგ};$$

$$G''_8 = 15B + 4 \text{ კგ};$$

$$G''_8 = 25B + 5 \text{ კგ}.$$

თუ გვეცოდინება გორგოლაჭებს შორის მანძილი, შეგვიძლია ვიანგარიშოთ ერთ გრძივ მეტრზე მოსული გორგოლაჭების მბრუნავი ნაწილების წონა:

სატვირთო შტოსათვის –

$$q'_8 = \frac{G'_8}{l'}, \text{ კგ/მ};$$

ცარიელი შტოსათვის –

$$q''_8 = \frac{G''_8}{l''}, \text{ კგ/მ},$$

სადაც l' არის მუშა (სატვირთო) შტოზე გორგოლაჭებს შორის მანძილი, მ;

l'' - ცარიელ შტოზე გორგოლაჭების მანძილი, მ.

გორგოლაჭსაყრდენების ბიჯი მუშა და უქმი შტოსათვის მოცემულია ცხრილში [1, ცხრ.2.3].

7.3. ამძრავი

ლენტის მოძრაობაში მოსაყვანად საჭიროა მას გადავცეთ სათანადო სიდიდის წვეის ძალა; ეს ოპერაცია ლენტურ კონვეიერებში ხორციელდება ამძრავი დოლის საშუალებით.

ვიცით, რომ მოქნილ საწვევ ორგანოზე გადაცემული ძალის სიდიდე ლენტის დაჭიმულობის, ლენტით დოლზე (ან დოლებზე) შემოსხვევის კუთხისა და შეხების ზედაპირებს შორის ხახუნის კოეფიციენტის პირდაპირპროპორციულია:

ა) ლენტის დაჭიმულობის,

ბ) ლენტით დოლზე (ან დოლებზე) შემოსხვევის კუთხისა და

გ) შეხების ზედაპირებს შორის ხახუნის კოეფიციენტის.

ლენტის დაჭიმულობის ოპტიმალურს ზევით გაზრდა იწვევს მისი მტკიცე ზომების დარღვევას, ამიტომ ამჯობინებენ გადაცემული ძალვის გაზრდის რეგულირება მოახდინონ დოლებზე შემოსხვევის კუთხის გაზრდით ან მოხახუნე ზედაპირების ხახუნის კოეფიციენტის გადიდებით.

დოლის დიამეტრს იღებენ, მმ:

1) სტაციონარული კონვეიერების შემთხვევაში

ა) ამძრავი დოლებისათვის

$$D_{\text{ღ}} = i_{\text{ღ}}(125 \div 150) ,$$

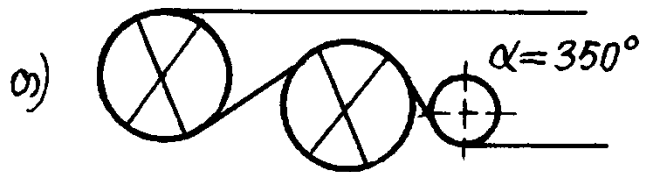
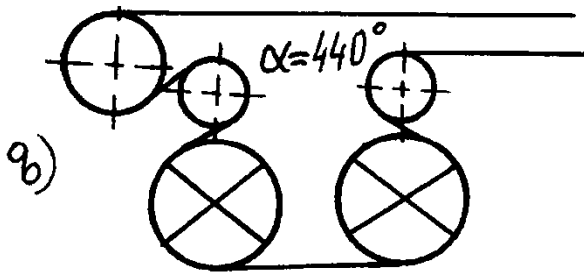
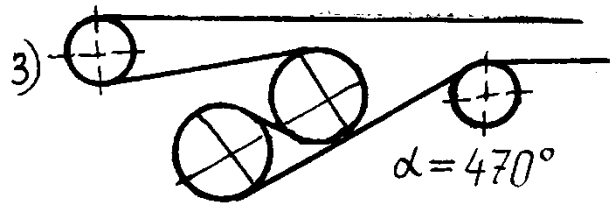
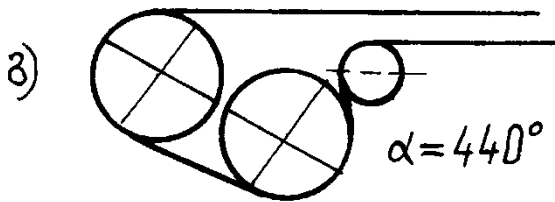
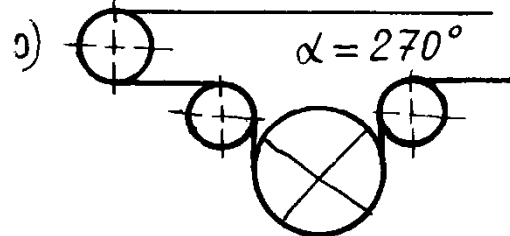
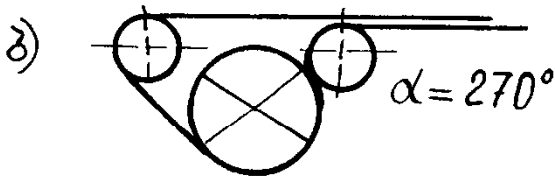
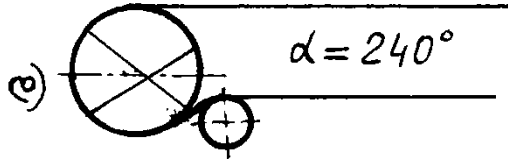
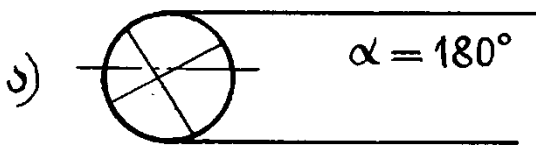
ბ) გადამხრელი დოლებისათვის

$$D_{\text{ღ}} = i_{\text{ღ}}(80 \div 100).$$

2) მიწისქვეშა გადასატანი კონვეიერებისათვის

$$D_{\text{ღ}} = i_{\text{ღ}}(80 \div 100).$$

შემოხვევის კუთხის გადიდების თვალსაზრისით გამოიყენება ლენტური კონვეიერის ამძრავის შემდეგი სქემები



ნახ. 7.2

ვიციტ, რომ ერთდოლიანი ამძრავის შემთხვევაში

$$S_{\text{სწ}} = S_{\text{ბ}} \cdot e^{\mu\alpha}.$$

განესაზღვროთ ორდოლიანი ამძრავით გადაცემული ძალვის სიდიდე ამისათვის განვიხილოთ სქემა, რომელიც მოგვყავს ქვევით. სქემის მიხედვით შეგვიძლია დავწეროთ:

$$S_1 = S'_1 \cdot e^{\mu\alpha_1}, \quad S_2 = S'_2 \cdot e^{\mu\alpha_2}.$$

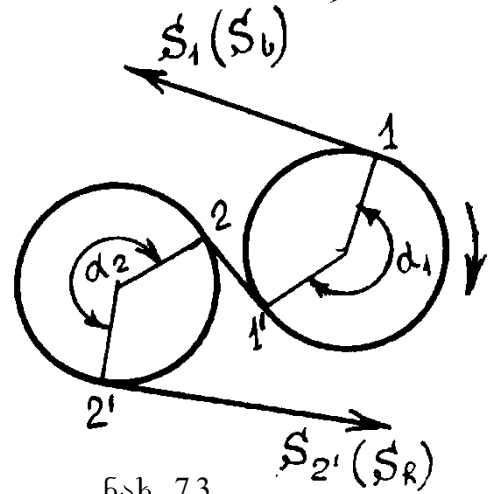
მაგრამ $S_2 \approx S'_1$, ამიტომ $S_1 = S'_2 \cdot e^{\mu\alpha_1} \cdot e^{\mu\alpha_2}$.

აქედან კი, რადგან $S'_2 = S_\beta$, ხოლო $S_1 = S_{\beta\varphi}$,
შეგვიძლია დავწეროთ

$$S_{\beta\varphi} = S_\beta \cdot e^{\mu(\alpha_1 + \alpha_2)} \quad \text{ან} \quad S_{\beta\varphi} = S_\beta \cdot e^{\mu\alpha}$$

სადაც $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$.

μ ხახუნის (ჩაჭიდების) კოეფიციენტის გაუმჯობესება ხდება ამონაგის სახეობის შეცვლით ან სხვა საშუალებებით (სპეციალური, მაგ. ვაკუუმძრავების გამოყენებით და სხვა).



ნახ. 7.3.

7.4. დამჭიმი მოწყობილობა

დამჭიმი მოწყობილობის დანიშნულებაა ლენტური კონვეიერის კონტურში ტვირთშიდი ლენტის დაჭიმულობის პროგრამულად (საჭიროდ) აყვანა-შენარჩუნება. დამჭიმი მოწყობილობებია: არარეგულირებადი (ხისტი), რეგულირებადი (ავტომატური) და კომბინირებული.

ზოგადად, მოწყობილობის მიერ განვითარებული აუცილებელი უმცირესი დაჭიმულობის სიდიდე განისაზღვრება ორი პირობის მიხედვით:

- 1) მინიმალური დაჭიმულობა, დოღზე ლენტის ჩაჭიდების საკმარისობის მიხედვით

$$S_{\text{ჩაჭ}} = S_\beta = \frac{F_0 K_\varphi}{e^{\mu\alpha} - 1},$$

სადაც $K_\varphi=1,2, 1,3$ არის ამძრავის წვევის მარაგის კოეფიციენტი; ხოლო

$$F_0 = S_{\beta\varphi} - S_\beta(e^{\mu\alpha} - 1).$$

- 2) ლენტის დატვირთული შტოს ორ მოსაზღვრე საყრდენს შორის ჩაღუნვის მიხედვით

$$S_{\text{აღნ}} = S_\beta = (5 \div 10) \cdot (q + q_{\text{კ}})l' \cos\alpha,$$

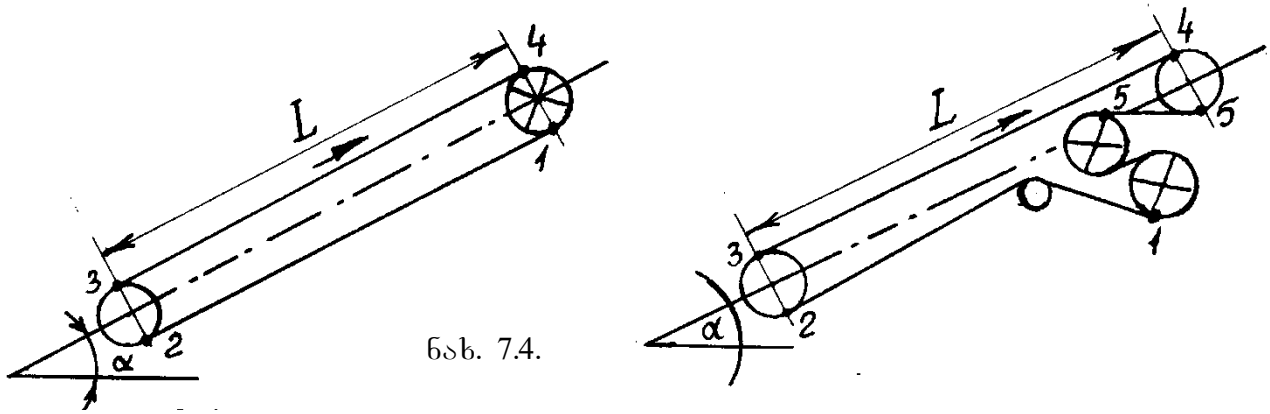
სადაც $l'=1,2$ საყრდენ გორგოლატებს შორის მანძილია.

იმ შემთხვევაში, თუ კონტურზე შემოვლის მეთოდით გაანგარიშებისას ლენტური კონვეიერის რომელიმე წერტილის დაჭიმულობა აღმოჩნდა $S_{\text{აღნ}}$ -ზე ნაკლები, მაშინ დაჭიმულობათა გაანგარიშება ხდება $S_{\text{აღნ}}$ -ის მიხედვით.

7.5. ლენტური კონვეიერის გაანგარიშება კონტურზე შემოვლის მეთოდით

მწარმოებლობის ($Q_{სმ}$), ზიდვის მანძილის (L) და დანადგარის დახრის კუთხის (α) მიხედვით, შეირჩევა კონვეიერის სახეობა.

შერჩეული კონვეიერის მიხედვით, აიღება საანგარიშო კონტურის სქემა (იგი შეიძლება იყოს ორ ან ერთდოლიანი ამძრავისათვის) (ნახ. 7.4).



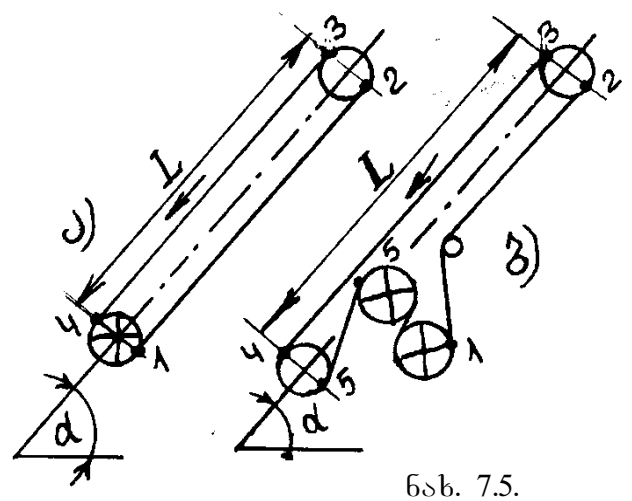
ნახ. 7.4.

იმ შემთხვევაში, თუ ტვირთის ზიდვა წარმოებს ქვევიდან ზევით (ქანობზე), მაშინ ამძრავი ყველა შემთხვევაში განლაგდება ტვირთის დაცლის პუნქტში (ზევით); წინააღმდეგ შემთხვევაში, ე.ი. ტვირთის ბრემსბერგზე ტრანსპორტირებისას ამძრავის ადგილმდებარეობა განისაზღვრება შემდეგნაირად: გამოითვლება მოცემული ლენტური კონვეიერის ტოლწინალობის (კრიტიკული) კუთხე α_0 :

$$tg\alpha_0 = \frac{q+q'_0-q''_0}{2q_{ლ}+q} \cdot \omega',$$

შემდეგ

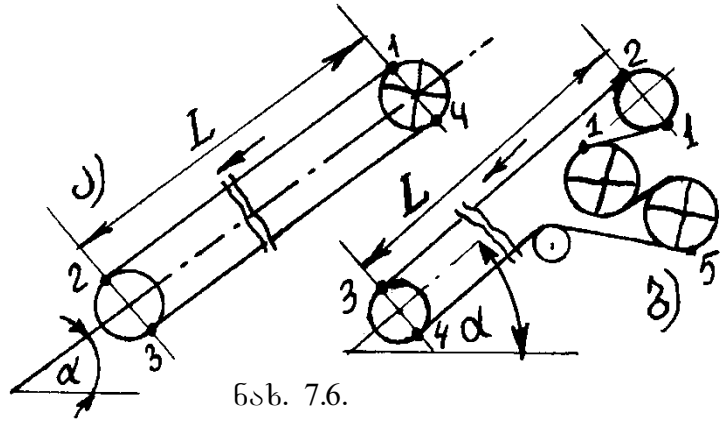
ა) თუ $\alpha_0 > \alpha$, მაშინ ამძრავი განლაგდება საბრემსბერგო კონვეიერის დაცლის პუნქტში (ე.ი. ქვევით) და იმუშავებს ძრავულ რეჟიმში (ნახ. 7.5 ა.ბ). საანგარიშო კონტურში დაჭიმულობის წერტილები განისაზღვრება (ყველა ვარიანტის განხილვისას) კონვეიერის



ნახ. 7.5.

ამძრავის მიმართ (ამძრავი სქემაზე აღნიშნულია \oplus ; \otimes -სახით), კერძოდ, მოქნილი საწვეი ორგანო ამძრავზე შესვლის წერტილში მაქსიმალურადაა დაჭიმული და აღინიშნება მაქსიმალური ნიშნულით (ჩვენს შემთხვევაში 5 ან 4-ით). ამძრავიდან მოქნილი საწვეი ორგანოს ჩამოქანების წერტილში კი მინიმალური დაჭიმულობაა და იგი აღინიშნება ციფრით 1. კონტურში დანარჩენი წერტილების აღნიშვნა ხდება საწვეი ორგანოს მოძრაობის მიმართულებით.

ბ) თუ, $\alpha_0 < \alpha$ - ე.ი. კონვეიერის ფაქტობრივი დახრილობა მეტია, ვიდრე ტოლწინალობის α_0 კუთხე, მაშინ ამძრავი განლაგდება საბრესბერგო კონვეიერის დატვირთვის პუნქტში და იმუშავებს გენერატორულ რეჟიმში, ხოლო სქემა მოცემულია ნახაზზე (ნახ. 7.6. ა, ბ).



ნახ. 7.6.

ჰორიზონტალური საკონვეიერო დანადგარების შემთხვევაში ამძრავი ყოველთვის გაცლის პუნქტშია განლაგებული, ხოლო საანგარიშო წერტილების დანომრვა სწარმოებს ზემოთ აღნიშნული წესით. საანგარიშო სქემის დადგენის შემდეგ, ხდება კონვეიერის ლენტის სიგანის შემოწმება მოცემულ მწარმოებლობაზე.

$$B = \sqrt{\frac{Q}{K_{\text{კ}} K_{\alpha} \gamma_6 v}} \leq B_{\text{ვ}},$$

სადაც $B_{\text{ვ}}$ არის შერჩეული კონვეიერის ლენტის ფაქტობრივი სიგანე მ,

$K_{\text{კ}}$ - მწარმოებლობის კოეფიციენტი და აიღება გვერდითი საყრდენი გორგოლაჭების დახრის კუთხისა და სატრანსპორტო ტვირთის ბუნებრივი ფერდოს კუთხის მიხედვით,

K_{α} - კოეფიციენტი ითვალისწინებს დანადგარის დახრილობას,

γ_6 - ნაყარში სატრანსპორტო ტვირთის მასა, ტ/მ³,

v - აღმასრულებელი ორგანოს - ლენტის სიჩქარე, მ/წმ,

ლენტის სიგანე მოწმდება ტვირთის მაქსიმალური ნატეხების სიმსხოზეც

$$\alpha_{\text{max}} = \frac{B_{\text{ვ}}}{2} - 100, \text{ მმ} \leq a_{\text{maxფაქ}}.$$

მოცემული სქემისა და საპროექტო მონაცემების მიხედვით, კონვეიერის დატვირთული შტოს წინალობა:

$$W_{\text{დ}} = (q + q_{\text{კ}} + q'_{\text{ბ}})L\omega_{\text{დ}} \cos \alpha \pm (q + q_{\text{კ}})L \sin \alpha;$$

ცარიელი შტოს წინალობა კი

$$W_{\text{ც}} = (q_{\text{კ}} + q'_{\text{ბ}})L\omega_{\text{ც}} \cos \alpha \pm (q + q_{\text{კ}})L \sin \alpha;$$

სადაც $q = \frac{Q}{3,6v}$, დკნ/მ - არის დანადგარის გრძივი მეტრის დატვირთვა.

$q'_{\text{ბ}}$ და $q''_{\text{ბ}}$ - საყრდენი გორგოლაჭების მბრუნავი ნაწილების მასა მოსული დანადგარის დატვირთული და ცარიელი მასების 1 გვიგ მ-ზე.

$q_{\text{კ}}$ - გრძ. მ. ლენტის მასაა.

დატვირთულ და ცარიელ შტოებში მოძრაობის წინააღმდეგობა სიდიდის განსაზღვრა საშუალებას გვაძლევს შევადგინოთ გასაანგარიშებელი ტრაფარეტი.

საანგარიშო ტრაფარეტი. (ანგარიში ტარდება 7.5. ბ-ს მიხედვით)

№	დაჭიმულობის ასოთი გამოსახვა	დაჭიმულობის გამოსახვა S ₁ -ის საშუალებით	რიცხვითი გაანგარიშება	გადაანგარიშება
1	S ₁ =	S ₁ =		
2	S ₂ = S ₁ +W _ც	S ₂ = S ₁ +W _ც		
3	S ₃ = K S ₂	S ₃ = K(S ₁ +W _ც)		
4	S ₄ = S ₃ +W _ღ	S ₄ = K(S ₁ +W _ც)+W _ღ		
5	S ₅ = K S ₄	S ₅ = K(K(S ₁ +W _ც)+W _ღ)		

იმისათვის, რომ ამოვხსნათ საანგარიშო ტრაფარეტის მესამე სვეტში მიღებული ორუცნობიანი განტოლება, ვიყენებთ ეილერის განტოლებას, ვადგენთ სისტემას და ამოვხსნით S₁-ის მიმართ:

$$\begin{cases} S_5 = K(K(S_1 + W_{ც}) + W_{ღ}) \\ S_5 = S_1 e^{\mu\alpha} \end{cases}, \text{ ე.ი. } S_1 e^{\mu\alpha} = K(K(S_1 + W_{ც}) + W_{ღ}),$$

საიდანაც
$$S_1 = \frac{K^2 W_{ც} + W_{ღ}}{e^{\mu\alpha} - K^2}.$$

მიღებული განტოლებით ვხსნით S₁ მნიშვნელობას და ტრაფარეტის მეოთხე სვეტს ვანგარიშობთ შესაბამისი ფორმულების საშუალებით. იმ შემთხვევაში, თუ მეოთხე სვეტში დაჭიმულობის რომელიმე მნიშვნელობა მივიღეთ უარყოფითი (რაც დაუშვებელია), მაშინ საჭიროა გადაანგარიშება მინიმალური დაჭიმულობის მიხედვით.

$$S_{min} = (5 \div 10)(q_{ღ} + q'_{ღ})l' \cos\alpha,$$

მიღებული საჭირო წვევის ძალის მიხედვით

$$F = S_5 - S_1 \text{ დკნ,}$$

რომელსაც ავითარებს დოლური ტიპის ამძრავი, განისაზღვრება ამძრავის სიმძლავრე

$$N = \frac{F \cdot v \cdot K_{\delta}}{102 \eta} - \text{თუ ამძრავი მუშაობს ძრავულ რეჟიმზე.}$$

და

$$N = \frac{F \cdot v \cdot K_{\delta} \cdot \eta}{102} - \text{თუ ამძრავი მუშაობს გენერატორულ რეჟიმზე.}$$

კონტურში მაქსიმალური დაჭიმულობის მიხედვით მოწმდება ტვირთმზიდი ლენტის სიმტკიცის მარაგი

$$m = \frac{S_{\delta}}{S_{max}} = \frac{S_{\delta}}{S_5} \geq (9,5 \div 11),$$

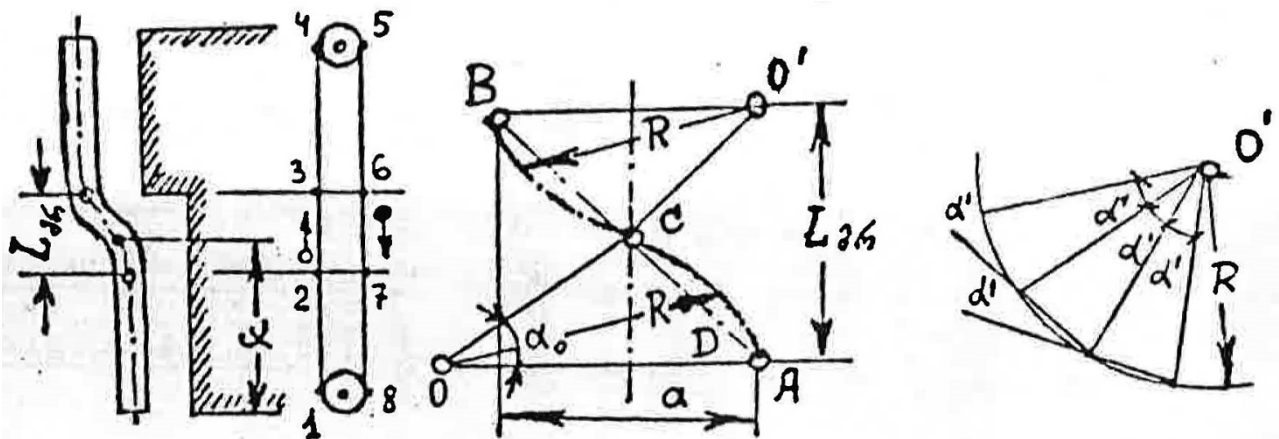
ხოლო ძრავის სიმძლავრის მარაგის კოეფიციენტი

$$K_{\delta} = \frac{N_{\delta}}{N} = (1,1 \div 1,3).$$

8. ღუნვალი ხვეტია კონვეიერის გაანგარიშება

ღუნვალი ხვეტია კონვეიერის გაანგარიშება შევამოწმოთ შემდეგი პირობებისათვის (ნახ. 8.1):

1. ლავის სიგრძე ანტრაციტის შახტში - 250 მ;
2. ფენის სიმაღლე 1,8 მ;
3. დახრის კუთხე 8°;
4. მოცულობითი მასა მასივში (ანტრაციტის) $\gamma'=1,4$ ტ/მ³;
5. მოცულობითი მასა ნაყარში $\gamma=1,4$ ტ/მ³;



ნახ. 8.1.

ზიღვა წარმოებს ზევიდან ქვევით, ნახშირის გამოღება - კომბაინის საშუალებით. ლავიდან ნახშირის გამოტანა ხდება ორ ცვლაში.

კონვეიერის გადაადგილება თანდათანობით წარმოებს მექანიკური გზით (ნახ. 8.1, ბ).

მაჩვენებლები

კონვეიერის დახასიათება:

1. ჯაჭვის მოძრაობის სიჩქარე - $v=0,575$ მ/წმ;
2. ძრავის სიმძლავრე სათავე ამძრავზე, კვტ $N_1=29 \times 2=58$;
3. ძრავის სიმძლავრე კუდის (ბოლო) ამძრავზე, კვტ $N_2=21,5$;
4. გამგლეჯი ძალა ორივე ჯაჭვისათვის, ტ $S_{გაგ}=2 \times 27=54$;
5. ჯაჭვის მასა ხვეტიებით, დკნ/მ - $m=23,8$;
6. რეშტაკის სექციის სიგრძე, მ $l=1,54$;
7. რეშტაკების ერთმანეთის მიმართ შემობრუნების უდიდესი კუთხე $\alpha'=4^\circ$.

ლავის ცვლური მწარმოებლობა

$$A_{G3} = \frac{Lbmy'C}{n_{G3}}$$

სადაც $L=250$ მ არის ლავის სიგრძე;

$b=1,8$ მ - ფენის სიმაღლე;

$m=2 \times 0,85$ მ - გამოსაღები ზოლის სიგანე (პირმოღება);

$\gamma'=1,4$ ტ/მ³ - მოცულობითი მასა მასივში (გადასატანი ტვირთის);

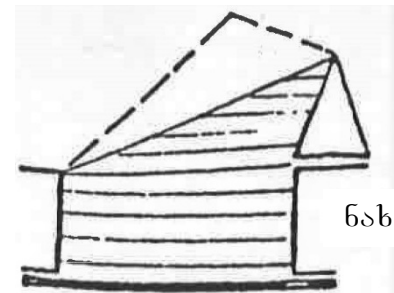
$C=0,95$ - კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ნახშირის გაბნევას ლავაში.

$n_{\text{ცვ}}=2$ - ნახშირის გამოსატანად საჭირო ცვლების რაოდენობა.

კონვეიერის საჭირო საათობრივი მწარმოებლობა; როდესაც ცვლაში დანადგარი მუშაობს $T=7,0$ სთ, და კონვეიერის მუშაობის უთანაბრობის კოეფიციენტი $K=2,0$.

$$Q_{\max} = \frac{A_{\text{ცვ}} K}{T} = \frac{520 \cdot 2}{7} = 150 \text{ ტ/სთ.}$$

ტვირთის უდიდესი დასაშვები კვეთი კონვეიერზე, 300 მმ-იანი სიმაღლის ფარისას, როდესაც ტვირთი განაწილებულია 8.2 ნახაზის მსგავსად. ფართობი



ნახ. 8.2.

დაახლოებით შეადგენს $F=0,125$ მ²-ს. შესაბამისი მაქსიმალური შესაძლებელი მწარმოებლობა $Q_{\max}=3600F\gamma\gamma'=3600 \times 0,125 \times 0,575 \times 0,95=245$ ტ/სთ ე.ი. საჭირო მწარმოებლობას მნიშვნელოვნად აღემატება კონვეიერის გრძივი დატვირთვა.

$$q = \frac{Q}{3,6v} = \frac{150}{3,6 \times 0,575} = 72,5, \text{ დკნ/მ.}$$

კონვეიერის ღერძის გადაღუნვის რადიუსი მრუდწირულ უბანზე

$$R = \frac{l}{2 \sin \frac{\alpha'}{2}} = \frac{1,54}{2 \sin \frac{4}{2}} = 22, \text{ მ}$$

გარდამავალი მრუდწირული უბნის სიგრძე, მ

$$L_{\text{მრ.წ}} = \sqrt{4aR - a^2} = \sqrt{4 \times 1,6 \times 22 - 1,6^2} = 11,75$$

გადაღუნვის თითოეული რკალის ცენტრალური კუთხეა

$$\sin \frac{\alpha'}{2} = \frac{a}{\sqrt{a^2 + L_{\text{მრ.წ}}^2}} = \frac{1,6}{\sqrt{1,6^2 + 11,75^2}} = 0,135 \text{ მ,}$$

საიდანაც გადაღუნვის საერთო კუთხე

$$a=2\alpha_0=30^\circ 40'=0,535 \text{ (რადიანებით)}$$

$$e^{f\alpha} = e \times 0,4 \times 0,535 = 1,23.$$

იმასთან დაკავშირებით, რომ დატვირთვისა და ამასთან ღვარის გაღუნვის უბანი თანდათანობით გადაადგილდება კონვეიერის მთელ სიგრძეზე, ჯაჭვის დაჭიმულობის განსაზღვრა უნდა მოხდეს შემთხვევისათვის, როდესაც ის შეადგენს უდიდესს, რასაც ადგილი აქვს მაშინ, როდესაც დატვირთვა წარმოებს კონვეიერის სამთავე უბანში, ხოლო თვით კონვეიერი მთელ სიგრძეზეა დატვირთული.

განაწილებული წნევის გარდა, კონვეიერის სიგრძეზე იმ წერტილში, სადაც ხდება დატვირთვა, მოქმედებს აგრეთვე მნიშვნელოვანი წინააღმდეგობა, რომლის სიდიდე დაახლოებით შეიძლება მივიღოთ

$$W_{ტვ}=1000 \text{ დკნ.}$$

დავუშვათ, ანტრაციტის მოძრაობის წინაღობა $\omega'=0,45$;

ღარის ძირზე ჯაჭვის ხახუნის კოეფიციენტი $f''=0,3$;

ღარის კედლებზე (გადაღუნვის ადგილას) $f'''=0,4$.

ჯაჭვის დაჭიმულობა ამძრავი ვარსკვლავას ჩამავალ წერტილში:

$$S_1=500 \text{ კგ}$$

დაჭიმულობა 2 წერტილში, 1-2 მანძილის კონვეიერის მთლიან სიგრძედ მიღებისას, ხოლო 2-3-4 მანძილს თუ ჩავთვლით ნულის ტოლად, მაშინ

$$S_2 = S_1 + q_0L(\sin\beta + f_1'\cos\beta) = 500 + 23,8 \times 250(\sin 8^\circ + 0,3\cos 8^\circ) = 3100 \text{ დკნ.}$$

კუდის ამძრავ ვარსკვლავაზე სწრაფობის შტოს წერტილის დაჭიმულობა

$$S_3 = S_4 = S_2 \cdot e^{f_1''\alpha} = 3100 \times 1,23 = 3810 \text{ დკნ.}$$

წევის ძალა, რომელიც ნორმალური დატვირთვისას შეიძლება გადავცეთ (თუ მივიღებთ, რომ $\eta_{მანქ}=0,80$)

$$W = \frac{102 \cdot N \cdot \eta_{მანქ}}{v} = \frac{102 \times 21,5 \times 0,80}{0,575} = 3050 \text{ დკნ.}$$

ამ სიდიდეზე ჯაჭვის დაჭიმულობა ჩამოქანების წერტილში, ვარსკვლავასთან ნაკლებია, ვიდრე სწრაფობის წერტილში. თუ ამძრავის მთელი სიმძლავრე სათავე ამძრავზეა, მაშინ ჯაჭვის დაჭიმულობა იქნება

$$S'_5 = 1,06S_4 = 1,06 \times 3810 = 4045 \text{ დკნ}$$

$$S'_6 = S_5 + W = 4045 + 1000 = 5045 \text{ დკნ}$$

$$S'_7 = 1,23 \cdot S'_6 = 1,23 \times 5045 = 6210 \text{ დკნ}$$

$$S'_8 = S'_7 + W_{7-8} = 6210 + 6510 = 12720 \text{ დკნ.}$$

ამრიგად, ჯაჭვის დაჭიმულობა გაიზარდა 1,5-ჯერ, ხოლო სიმტკიცის მარაგის კოეფიციენტი შემცირდა 3,7-მდე, რაც დაუშვებელია; ამას გარდა, რამდენადმე გაიზარდებოდა საჭირო სიმძლავრე.

8.1 ნახაზზე მოყვანილ დიაგრამაზე გამოსახული მწვევი ორგანოს დაჭიმულობა: 1-2-3-4-5-6-7-8 ორი ამძრავისა და 1-2-3-4-5'-6'-7'-8' ერთი ამძრავის შემთხვევაში. მიღებული შედეგები გვიჩვენებს, რომ მძლავრ დანადგარებზე ორი და მეტი ამძრავის გამოყენებისას (თუმც ამას სირთულისაკენ მივყავართ), მისი საშუალებით მნიშვნელოვნად ხდება მწვევ ორგანოზე ძალების შემცირება.

$$S_5 = S_4 - W''_{სამ} = 3810 - 3050 = 760 \text{ დკნ}$$

თუ უშუალოდ დამჭიმავ ნაწილზე კონვეიერის გადაღუნვის წინ, წარმოებს დატვირთვა, მაშინ

$$S_6 = S_5 + W_{\text{დატ}} = 760 + 1000 = 1760 \text{ დკნ.}$$

დატვირთვა 6 წერტილში გადაღუნვის შემდეგ:

$$S_7 = S_5 \cdot e^{f_1' \alpha} = 1760 \times 1,23 = 2160 \text{ დკნ}$$

ამძრავ თავზე ამავალი შტოს დატვირთვა

$$S_8 = S_7 - (q + q_0)L \sin \beta + (q' + q_0 f_1') L \cos \beta = 2160 - (73,6 + 23,8) \times 250 \times \sin 8^\circ + (72,6 \times 0,45 + 23,8 \times 0,3) \times 250 \times \cos 8^\circ = 2160 + 6510 = 8670 \text{ დკნ}$$

სათავე ამძრავის ლილვზე წვევის ძალა

$$W_0 = S_8 - S_1 = 8670 - 500 = 8170 \text{ დკნ}$$

და ძრავის სიმძლავრე, კვტ:

$$N' = \frac{W_0' \cdot v}{102 \eta_{\text{მანქ}}} = \frac{8170 \times 0,575}{102 \times 0,80} = 57,5.$$

ე.ი. ემთხვევა დადგმულობით სიმძლავრეს.

ჯაჭვის სიმტკიცის მარაგი, დინამიკური დატვირთვების გათვალისწინებით

$$K = \frac{S_{\text{ბ}}}{K_b S_{\text{max}}} = \frac{S_{\text{ბ}}}{K_b S_8} = \frac{54000}{1,15 \times 8670} = 5,5.$$

რაც ნორმის ფარგლებშია.

9. სასკრეპერო დანადგარის გაანგარიშება

გავთვალთ სასკრეპერო დანადგარი შემდეგი მონაცემებისათვის:

1. დანადგარის (სკრეპერის) ცვლური მწარმოებლობა ტ/ცვ $A_{ცვ}=100$

2. ნაყარში მადნის მასა, $\gamma=2,6$

3. სასკრეპერო გზის სიგრძე (ჰორიზონტალური), მ $L=18$

4. მადანი - საშუალო და მსხვილი ნატეხოვანი

ვირჩევთ სავარცხლის ტიპის სკრეპერს.

7 სთ-იანი სამუშაო რეჟიმისას თუ გავითვალისწინებთ უთანაბრობის კოეფიციენტს $K_{უთ}=1,5$, მაშინ საათობრივი მწარმოებლობა

$$Q_{სთ} = \frac{100 \times 1,5}{7} = 21,5 \text{ ტ/სთ}$$

როდესაც $v_{შ}=1,0$ მ/წმ; $v_{უთ}=1,46$ მ/წმ

სვლის გადართვის ორივე პაუზის ხანგრძლივობაა 12 წმ, სკრეპერის ერთი ციკლის ხანგრძლივობა $t=42$ წმ, ხოლო საათში ციკლების რიცხვი

$$i=3600:42=86 \text{ ციკლი}$$

სკრეპერში ტვირთის მასა თუ $\psi=0,65$ (ავსების კოეფიციენტი), $G=250$ კგ მთლიანი გავსებისას

$$G_{გავ} = G:\psi = 250:0,65 = 390 \text{ დკნ}$$

და სკრეპერის მოცულობა

$$U = G_{გავ}:1000 = 0,39 \text{ მ}^3$$

ასეთი სკრეპერის (მკვდარი) საკუთარი წონა

$$G_{შ}=165 \text{ დკნ}$$

მივიღოთ $f_1=0,7$; $f_2=0,6$; $K=K'=1,4$; $K_{ბრ}=1,1$ და $W_T=50$ დკნ

მაშინ დატვირთული სკრეპერის წვეის ძალა $\psi=0,65$ კოეფიციენტისას

$$W_{0ლატ} = (1,4 \times 1,1(250 - 165)) \times 0,7 + 50 = 520 \text{ დკნ}$$

ცარიელი სკრეპერის მოძრაობისას

$$W_{0ცარ} = 1,4 \times 1,1(165 \times 0,6 + 50) = 230 \text{ დკნ}$$

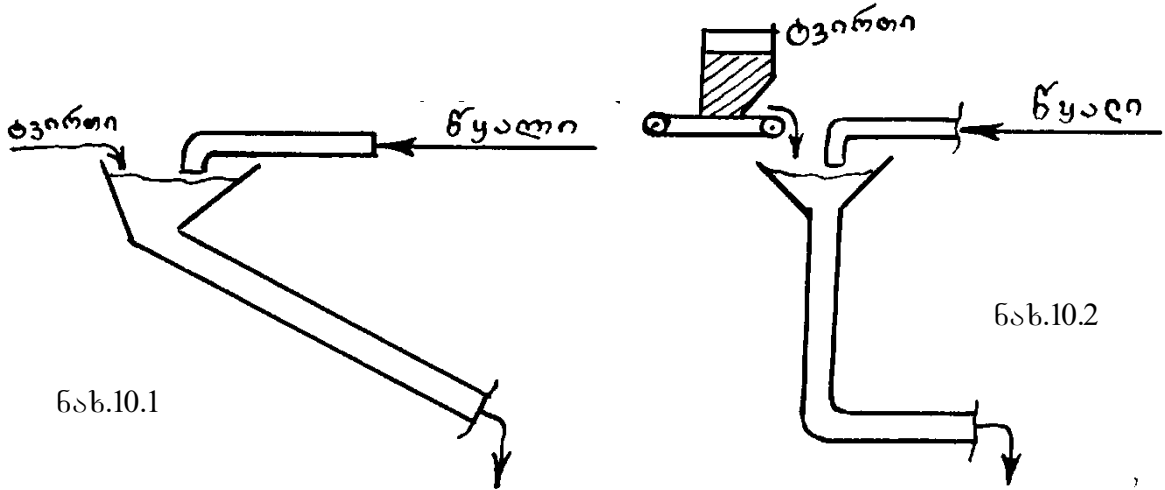
ძრავის შესაბამისი დატვირთვა, როდესაც $\eta_გ=0,75$

$$N_{ლატ}=6,8 \text{ კვტ}; \quad N'_{ლატ}=8,9 \text{ კვტ}; \quad N_{ცარ}=4,4 \text{ კვტ}.$$

10. ჰიდროსატრანსპორტო დანადგარები

მოქმედების პრინციპი - წყლის ნაკადში ტვირთის გადაადგილება. წყლისა და ტვირთის ნარევის, პულპა ეწოდება.

დანადგარის კლასიფიკაცია შესაძლებელია შემდეგი ნიშნების მიხედვით:



ნახ.10.1

ნახ.10.2

1. გამოყენებული ენერჯის მიხედვით:

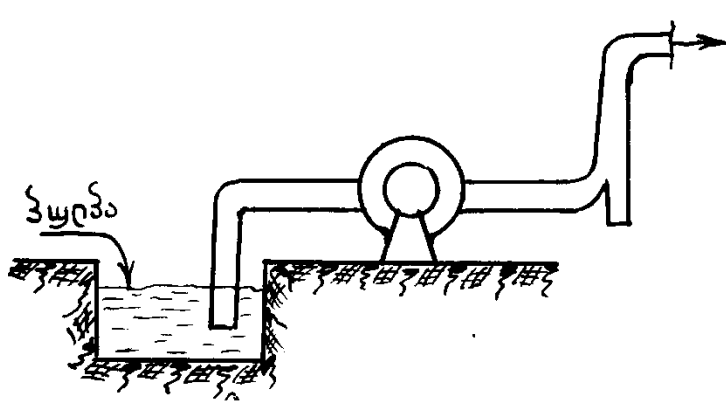
ა) თვითმდინარე (ნახ.10.1) - სადაც პულპა ღია ღარებში მოძრაობს, ღარის დახრილობის ხარჯზე.

ბ) ბუნებრივი დაწნევით (ნახ. 10.2)

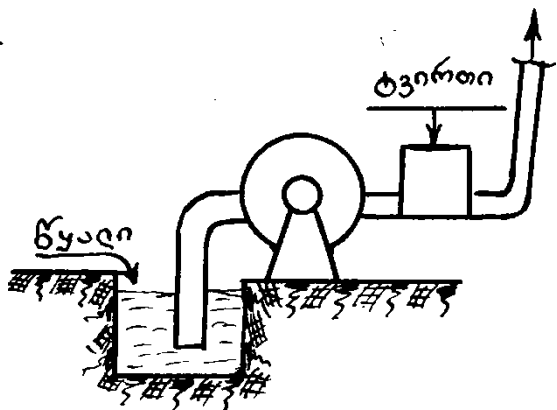
2) ხელოვნური წნევის შექმნის ხერხის მიხედვით:

ა) როდესაც წნევა წარმოიქმნება პულპამწოვის საშუალებით (ნახ. 10.3) - რომელიც შეიწოვს პულპას;

ბ) როდესაც წნევა წარმოიქმნება ტუმბოს საშუალებით (ნახ. 10.4), რომელიც მუშაობს სუფთა წყალზე, ხოლო მასალა მკვებავის საშუალებით მიეწოდება მიღგაყვანილობას;

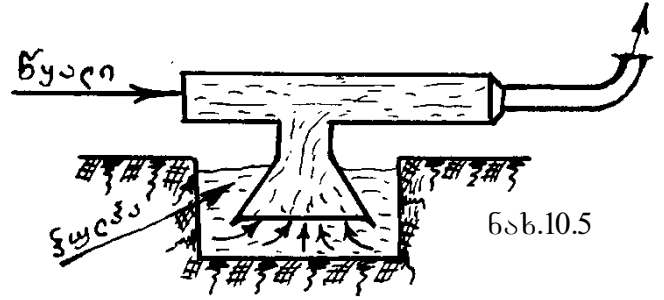


ნახ.10.3



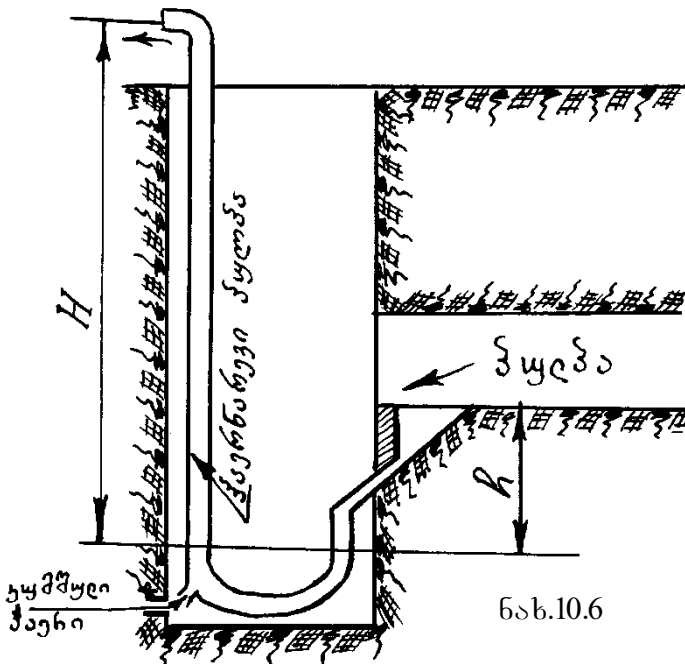
ნახ.10.4

ვ) როდესაც ტრანსპორტირება ხდება ჰიდროელევატორის საშუალებით (ნახ. 10.5), რომელშიც ტვირთის შემწოვში (პულპის შეწოვისათვის) ვაკუუმი შეიქმნება წყლის ჭავლის მეშვეობით;



ნახ.10.5

დ) როდესაც ტრანსპორტირება ხდება ერლიფტებით, რომელშიც პულპა მოძრაობს იმის გამო, რომ (ნახ. 10.6) დანადგარს მარცხენა მხრიდან მიეწოდება შეკუმშული ჰაერი და იქმნება H სიმაღლის ჰაერნარევი პულპა, რომლის წონა h სიმაღლის მარჯვენა პულპის სვეტის წონაზე ნაკლებია.



3. დაწნევის სიდიდის მიხედვით

ა) დაბალი წნევის ჰიდროსატრანსპორტო დანადგარები 30-70 მეტრ წყლის სვეტამდე წნევით;

ბ) საშუალო წნევის ჰიდროსატრანსპორტო დანადგარები 70-160 მეტრ წყლის სვეტამდე წნევით;

გ) მაღალი წნევის ჰიდროსატრანსპორტო დანადგარები 400 მეტრ წყლის სვეტამდე წნევით.

4) ერთ ადგილზე მუშაობის დროის ხანგრძლივობის მიხედვით:

ა) სტაციონარული და ბ) გადასაადგილებელი.

ზემოთ მოყვანილი ყველა სახის სატრანსპორტო დანადგარებით ვახდენთ ნაყარი ტვირთების ტრანსპორტირებას, რომლებიც არ ასველებს და არ ეკვრება მილსადენის კედლებს და მოძრაობისას არ წარმოქმნის საცობს.

დანადგარის დადებით მხარეებში უნდა აღინიშნოს: მონტაჟის სიმარტივე და მოხერხებულობა, მუშაობის უწყვეტი რეჟიმი, დიდი მწარმოებლობა და მცირე შრომატევადობა, ავტომატიზაციის მაღალი ხარისხი, გამოყენებული მექანიზმების შედარებით სიიაფე და ჰიდრომომოვებასთან ორგანული კავშირი.

უარყოფით მხარეებს კი წარმოადგენს: ტვირთის დანაწევრება, ენერჯის და წყლის მნიშვნელოვანი ხარჯი, მიწამწოვებისა (ნახშირმწოვებისა) და მილსადენების სწრაფი ცვეთა; სპეციალური სატრანსპორტო მექანიზმების აუცილებლობა ხალხის გადასაყვანად, ტვირთის გადასატანად და სხვა.

შახტებზე, სადაც გამოყენებულია ჰიდრომოპოვება ტვირთის ტრანსპორტირება სანგრევიდან შახტის ზედაპირამდე და ხშირად მომხმარებლამდისაც შეიძლება მოხდეს ჰიდროტრანსპორტით. მოპოვების ჩვეულებრივი ტექნოლოგიის შახტებში კი ჰიდროტრანსპორტი გამოიყენება ფუჭი ქანის სანაყარო მეურნეობაზე გასატანად და შემვსები მასალების გამომუშავებულ სივრცემდე ტრანსპორტირებისათვის. ეს დანადგარები გამამდიდრებელ ფაბრიკებში გამოიყენება წიაღისეული ტრანსპორტირებისათვის ფაბრიკის შიგნით და კუდების სანაყაროზე გადატვირთვისათვის.

კარიერებზე ჰიდროტრანსპორტი გამოიყენება ძირითადად გადახსნით სამუშაოებში - როდესაც გადახსნა ჰიდრომონიტორების საშუალებით წარმოებს. ჩვეულებრივი ტექნოლოგიის სამთო საწარმოებში ჰიდროტრანსპორტის პერსპექტიული მხარეა: ფუჭი ქანის - სანაყაროზე და ფერადი ლითონების მადნის - გამამდიდრებელ ფაბრიკებში ტრანსპორტირება.

10.1. თეორიის საკითხები

პულპის მოძრაობის თეორია ჯერჯერობით არასრულყოფილადაა დამუშავებული, ამიტომ ამოხსნის მეთოდები ძირითადად ემპირიულ ხასიათს ატარებს. თეორიის საკითხები და ტრანსპორტის ეს სახე განიხილება და შეისწავლება ცალკე საგნად.

10.2. მწარმოებლობა

მოცემულია:

- 1) მილსადენის დიამეტრი, - D
- 2) პულპის სიჩქარე, მ/წმ - u
- 3) მყარი მასალის მოცულობითი კონცენტრაცია პულპაში, მ³/მ³ S
- 4) მყარი მასალის მოცულობითი მასა მასივში - γ_a .

განვსაზღვროთ მყარი მასალის მოცულობითი სიჩქარე, v მ³/სთ და მასური Q ტ/სთ მწარმოებლობა. პულპის მოცულობითი მწარმოებლობაა

$$v_{\text{პულ}} = 3600Fu = 3600 \frac{\pi D^2 100 \times 1,5}{4} u = 2826D^2 u \text{ მ}^3/\text{სთ}. \quad (10.1)$$

პულპის მოცულობითი კონცენტრაცია – არის მყარი მასალის შემცველობის ფარდობა პულპის მთლიან მოცულობასთან, მ³/მ³

$$S = \frac{v_{\text{მოც}}}{v_{\text{პულ}}}. \quad (10.2)$$

აქედან გამომდინარე, მწარმოებლობა მყარ მასალაზე, მ³/სთ

$$v_{\text{მოც}} = v_{\text{პულ}} S = 2826 D^2 u S \text{ მ}^3/\text{სთ}, \quad (10.3)$$

$$Q_{\text{მოც}} = 2826 D^2 u \gamma_{\text{გ}} S \text{ მ}^3/\text{სთ}. \quad (10.4)$$

იმისათვის, რომ პულპის ტრანსპორტირებისათვის მილსადენებში საცობის წარმოქმნას (გაბიდუნას) არ ჰქონდეს ადგილი, საჭიროა შესრულდეს პირობა

$$D_{\text{min}} = 3 a_{\text{max}},$$

სადაც a_{max} ნატეხების მაქსიმალური ზომაა.

გარდა ზემოაღნიშნული პირობისა, ფუჭი ქანისა და რიგითი ნახშირების ტრანსპორტირებისას კონცენტრაცია არ უნდა აღემატებოდეს $S \leq 0,25 \div 0,2$ -ს.

თუ ნახშირის ნატეხოვნება 25 მმ-მდეა და ფრაქცია $0,5 \div 15$ მმ 85 %-ს აღემატება, მაშინ $S=0,35$.

$0,5 \div 6$ მმ ფრაქციის ტრანსპორტირებისას დასაშვებია $S=0,4$.

ვინაიდან $v_{\text{პულ}} = v_{\text{მოც}} + v_{\text{წ}}$, ამიტომ წყლის ხარჯი

$$v_{\text{წ}} = v_{\text{პულ}} - v_{\text{მოც}} = \frac{v_{\text{მოც}}}{S} - v_{\text{მოც}} = v_{\text{მოც}} \left(\frac{1}{S} - 1 \right) = \frac{Q_{\text{მოც}}}{\gamma_{\text{მ.ს}}} \left(\frac{1}{S} - 1 \right) \text{ მ}^3/\text{სთ}. \quad (10.5)$$

ზოგჯერ პულპის კონსისტენცია განისაზღვრება მყარი მასალისა და წყლის მოცულობის ფარდობით

$$\frac{\rho}{\tau} = \frac{v_{\text{მოც}}}{v_{\text{წ}}} \frac{S}{1-S}.$$

პულპის მოცულობითი მასა, ტ/მ³

$$\gamma_{\text{პულ}} = \frac{v_{\text{მოც}} \gamma_{\text{მ.ს}} + v_{\text{წ}} \cdot 1}{v_{\text{პულ}}} = \frac{v_{\text{მოც}} \gamma_{\text{მ.ს}} + v_{\text{პულ}} - v_{\text{წ}}}{v_{\text{პულ}}} = S(\gamma - 1) + 1. \quad (10.6)$$

10.3. კრიტიკული სიჩქარე

სითხის ჰორიზონტალურ ნაკადში მყარი ნაწილაკების შეტივტივებას განაპირობებს ნაკადის ტურბულენტურობა, ამასთან ის ამწევი (ამომგდები) ძალა, რომელიც ნაწილაკის ქვედა და ზედა ზედაპირებზე წარმოიშობა შემოდინებული ნაკადების სიჩქარეთა სხვაობის ხარჯზე. ნაკადის სიჩქარის შემცირებისას ნაწილაკები იწყებენ პულსირებულ მოძრაობას და სიჩქარის ზოგიერთ მნიშვნელობაზე ეშვებიან მილსადენის ფსკერისაკენ.

ნაკადის იმ უმცირეს სიჩქარეს, რომლის დროსაც მყარი ნაწილაკები შეტივტივებულ მდგომარეობაშია კრიტიკული სიჩქარე ეწოდება. აღნიშნული სიჩქარისას წნევის დანაკარგები ყველაზე მცირეა. კრიტიკულ სიჩქარეს საზღვრავენ ცდების საშუალებით, ხოლო როდესაც არა გვაქვს ცდების კონკრეტული მონაცემები, მისი სიდიდე შეიძლება გამოითვალოს ემპირიული ფორმულით

$$u_{კრ} = \sqrt{gD}^3 \sqrt{\frac{\gamma_{მას-1}}{K_1 \Psi \lambda_0}}, \quad (10.7)$$

სადაც $g=9,81$ მწმ² თავისუფლად ვარდნილი სხეულის აჩქარებაა

$$C = \frac{0,75 D}{100} \quad (10.8)$$

ცდებით მიღებული კოეფიციენტია, რომელიც ითვალისწინებს პულპაში მცირე ნაწილაკების შემცველობას.

P - ფუჭი ქანისათვის 2 მმ-ზე მეტი კლასისა და ნახშირისათვის 3 მმ-ზე მეტი კლასის პროცენტული შემცველობაა.

$K_1=1,4$ - ფუჭი ქანისათვის და $K_1=1,9$ ნახშირისათვის.

Ψ - მყარი ნაწილაკების წყალში თავისუფალი ვარდნის წინააღმდეგობის კოეფიციენტია

$$\Psi = 0,65^5 \sqrt{\frac{0,66}{\gamma_{მას-1}}}, \quad (10.9)$$

λ_0 - სუფთა წყლის მილსადენში მოძრაობის წინააღმდეგობის კოეფიციენტია და დამოკიდებულია მილის დიამეტრზე.

D, მ	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
λ_0	0,0185	0,0180	0,0175	0,0165	0,0160	0,0155	0,0155	0,150

ვერტიკალურ მილსადენში მყარი ნაწილაკების შეტივტივება განპირობებულია პულპის ნაწილაკების ურთიერთშემოდინების წინააღმდეგობით და ამწვევი (არქიმედეს) ძალით.

ვერტიკალური მილსადენებისათვის კრიტიკული სიჩქარისას იგულისხმება ისეთი მინიმალური სიჩქარე, რომლის დროს მყარი ნაწილაკები კვლავ გადაადგილდებიან ნაკადის მთელ კვეთზე და ადგილი არა აქვს მათ უკუქცევით მოძრაობას მილსადენის კედლის არეში. ისევე როგორც ჰორიზონტალური ნაკადისას, ამ შემთხვევაშიც შემჩნეულია წნევის მინიმალური დანაკარგები

$$u_{კრ} = (1 - S)^2 \cdot \omega \left(1 - \frac{a_{საშ}}{D}\right)^2 - K_2 \sqrt{gDS(\gamma_{მას} - 1)}, \quad (10.10)$$

სადაც ω (მ/წმ) წყალში მყარი ნაწილაკების თავისუფლად ვარდნის სიჩქარეა

$$\omega = 2,27 \sqrt{\frac{a_{საშ}(\gamma_{მას}-1)}{\Psi}}. \quad (10.11)$$

$a_{საშ}$ არის ნაწილაკების საშუალო შეწონილი დიამეტრი, მ-ში.

$K_2=2,5$ როდესაც $a_{საშ}=0 \div 3$ მმ;

$K_2=2,5 \div 3$ როდესაც $a_{საშ}=2 \div 10$ მმ;

$K_2=3 \div 3,5$ როდესაც $a_{საშ}=100$ მმ.

11. ბაგირული ტრანსპორტი

ზოგადი ცნობები

ბაგირული ტრანსპორტი, ანუ ბაგირული წვევა ეწოდება ჰორიზონტალურ ან დახრილ სარელსო გზებზე, ვაგონებში ან სპეციალურ ჭურჭლებში (სკიპებში) ტვირთის გადაადგილებას, ჯალამბრისა (ამწვევი მანქანის) და ბაგირის (ბაგირების) საშუალებით.

ბაგირული სატრანსპორტო დანადგარების კლასიფიკაცია შესაძლებელია შემდეგი ნიშნების მიხედვით:

1) გზის დახრის კუთხის მიხედვით, - როდესაც დახრის კუთხე აღემატება 5°-ს, რომლის დროს უკუმოდრაობა წარმოებს შემადგენლობის ან ცალკეული ვაგონების მასის მდგენელის ხარჯზე და 5°-ზე ნაკლები ან ჰორიზონტალური, როდესაც უკუმოდრაობა ხორციელდება ბაგირების საშუალებით.

2) ამძრავების ტიპის მიხედვით - ერთდოლიანი ან ორდოლიანი ჯალამბრებით; ფრიქციული დიფერენციალური ამძრავით.

3) ჯალამბრების რიცხვის მიხედვით - ერთბოლიანი (ერთი ჯალამბრით), სათავისა და კუდის ბაგირით (ორი ჯალამბრით ან ერთი ორდოლიანი ჯალამბრით) და ბოლო გადამხრელი ბორბლით.

4) სალიანდაგო გზის რაოდენობის მიხედვით - ერთლიანდაგიან გვირაბებში (ერთლიანი ბაგირით ან სათავისა და კუდის ბაგირით ტრანსპორტირების შემთხვევა) და ორლიანდაგიან გამონამუშევრებში (ორბოლიანი ბაგირებით ან უსასრულო ბაგირებით ზიდვის შემთხვევა).

5) ამძრავი ჯალამბრების მოქმედების პრინციპების მიხედვით:

ა) ჯალამბრები დამხვევი ორგანოებით (დოლებით) და

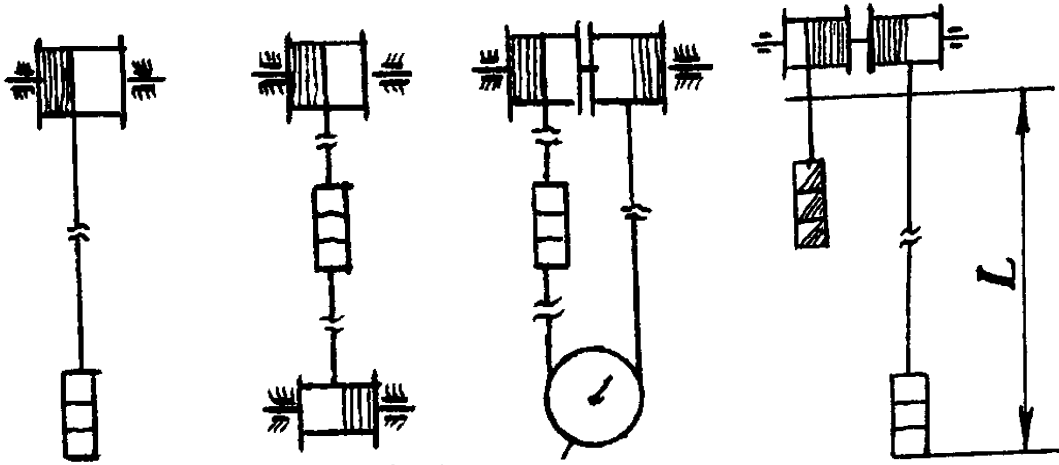
ბ) ჯალამბრები ხახუნის ამძრავი ბორბლებით.

აღნიშნული სატრანსპორტო დანადგარების საშუალებით შეიძლება ნებისმიერი სახის ტვირთების ტრანსპორტირება, როგორცაა: მადანი, ფუჭი ქანი, მასალები და სხვ.

ბაგირული სატრანსპორტო დანადგარები მიეკუთვნება ციკლურ რეჟიმზე მომუშავე სატრანსპორტო დანადგარების რიცხვს. ამიტომ, როგორც ვიცით:

$$Q_{\text{ბთ}} = f\left(\frac{G, v}{L}\right) \quad (10.7)$$

და აღწევს 100 ტ/სთ-ს ერთბოლიანი ბაგირებისათვის, ხოლო 250 ტ/სთ-ს – ორბოლიანი ბაგირებისათვის.



ნახ.11.1

ნახ.11.2ა

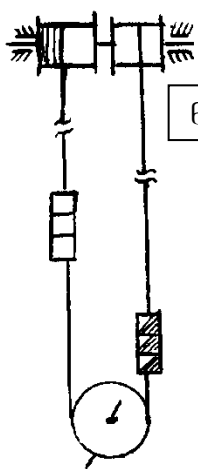
ნახ.11.2ბ

ნახ.11.3

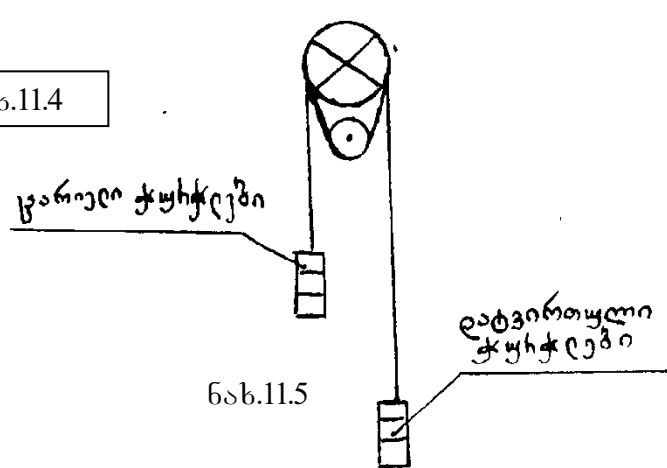
ზიდვის სიგრძე განისაზღვრება დოღზე ბაგირტევადობით და ჩვეულებრივ უდრის 600-700 მ-ს, ხოლო მცირე ამწე მანქანების გამოყენებისას ზიდვის მანძილი აღწევს 2000 მ-ს.

ბაგირებით ზიდვის შემთხვევაში დასაშვებია გზის გეგმის მცირე რადიუსით გაღუნვა და შეიძლება გეკონდეს ტალღისებრი პროფილიც, ხოლო ამ სახის ტრანსპორტისას ვაგონტებით ზიდვის შემთხვევაში, გზის მაქსიმალური დახრის კუთხე 30°-ია. 25°-ს ზევით ვაგონტები მარაგდება ფარებით, რომლებიც წინააღმდეგობას უწევს ტვირთის გადმოცვენას ვაგონტიდან.

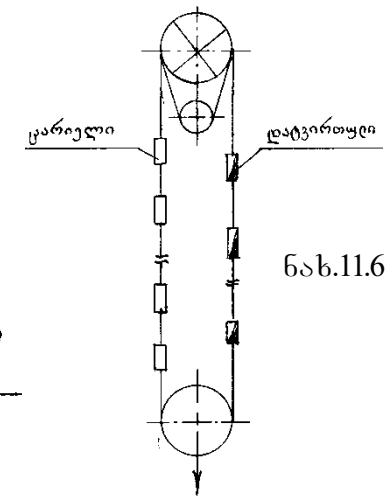
აღნიშნული სახის სატრანსპორტო დანადგარების დადებითი მხარეა: მისი გამოყენების შესაძლებლობა დიდი დახრის კუთხეზე, ტალღისებრი პროფილისას და გზის გეგმის მრუდხაზოვნებისას; დანადგარის შედარებით სიმარტივე და სიიაფე, ხალხის გადაყვანისა და მანქანა-მექანიზმების გადატანის შესაძლებლობა, ვაგონტებით ზიდვისას ზიდვის ბოლო პუნქტში არ საჭიროებს მადნის გადატვირთვას სხვა სატრანსპორტო საშუალებებზე და ა. შ.



ნახ.11.4



ნახ.11.5



ნახ.11.6

უარყოფითი მხარეა: მცირე მწარმოებლობა, განსაკუთრებით გრძელ გზებზე ტვირთის ტრანსპორტირებისას; მოითხოვს შრომატევადი სამუშაოების ჩატარებას

ვაგონეტების გამწვევ ბაგირზე ჩაბმა-გადახსნისას; ხდება გამწვევი ბაგირის ინტენსიური ცვეთა, ვაგონეტებით ტვირთის ტრანსპორტირებისას თითქმის შეუძლებელია ავტომატური რეგულირება, გრძელ დახრილ გვირაბებში ტრანსპორტირებისას ამწვევი მანქანისა და შესაბამისად, სამანქანე საკნების გაბარიტული ზომების სიდიდე, ვაგონეტების შემადგენლობის მიმდებ-გამგზავნი სპეციალური მოწყობილობის აუცილებლობა ბაქნებზე, შედარებით დიდი ტრავმატიზმი.

რუსეთის სამთო წარმოებებში ბოლო ბაგირებით ტვირთის ზიდვა პირველად განხორციელდა 1752 წელს (პროექტის ავტორი იყო ნარტოვი), მაგრამ ამ სახის ტრანსპორტმა გვიანობამდე ვერ პოვა გავრცელება, მანქანათმშენებლობის ბაზის უქონლობის გამო. 1932 წლიდან კი ერთი და ორბოლოიანი ბაგირებით ზიდვა ხდება ნახშირის შახტების ძირითად სატრანსპორტო საშუალებად დახრილ კაპიტალურ გვირაბებში. მაგრამ, უკანასკნელ ხანებში დაინერგა რა მაღალმწარმოებლური მომპოვებელი კომბაინები და კომპლექსები, რომელთა მიერ განვითარებული მაღალი მწარმოებლობა და საერთოდ, შახტების მწარმოებლობის ზრდა ზღუდავს მათ გამოყენებას და ტრანსპორტის ამ სახეს ცვლის უფრო მაღალმწარმოებლური კონვეიერული ტრანსპორტით.

პერსპექტივაში ბაგირული ტრანსპორტი გამოყენებული იქნება: დიდი დახრის კუთხეზე სკიპებით ზიდვის შემთხვევაში, დახრილ გვირაბებში კონვეიერული სატრანსპორტო დანადგარების პარალელურად, როგორც დამხმარე ან სამანევრო სატრანსპორტო დანადგარები.

ჰორიზონტალურ გზებზე ბაგირული ტრანსპორტი გამოიყენება, როგორც მხოლოდ დამხმარე ან სამანევრო მოწყობილობა. შახტის ზედაპირებზე მათი გამოყენება ხდება სანაყარო მეურნეობებზე და სარკინიგზო ვაგონეტების მანევრებისათვის ბუნკერიდან მათი დატვირთვის შემთხვევაში.

გ ა ა ნ გ ა რ ი შ ე ბ ა

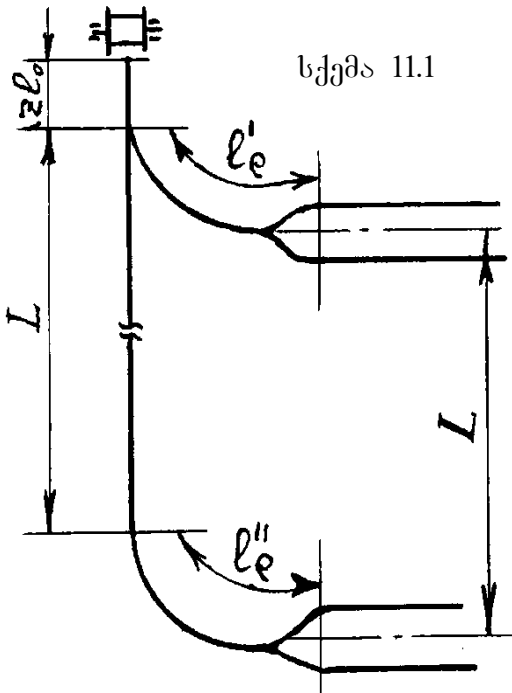
11.1. ერთბოლოიანი ბაგირით ზიდვა დახრილი შესასვლელისას

მოცემულია საანგარიშო სქემა (11.1)

A_{ვვ} არის ცვლური მწარმოებლობა ტ/ცვ

T ციკლის საშუალო დრო - წმ;

ვაგონეტის დახასიათება, შახტის მტვერგაზის რეჟიმი, რომელიც საჭიროა ელექტრომოწყობილობის შესარჩევად; საჭიროა შევამოწმოთ მოცემულ სიგრძეზე ზიდვის განხორციელების შესაძლებლობა, განვსაზღვროთ ვაგონეტების რიცხვი შემადგენლობაში, შევარჩიოთ ბაგირი, ჯალამბარი და ძრავი.



სქემა 11.1

შესაძლო მწარმოებლობა ციკლის განმავლობაში

$$Q_{ცვ} = \frac{ZG}{T_{max}} = \frac{ZG}{TK_{ცვ}}; \text{ კვ/წმ} \quad (11.1)$$

სადაც Z არის ვაგონეტების რიცხვი შემადგენლობაში;

G - სატრანსპორტო ჭურჭლის ტვირთამწეობაა, კვ.

T_{max} - ციკლის ხანგრძლივობის მაქსიმალური დრო;

T - ციკლის ხანგრძლივობის საშუალო დრო;

$K_{ცვ}$ - ციკლის ხანგრძლივობის უთანაბრობის კოეფიციენტი.

(11.1) გამოსახულებიდან გამომდინარე, დანადგარის საათური მწარმოებლობა

$$Q_{სთ} = \frac{3,6ZG}{TK_{ცვ}}, \text{ ტ/სთ.} \quad (11.2)$$

დანადგარის მუშაობისას ადგილი აქვს ტვირთმოდინების არათანაბარ განაწილებას. ამიტომ ვღებულობთ უთანაბრობის კოეფიციენტს:

$$K_{უთ} = \frac{Q_{max}}{Q_{საშ}} = \frac{Q_{max} \cdot t_{გ.ობ}}{A},$$

საიდანაც

$$Q_{საშ} = \frac{A}{t_{გ.ობ}}; \quad Q_{საშ} = Q_{max} = \frac{AK}{t_{გ.ობ}}, \text{ ტ/სთ.} \quad (11.3)$$

სადაც A არის ცვლაში საჭირო მწარმოებლობა ტ/ცვ.

$t_{გ.ობ}$ - დანადგარის მუშაობის გეგმიანი ოპერატიული დრო და

$$t_{გ.ობ} = t_{ცვ} - t_{გ.შეს}$$

სადაც $t_{ცვ}$ - არის ცვლის ხანგრძლიობა, სთ.

$t_{გ.შეს}$ - ცვლაში გეგმიანი შესვენების ხანგრძლივობა აიღება 25÷45 წთ.

მიღებული (11.2) ფორმულა გამოსახავს დანადგარის საათურ მწარმოებლობას შერჩეულს G ტევადობის მქონე სატრანსპორტო ჭურჭლების მიხედვით, ხოლო (11.3) ფორმულაში გამოსახულია აუცილებელი ცვლური მწარმოებლობიდან გამომდინარე, დანადგარის საანგარიშო საათური მწარმოებლობა.

ზიდვის ნორმალური განხორციელებისათვის საჭიროა, რომ $Q_{სთ} = Q_{საშ}$ ანუ

$$\frac{AK_{უთ}}{t_{გ.ობ}} = \frac{3,6ZG}{TK_{ცვ}},$$

საიდანაც ვაგონეტების რიცხვი შემადგენლობაში

$$Z = \frac{AK_{უთ}K_{ცვ}T}{3,6Gt_{გ.ობ}} = \frac{AK_{სთ}T}{3,6Gt_{გ.ობ}}, \quad (11.4)$$

სადაც $K_{\Phi} = K_{\text{უთ}} K_{\text{ცვ}} = 1,6 \div 1,8$ ზიდვის უთანაბრობის კოეფიციენტი და ითვალისწინებს, როგორც პიკურ დატვირთვებს K -ს, ასევე ციკლის ხანგრძლივობის უთანაბრობას $K_{\text{ცვ}}$ -ს.

საანგარიშო სქემის შესაბამისად ციკლის საშუალო დრო, წმ.

$$T = \frac{2L}{v_{\text{საშ}}} + \frac{4Zl_0C}{v_{\text{საშ}}} + \frac{2l_{\text{დ}}C}{v_{\text{საშ}}} + \theta, \quad (11.5)$$

სადაც L არის ზიდვის მანძილი, ანუ ჰორიზონტებს შორის დაშორება, მ.

l_0 - გაჭიმულ გადასაბმელებზე ვაგონეტის სიგრძე, მ.

$l_{\text{დ}} = l'_{\text{დ}} + l''_{\text{დ}} \approx 50 \div 80$ მ - დახრილი შესასვლელების ჯამური სიგრძე, მ.

$v_{\text{საშ}}$ - დატვირთული და ცარიელი შემადგენლობის მოძრაობის საშუალო სიჩქარე, მ/წმ.

$C = 2 \div 3$ კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს შესასვლელებსა და გადასასვლელ უბნებზე სიჩქარის შემცირების აუცილებელ საჭიროებას.

$\theta = 100 \div 120$ წმ - პაუზის ხანგრძლივობა, რომლის დროსაც ხდება ცარიელ და დატვირთულ შემადგენლობებზე ბაგირების ჩაბმა და ჩახსნა. თუ შევიტანთ (11.5) T -ს გამოსახვას (11.4)-ში, მივიღებთ

$$Z = \frac{AK_{\Phi}(2L + 4Zl_0C + 2l_{\text{დ}} + \theta v_{\text{საშ}})}{3,6Gt_{\text{გ.ოპ}}v_{\text{საშ}}} = \frac{2(L + l_{\text{დ}}C) + \theta v_{\text{საშ}}}{\frac{3,6Gt_{\text{გ.ოპ}}v_{\text{საშ}}}{AK_{\Phi}} - 4l_0C}. \quad (11.6)$$

მიღებულ გამოსახულებაში $v_{\text{საშ}} = (0,9 - 0,95)v$,

სადაც $0,9 - 0,95$ კოეფიციენტი ითვალისწინებს სიჩქარის ცვლილებას, ხოლო v არის ბაგირის სიჩქარე, რომელიც გათვალისწინებულია ჯალამბრის პასპორტით. ჯალამბარი წინასწარ შეირჩევა ზიდვის მანძილის მიხედვით. დახრილ გვირაბებში უ.წ. თანახმად ზიდვის მაქსიმალური სიჩქარე არ უნდა აღემატებოდეს 5 მ/წმ-ს. მუშაობის მოხერხებულობის თვალსაზრისით, შემადგენლობაში იღებენ $Z \leq 15$ - ერთტონიან ვაგონეტებსა და $Z \leq 10$ -ზე მეტი ტევადობის ვაგონეტებისათვის.

ვაგონეტების გადასაბმელის სიმტკიცის პირობიდან გამომდინარე ვაგონეტების დასაშვები რიცხვია შემადგენლობაში

$$Z_{\text{max}} = \frac{S_{\text{გადას}}}{(G + G_0)(\omega' \cos \beta + \sin \beta)}, \quad (11.7)$$

სადაც $S_{\text{გადას}} = 7000$ დკნ - გადასაბმელზე მოსული მაქსიმალური ძალგაა,

G_0 - ვაგონეტის მკვდარი მასა, კგ;

G - ვაგონეტში ტვირთის მასა, კგ;

$\omega' = 0,025 - 0,03$ ვაგონეტის მოძრაობის წინაღობის კოეფიციენტი;

β - სატრანსპორტო გზის დახრის კუთხე.

თუ მივიღებთ (11.6) და (11.7) გამოსახულებებს შორის დამოკიდებულებას, რომ $Z > Z_{max}$, მაშინ საჭიროა გავზარდოთ სიჩქარე v ; თუ ეს შეუძლებელია, მაშინ აღნიშნული სახის ზიდვას არ შეუძლია დააკმაყოფილოს მოცემული მწარმოებლობა.

გაგონების რაოდენობის გამოთვლის შემდეგ აუცილებელია ბაგირის გაანგარიშება მაქსიმალურ სტატიკურ დატვირთვაზე (დაჭიმულობაზე). დატვირთული შემადგენლობის აღმართში ზიდვისას ბაგირის მაქსიმალური დაჭიმულობა

$$S_{max} = Z(G + G_0)(\omega \cos\beta + \sin\beta) + pL_{max}(\omega_{\text{ბაგ}} \cos\beta + \sin\beta); \quad (11.8)$$

სადაც L_{max} მწვევი ბაგირის მაქსიმალური სიგრძეა, მ;

P - ბაგირის გრძივი მეტრის მასა (ჩვენთვის ის ჯერჯერობით უცნობია) დკნ/მ,

$\omega_{\text{ბაგ}}=0,5-0,6$ - ბაგირის საგებ გვერდზე მოძრაობის წინაღობის კოეფიციენტი,

$\omega=0,35$ - ბაგირის გორგოლაჭებზე მოძრაობის წინაღობის კოეფიციენტი.

გამოვსახოთ ბაგირის მასა - P , დაჭიმულობა - S_{max} -ის საშუალებით.

მათულების ჯამური ფართობი (მ^2) ბაგირში
$$F = \frac{P}{1000\gamma_0}, \quad (11.9)$$

სადაც $\gamma_0=9000$ კგ/მ³ არის ბაგირის დაყვანილი მოცულობითი მასა, ხოლო P - ბაგირის გრძივი მეტრის მასა დკნ/მ.

დასაშვები დატვირთვა ბაგირზე, დკნ.

$$S_{max} = \frac{10^6 F \sigma}{m} = \frac{1000 \sigma P}{m \gamma_0}; \quad (11.10)$$

სადაც m ბაგირის სიმტკიცის მარაგია და უსაფრთხოების წესების თანახმად აიღება $m=9$ - მხოლოდ ხალხის ტრანსპორტირების დროს, $m=7,5$ - სატვირთო-სახალხო ბაგირული სატრანსპორტო დანადგარებისათვის, $m=6,5$ - მხოლოდ სატვირთო დანადგარებისათვის $\sigma=130-180$ დკნ/მმ² - მათულის სიმტკიცის ზღვარია ბაგირში.

(11.10) ფორმულიდან ბაგირის წრფივი მასა, დკნ/მ

$$P = \frac{S_{max} m \gamma_0}{1000 \sigma}; \quad (11.11)$$

შევიტანოთ (11.11)-ის მნიშვნელობა (11.8)-ში და ამოვხსნათ S_{max} -ის მიმართ

$$S_{max} \cdot 1000 \sigma - S_{max} m \gamma_0 L_{max} (\omega_{\text{ბაგ}} \cos\beta + \sin\beta) = 1000 \sigma z (G + G_0) (\omega \cos\beta + \sin\beta),$$

$$S_{max} = \frac{z(G+G_0)(\omega \cos\beta + \sin\beta)}{1 - \frac{L_{max} m \gamma_0}{1000 \sigma} (\omega_{\text{ბაგ}} \cos\beta + \sin\beta)}; \quad (11.12)$$

თუ (11.12)-ში მიღებულ შედეგს გავამრავლებთ ბაგირის სიმტკიცის მარაგზე, მივიღებთ ბაგირის ყველა მათულის სიმტკიცის ძალას - (დკნ) გაგლეჯაზე ე.ი. ფორმულას ექნება სახე:

$$S_{\text{ბაგ}} = \frac{mz(G+G_0)(\omega \cos\beta + \sin\beta)}{1 - \frac{L_{\text{სამარ}} m \gamma_0}{1000\sigma} (\omega_{\text{ბაგ}} \cos\beta + \sin\beta)}; \quad (11.13)$$

ჯალამბრის ან ამწვევი მანქანის დიამეტრი მიწისქვეშა პირობებისათვის აიღება ბაგირის დიამეტრის 60-ჯერადი $D_{\text{დოლ}}=60d_{\text{ბაგ}}$;

ხოლო დოლის სიგანე უნდა უთანხმდებოდეს ბაგირის მუშა სიგრძეს, კერძოდ,

$$B = \left(\frac{L + L_{\text{სამარ}}}{\pi D} + n_{\text{ხახ}} + 2n - 1 \right) \frac{d + \varepsilon}{n}$$

სადაც L არის ბაგირის მუშა სიგრძე, მ;

$L_{\text{სამარ}}=200-300$ მ - ბაგირის სამარაგო ნაწილია ჯალამბრის დოლზე, იმისათვის, რომ საჭიროების შემთხვევაში ბაგირის ბოლოს ადვილად ცვეთადი ნაწილი პერიოდულად გადავჭრათ და ამით გავზარდოთ მთელი ბაგირის ექსპლუატაციის ვადა.

$n_{\text{ხახ}}$ - ხახუნის ხვიების რიცხვია და ხით ამოგებული დოლებისათვის $n_{\text{ხახ}}=3$, ხოლო ფოლადის დოლებისათვის - $n_{\text{ხახ}}=5$.

d - ბაგირის დიამეტრი, მმ;

D - დოლის დიამეტრი, მ;

$\varepsilon=2-3$ მმ - ბაგირის ხვიებს შორის ღრეჩო;

n დოლზე ბაგირის დაზღვევის შრეების რიცხვი და 3-ს უდრის 40° -მდე დახრილ გზებზე, ხოლო 30° -დან 60° -მდე შრეების რიცხვი აიღება 2-მდე.

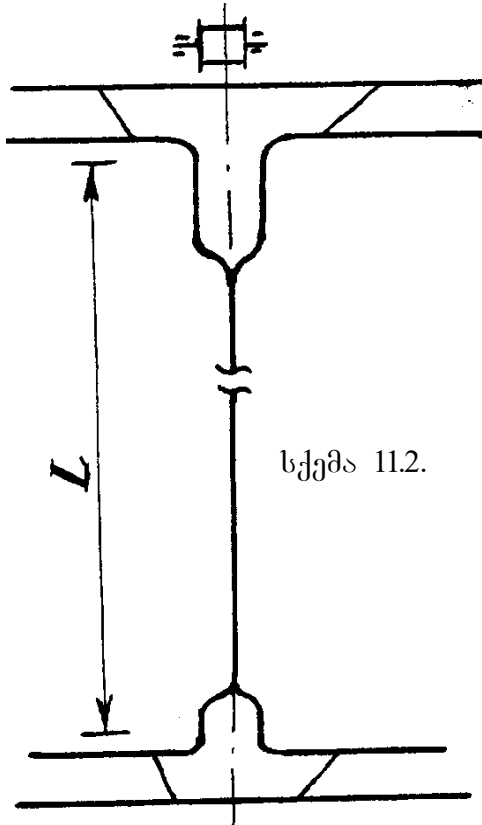
წინასწარ შერჩეული ჯალამბრის სახე შეიძლება დავტოვოთ, თუ მისი დოლის დიამეტრი ეთანადება საანგარიშოს და ამასთან, ბაგირის მაქსიმალური დაჭიმულობა, ძრავის სიმძლავრე და მისი ბრუნთა რიცხვი არ აღემატება ჯალამბრის ტექნიკურ მახასიათებელში მოცემულ სიდიდეს.

11.2. ერთდოლიანი ბაგირით ზიდვა ჰორიზონტალური შესასვლელისას

მოცემულია ზიდვის საანგარიშო სქემა (11.2), გაანგარიშება მიმდინარეობს ანალოგიურად დახრილ შესასვლელისანი ზიდვისა იმ განსხვავებით, რომ აღნიშნულ (11.2) სქემაზე არა გვაქვს (11.1) სქემის შესაბამისი zI უცნობი სიგრძე. ამიტომ ციკლის საშუალო დრო

$$T = \frac{2L}{v_{\text{საშ}}} + \theta. \quad (11.15)$$

იმ შემთხვევაში, თუ ქვედა მიძღები ბაქანი დახრილ შესასვლელიანია, მაშინ მხედველობაში უნდა იქნეს მიღებული დახრილი შესასვლელის სიგრძე L'' და აგრეთვე ამ დახრილ შესასვლელზე მოძრაობის დაბალი სინქარის საჭიროება, ე.ი.



სქემა 11.2.

$$T = \frac{2L}{v_{საშ}} + \frac{2l_{დ}C}{v_{საშ}} + \theta \quad (11.16)$$

როგორც (11.4) ფორმულიდან ვიცით (წინა განხილული მასალიდან), ვაგონეტების რიცხვი შემადგენლობაში

$$z = \frac{AK_{\phi}T}{3,6Gt_{გ,ოპ}} \quad (11.16')$$

შევიტანოთ (11.16') გამოსახულებაში (11.16) გამოსახულება, მივიღებთ

$$z = \frac{AK_{\phi}(2L+2l_{დ}''C+\theta v_{საშ})}{3,6Gt_{გ,ოპ}v_{საშ}} \text{ ანუ } z = \frac{2(L+l_{დ}''C)+\theta v_{საშ}}{\frac{3,6Gt_{გ,ოპ}}{AK_{\phi}}v_{საშ}} \quad (11.17)$$

(11.17) ფორმულა გამოსახავს ვაგონეტების რაოდენობას შემადგენლობაში, როცა გვაქვს ზედა ჰორიზონტალური და ქვედა დახრილი შესასვლელები.

თუ (11.16') გამოსახულებაში შევიტანოთ (11.15)-ს, მივიღებთ:

$$z = \frac{AK_{\phi}(2L+\theta v_{საშ})}{3,6Gt_{გ,ოპ}v_{საშ}} \text{ ანუ } z = \frac{2L+\theta v_{საშ}}{\frac{3,6Gt_{გ,ოპ}}{AK_{\phi}}v_{საშ}} \quad (11.18)$$

(11.18) ფორმულა კი გამოსახავს ვაგონეტების რაოდენობას შემადგენლობაში, როცა გვაქვს ზედა და ქვედა ჰორიზონტალური შესასვლელები.

(11.17) და (11.18) ფორმულებით მიღებული ვაგონეტების რაოდენობას შემადგენლობაში გამოწმებთ (11.7) ფორმულის საშუალებით. შემდგომ ანგარიშს ვაწარმოებთ წინა განხილული მაგალითის ანალოგიურად (11.8-11.14) ფორმულების შესაბამისად.

11.3. ზიდვა ორბოლოიანი ბაგირებით

დახრილ გზებზე ორბოლოიანი ბაგირებით ზიდვისას, საერთოდ ზიდვა ხორციელდება ზედა ჰორიზონტალური შესასვლელიდან (ნახ. 11.3).

ქვედა შესასვლელი შეიძლება იყოს როგორც ჰორიზონტალური, ასევე დახრილი. ზედა მიმღებ ბაქანზე დაგებულია სამლიანდაგიანი გზა, რომელთაგან ორი განაპირა განკუთვნილია დატვირთული მატარებლის მოძრაობისათვის, ხოლო მესამე, შუა - ცარიელი შემადგენლობისათვის. ამასთან უნდა აღვნიშნოთ, რომ ზიდვა წარმოებს ორბოლოიანი ჯალამბრის საშუალებით და როდესაც მარცხენა დოლის საშუალებით ვზიდავთ ტვირთს, მაშინ შემადგენლობა აუცილებლად მოძრაობს მარცხენა განაპირა ლიანდაგზე, ხოლო მარჯვენა დოლით ტვირთის

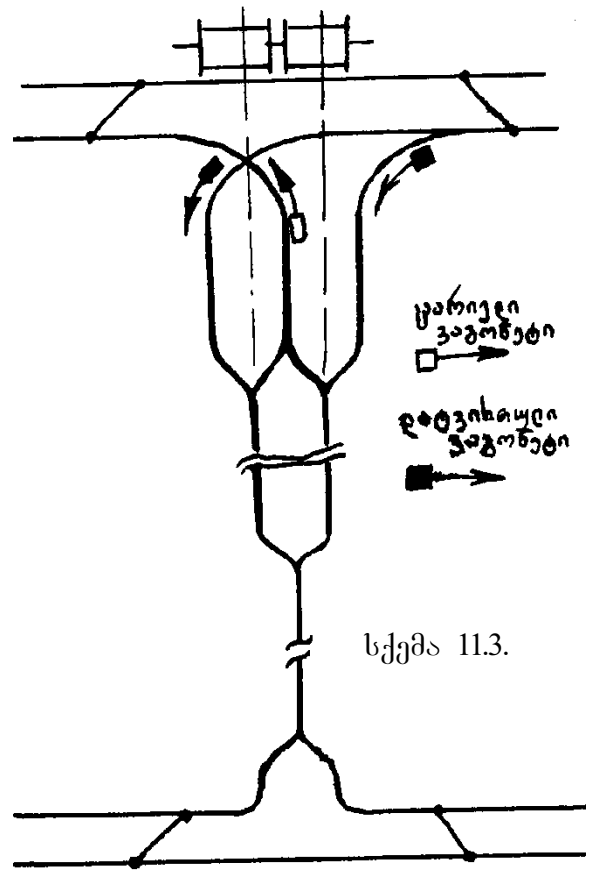
ზიდვისას დატვირთული შემადგენლობა მოძრაობს მარჯვენა განაპირა სალიანდაგო გზაზე. ეს ღონისძიება აუცილებელია იმისათვის, რომ არ მოხდეს ბაგირების ურთიერთშეგრეხვა. ცარიელი მატარებლის ზიდვისას, ორივე დოლის შემთხვევაში მატარებელი მოძრაობს ზედა ბაქნის შუა სალიანდაგო გზაზე.

მიმღები ბაქნები მატარებლის ჩაბმისა და ჩასხნის უბნებში კორიზონტალურია და მატარებელს არ შეუძლია თვითგორვით მოძრაობა. ამიტომ შემადგენლობის მანევრირებისათვის გამოიყენება სამანევრო მექანიზმები.

ორბოლოიანი ბაგირებით ზიდვისას შუალედი ბაქნების მოწყობა არ შეიძლება.

ერთბოლოიანი ბაგირებისაგან განსხვავებით, ორბოლოიან ბაგირებში გამოიყენება

ორდოლიანი ჯალამბარი ან მცირე ამწევი მანქანა. დანარჩენი მოწყობილობა - ბაგირები, გადამხრელი და დამჭერი გორგოლატები, ჩასაბმელი და დამცავი მოწყობილობები გამოიყენება იგივე, რაც ერთბოლოიანი ბაგირებით ზიდვისას.



11.4. ორბოლოიანი ბაგირების ზიდვის გაანგარიშება

ორბოლოიანი ბაგირული დანადგარების გაანგარიშების მიმდინარეობა სხვა სახის ბაგირული სატრანსპორტო დანადგარების გაანგარიშების ანალოგიურია.

ქვემოთ მოცემული (ნახ. 11.4) საანგარიშო სქემის მიხედვით:

$$T = \frac{L}{v_{საგ}} + \theta ,$$

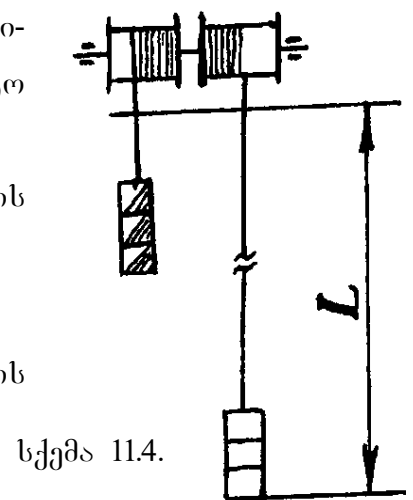
სადაც $\theta=60-70$ წმ პაუზების ხანგრძლივობაა. მატარებლის მიერ განვითარებული წინააღობები ქანობზე

1) დატვირთული შემადგენლობისათვის:

ა) მაქსიმალური $W_{ღ,max} = Z(G + G_0)(\omega' \cos\beta + \sin\beta) + pL(\omega'_{ბაგ} \cos\beta + \sin\beta);$

ბ) მინიმალური $W_{ღ,min} = Z(G + G_0)(\omega' \cos\beta + \sin\beta).$

2) ცარიელი შემადგენლობისათვის:



$$ა) \text{ მაქსიმალური } W_{\text{ც},\text{max}} = ZG_0(\omega' \cos\beta - \sin\beta) + pL(\omega'_{\text{ბაგ}} \cos\beta - \sin\beta);$$

$$ბ) \text{ მინიმალური } W_{\text{ც},\text{min}} = ZG_0(\omega' \cos\beta - \sin\beta).$$

ქანობზე ზიდვისას დოლის მიერ განვითარებული წევის ძალა:

$$\begin{aligned} F_0 &= \sum W = W_{\text{ც},\text{max}} - W_{\text{ც},\text{min}} = \\ &= Z(G + G_0)(\omega' \cos\beta + \sin\beta) - ZG_0(\omega' \cos\beta - \sin\beta) + pL(\omega'_{\text{ბაგ}} \cos\beta + \sin\beta); \end{aligned}$$

სოლო მატარებლის წინაღობა ბრესმბრეგებზე:

1) დატვირთული შემადგენლობისათვის,

$$ა) \text{ მაქსიმალური } W_{\text{ღ},\text{max}} = Z(G + G_0)(\sin\beta - \omega' \cos\beta) + pL(\sin\beta - \omega' \cos\beta);$$

$$ბ) \text{ მინიმალური } W_{\text{ღ},\text{min}} = Z(G + G_0)(\sin\beta - \omega' \cos\beta).$$

2) ცარიელი შემადგენლობისათვის

$$ა) \text{ მაქსიმალური } - W_{\text{ც},\text{max}} = ZG_0(\omega' \cos\beta + \sin\beta) + pL(\omega' \cos\beta + \sin\beta);$$

$$ბ) \text{ მინიმალური } - W_{\text{ც},\text{min}} = ZG_0(\omega' \cos\beta + \sin\beta).$$

ბრესმბრეგზე ზიდვისას დოლის მიერ განვითარებული საჭირო წევის ძალა

$$\begin{aligned} F_0 &= \sum W = W_{\text{ღ},\text{min}} - W_{\text{ც},\text{max}} = \\ &= Z(G + G_0)(\sin\beta - \omega' \cos\beta) - ZG_0(\omega' \cos\beta + \sin\beta) + pL(\omega'_{\text{ბაგ}} \cos\beta + \sin\beta). \end{aligned}$$

იმისათვის, რომ ბრესმბრეგი იყოს თვითმოქმედი

$$W_{\text{ღ},\text{min}} \geq W_{\text{max}}.$$

თუ შევიტანთ მნიშვნელობებს, მივიღებთ:

$$Z(G + G_0)(\omega' \cos\beta + \sin\beta) \geq ZG_0(\omega' \cos\beta + \sin\beta) + pL(\omega'_{\text{ბაგ}} \cos\beta + \sin\beta).$$

თუ მიღებული გამოსახულების ორივე მხარეს გავყოფთ $\cos\beta$ -ზე და ამოვხსნით $\text{tg}\alpha$ -ს მიმართ, მივიღებთ ლიანდაგის ქანობის უმცირეს მნიშვნელობას, რომლის დროსაც ბრესმბრეგი იქნება თვითმოქმედი, ე.ი.

$$\text{tg}\beta = \frac{Z\omega'(G + 2G_0) + pL\omega'_{\text{ბაგ}}}{ZG - pL}.$$

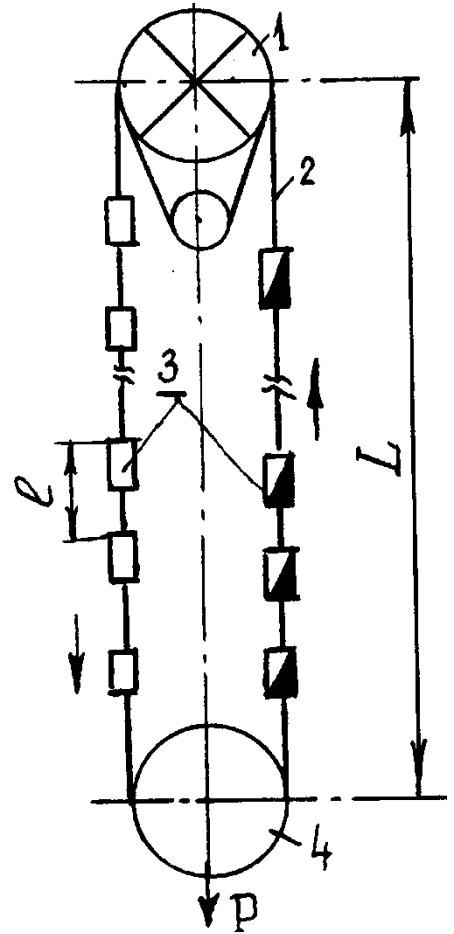
11.5. ზიდვა უსასრულო ბაგირებით

უსასრულო ბაგირებით (ნახ. 11.5) ზიდვის არსია 1 და 4 ბორბლებზე უსასრულოდ რგოლურად ჩაკეტილი 2 ბაგირის საშუალებით სალიანდაგო გზაზე ვაგონეტების 3 გადაადგილება. უსასრულო ბაგირი მოძრაობაში მოდის 1 ხახუნის ამძრავშეკივებიანი ჯალამბრის საშუალებით.

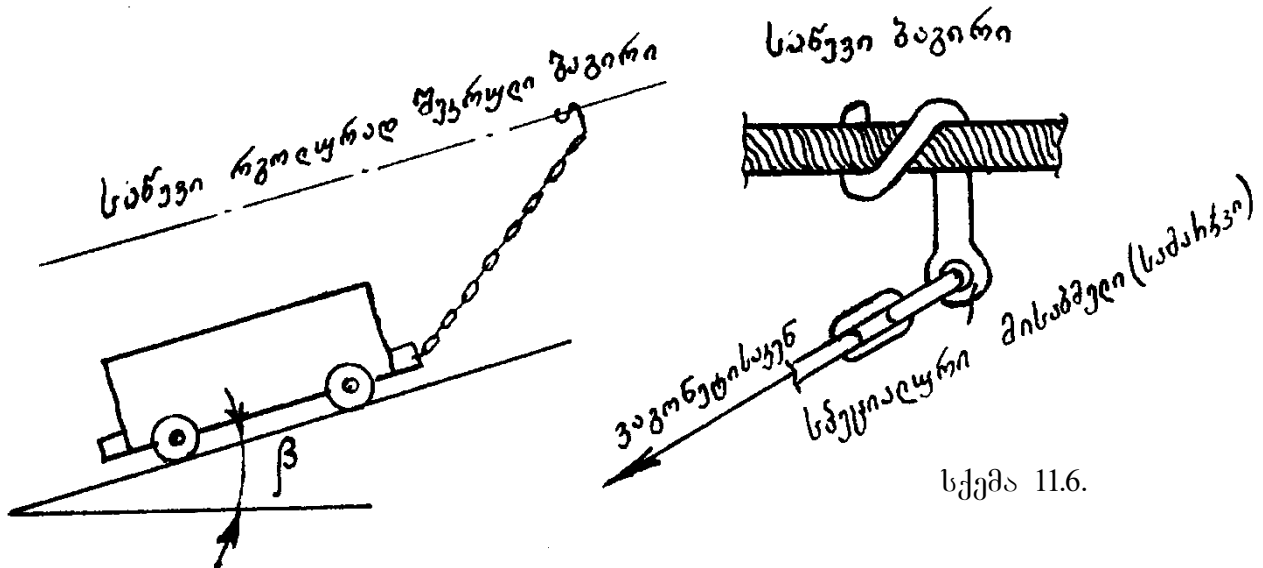
დატვირთული და ცარიელი ვაგონების ჩაბმა მოძრავ უსასრულო ბაგირზე ხელით წარმოებს სპეციალური მისაბმელის საშუალებით (ნახ. 11.6).

უსასრულო ბაგირით შეიძლება გადავიტანოთ ნებისმიერი ტვირთი გარდა ხალხისა. მისი მწარმოებლობა აღწევს 400 ტ/სთ-ს. დახრილ გვირაბებში ზიდვის მაქსიმალური სიგრძე 1000 მ-სა და მეტს უდრის. გეგმაში დასაშვებია გაღუნვა, მაგრამ უკეთესია, თუ ტრასა იქნება სწორხაზოვანი. ტრასის პროფილი შეიძლება იყოს ტალღისებური, მაქსიმალური დახრის კუთხით 25°. აღნიშნული სახის ზიდვის დადებითი მხარეებია: მაღალმწარმოებლობა, მუშაობის უწყვეტობა, ძრავის მცირე სიმძლავრე, რთული ტრასისას მისი გამოყენების შესაძლებლობა.

ნაკლოვანი მხარეებია: მომსახურების დიდი შრომატევადობა, ტრავმატიზმი და ხშირი ავარია, ბაგირის ინტენსიური ცვეთა ვაგონების ჩასაბმელი მოწყობილობისაგან, ხალხის გადაყვანის შეუძლებლობა და სხვა.



ნახ. 11.5



სქემა 11.6.

უსასრულო ბაგირებით ზიდვა პორიზონტალურ და დახრილ გზებზე ვერ ამართლებს მოთხოვნილებებს და ბოლო წლებში თანდათან იცვლება შესაბამისად ელმავლებით ზიდვითა და საკონვეიერო ტრანსპორტით, ხოლო ახალი შახტების მშენებლობის პერსპექტივაში გათვალისწინებული არ არის.

11.6. უსასრულო ბაგირების ზიდვისას გამოყენებული ჯალამბრების მუშაობის თეორია

უსასრულო ბაგირებით ზიდვისას გამოყენებული ბაგირამძრავი ბორბლების სახეებიდან აღსანიშნავია (ნახ. 11.7):

- ა) C-ს მაგვარი, განიერღარაკებიანი,
- ბ) დიფერენციალურრგოლებიანი, ფრიქციული,
- გ) მომჭერმუშგანებიანი, ან მომჭერრგოლებიანი,
- დ) ერთღარიანი ბორბლით და სიმეტრიული დიფერენციალით.

განვიხილოთ თითოეული ცალ-ცალკე.

ა) C-ს მაგვარი კონოდალურზედაპირიანი განიერღარაკებიანი ბორბლის წვევის შესაძლებლობა

$$W_0 \leq S_{\beta}(e^{\mu \alpha \cos \theta} - 1),$$

სადაც S_{β} ბორბალზე ჩამოქანების შტოს დაჭიმულობაა, დკნ.

μ - ხახუნის ამძრავ ბორბალზე ბაგირის ხახუნის კოეფიციენტი

θ - ბორბლის ღერძის მიმართ კონოდალური ზედაპირის დახრის კუთხე.

α - ბაგირის ბორბალზე შემოხვევის კუთხეა.

ბ) წვევის შესაძლებლობა სიმეტრიულ დიფერენციალურმექანიზმებიანი ჯალამბრისას, როცა ორ ბორბალზე შემოხვევის კუთხეები ტოლია.

$$W_{0\text{დიფ}} \leq 2S(e^{\mu \alpha} - 1).$$

გ) მომჭერმუშგანებიანი ან მომჭერრგოლებიანი ბორბლების მიერ განვითარებული წვევის ძალები.

$$W_{0\text{მომჭ}} \leq S(e^{\mu_{\text{ღ}} \alpha} - 1),$$

სადაც $\mu_{\text{ღ}}$ ხახუნის დაყვანილი კოეფიციენტი.

$$\mu_{\text{ღ}} = \frac{\mu}{\sin \gamma},$$

სადაც γ არის ბორბლის ღერძის მიმართ მუშტანის დახრის კუთხე.

დ) დიფერენციალურრგოლებიანი ბორბლის მიერ განვითარებული წვევის ძალა

$$f' = \frac{4}{\pi} \cdot f,$$

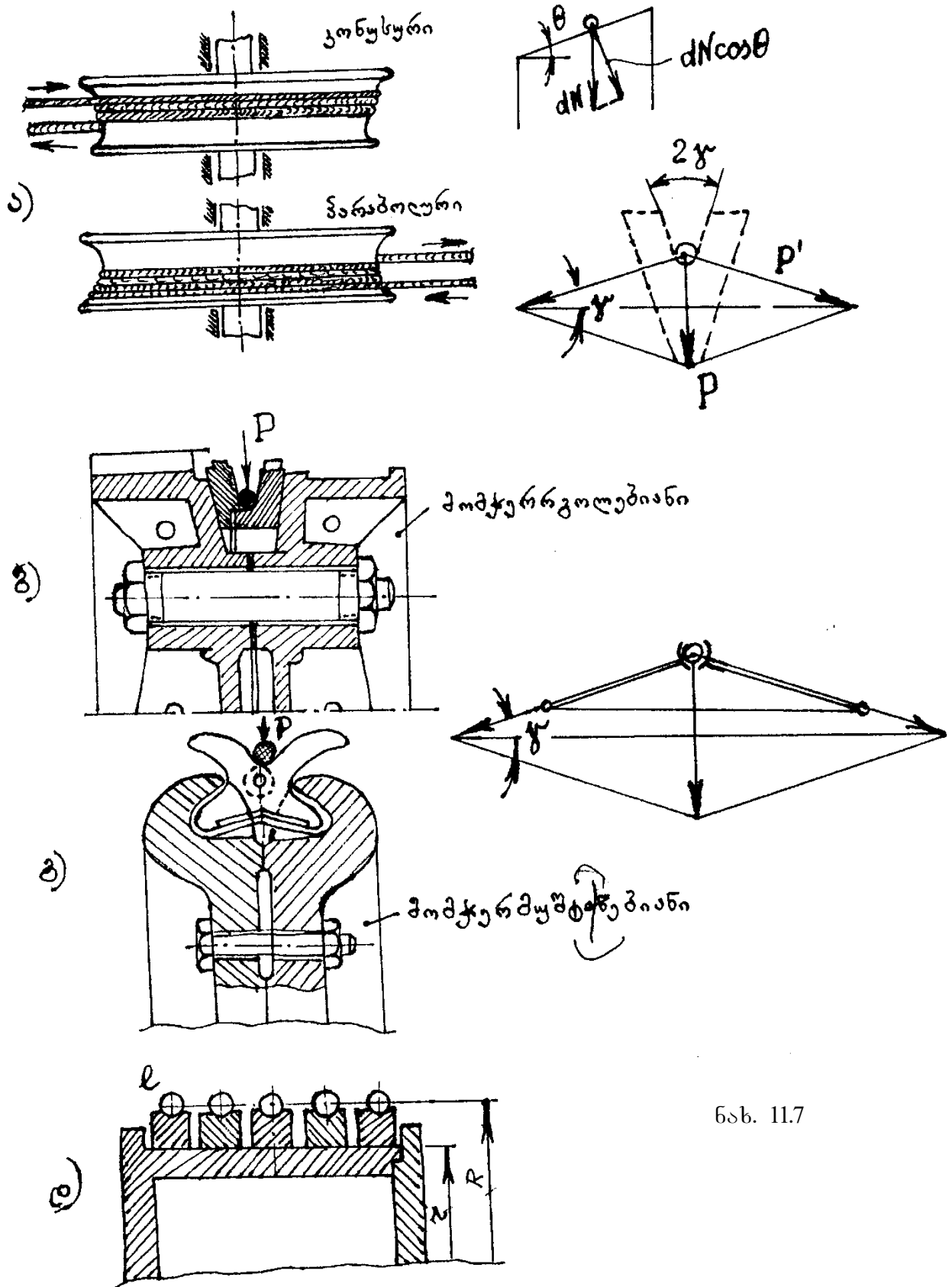
სადაც R და r არის შესაბამისად რგოლების გარე და შიგა რადიუსები.

m - რგოლების რაოდენობა.

რგოლებზე (ღარებზე) დაყვანილ დოლზე ხახუნის დაყვანილი კოეფიციენტი

$$f' = \frac{4}{\pi} \cdot f,$$

სადაც f დოლზე რგოლის ხახუნის კოეფიციენტი და აიღება $f=0,15-0,16$.



ნახ. 11.7

ბაგირის სხისტის კოეფიციენტი

$$C = \frac{1}{1 + \frac{0,1d_{ბაგ}}{D-10}}$$

სადაც $d_{ბაგ}$ ბაგირის დიამეტრია, სმ,

D - როლის დიამეტრია, სმ.

11.7. ხალხის გადაყვანა ბაგირული ტრანსპორტით

დახრილ გვირაბებში ერთ ცვლაში გადასაყვანი ხალხის რაოდენობა

$$N_{\text{ხალ}} = \frac{A_{\text{ცვ}}}{P},$$

სადაც $A_{\text{ცვ}}$ იმ უბნის მწარმოებლობაა პიკური დატვირთვისას, რომელსაც ემსახურება მოცემული გვირაბი;

P - ერთი მუშის შრომის ნაყოფიერებაა, ტ.

რეისის ხანგრძლივობა

$$T_{\text{რეისი}} = \frac{2L_{\text{საშ}}}{i \cdot v_{\text{საშ}}} + T_{\text{პაუზ}},$$

სადაც $L_{\text{საშ}}$ ზიდვის საშუალო შეწონილი მანძილია.

$i = 1..2$ - შესაბამისად ერთი ან ორბოლოიანი ბაგირებით ზიდვისას,

$v_{\text{საშ}} = (0,8..0,9)$ - მოძრაობის საშუალო სიჩქარე, მ/წმ,

v - მოძრაობის მაქსიმალური დასაშვები საპასპორტო სიჩქარეა, მ/წმ,

$T_{\text{პაუზ}}$ - ჩასასხდომ ბაქნებზე პაუზის ხანგრძლივობა, წმ

$$T_{\text{პაუზ}} = \frac{2}{i} [K_1(t_{\text{ჩ}} + t_{\text{გ}} + t_{\text{დ}}Z) + t_{\text{ც}}],$$

სადაც K_1 არის კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ჩასასხდომი ბაქნების ტიპს ($K_1=1$ - ორმხრივ ჩასასხდომიანი ბაქნისას და $K_1=1,25$ - ცალმხრივ ჩასაჯდომი ბაქნისას),

$t_{\text{ჩ}}$ და $t_{\text{გ}}$ შესაბამისად ვაგონეტში ჩასხდომისა და ვაგონეტიდან გადმოსვლის დრო. შესაბამისად იღება $t_{\text{ჩ}}=15$ წმ და $t_{\text{გ}}=10$ წმ, როდესაც ლიანდაგის სიგანე არის 600 მმ და საჯდომი ორადგილიანია. სამადგილიანი საჯდომისას, როდესაც ლიანდაგის სიგანე არის 900 მმ, მაშინ $t_{\text{ჩ}}=25$ წმ და $t_{\text{გ}}=20$ წმ,

$t_{\text{დ}}$ დამატებითი დროა, რომელიც დამოკიდებულია შემადგენლობაში ვაგონეტების რაოდენობაზე.

Z შემადგენლობაში ვაგონეტების რიცხვი.

$t_{\text{ც}}$ არის სიგნალის მიცემისათვის საჭირო დრო.

შემადგენლობაში ვაგონეტების საჭირო რიცხვი

$$Z = \frac{N_{\text{ხალ}} \cdot K}{n_{\text{ადგ}} \cdot r},$$

სადაც $n_{\text{ადგ}}$ ერთ ვაგონეტში დასაჯდომი ადგილების რიცხვია,

K - უთანაბრობის კოეფიციენტი აიღება არანაკლებ 2-ისა.

r - 30 წუთში შესაძლო რეისების რიცხვი.

ყველა მუშის გადაყვანის გათვალისწინებით

$$r = \frac{30 \cdot 60}{T \cdot n}.$$

შემადგენლობაში ვაგონეტების რიცხვი გადასაბმელების სიმტკიცის მიხედვით

$$Z = \frac{S_{\text{გად}}}{(80 \cdot n_{\text{აღვ}} + G_0)(\sin \beta_{\text{max}} + \omega \cos \beta_{\text{max}})}.$$

სადაც $S_{\text{გად}}$ არის დასაშვები წვევის ძალვა მოცემული ვაგონეტებისათვის, დკნ,

G_0 - ვაგონეტის ტარის მასა, კგ;

80 - ერთი კაცის საშუალო მასა, კგ.

β_{max} - სალიანდაგო გზის დახრის კუთხის უდიდესი მნიშვნელობა,

ω - ვაგონეტის მოძრაობის წინაღობის კოეფიციენტი.

12. ტრანსპორტი ლოკომოტივებით

სალოკომოტივო ტრანსპორტმა დიდი გავრცელება პოვა ჰორიზონტალურ და მცირე დახრილ გზებზე (გზის დახრის მაქსიმალური კუთხე არ უნდა აღემატებოდეს 3° -ს ანუ 5°) ტვირთების დიდ მანძილზე ტრანსპორტირებისას; მისი საშუალებით შეიძლება ზიდვა სასართულე და შორისულ შტრეკებში, ხოლო სამანევრო ოპერაციები – მაღაროს ეზოებში.

სალოკომოტივო ტრანსპორტი ხორციელდება ვაგონეტების შედგენილობით, რომელნიც ლოკომოტივთან ერთად ქმნიან მატარებელს.

გამოყენებული ენერჯის მიხედვით მაღაროს ლოკომოტივები შეიძლება დავეოთ შემდეგ ტიპებად:

- ა) ჰაერმავალი (შეკუმშული ჰაერის ბალონებზე)
- ბ) გირომავალი (მქნევარას კინეტიკურ ენერჯიაზე)
- გ) დიზელმავალი (დიზელის ძრავზე)
- დ) ელმავალი (საკონტაქტო ქსელით ან აკუმულატორულ ბატარეაზე).

თანამედროვე კარიერებზე საკმაოდ ფართოდ დაიწყო თბომავლების დანერგვა, ხოლო შახტებში გამოიყენება - გირომავლები; ჰაერმავლები; დიზელმავლები (მცირე რაოდენობით).

12.1. ჰაერმავლები

მაღაროს ჰაერმავალი არის ლოკომოტივების სახე, რომელშიც გამოყენებულია შეკუმშული ჰაერის ენერჯია. მისი ძირითადი ნაწილებია: ბალონები ჰაერის აკუმულირებისათვის, პნევმოძრავი, გადაცემა და მართვის კაბინა.

ბალონების მოცულობა მცირეა და იმისათვის, რომ საჭირო რაოდენობა გვქონდეს, მასში ჰაერი იწნიხება 20 მეგან/მ² წნევით. ბალონების დატენვისათვის (დამუხტვისათვის) მაღაროს ეზოში მონტაჟდება დასამუხტი სადგურები, რომლებიც მომარაგებულია ჰაერის აკუმულატორებით და სამუხტავი სპეციალურ ონკან-გამვსები პუნქტებით.

ჰაერმავლებზე დამონტაჟებულია ორი ერთცილინდრიანი ან ერთი სწრაფმავალი მრავალცილინდრიანი ძრავი. ერთცილინდრიანი პნევმოძრავები ლოკომოტივზე მონტაჟდება ჩარჩოს გვერდით მხარეს ჰორიზონტალურად. პირველი პნევმოძრავის ცილინდრში ბალონიდან ჰაერი შედის რედუქციულ სარქველზე გავლით. ცილინდრში მისი წნევა ეცემა $1,6-1,8$ მეგან/მ²-მდე. წნევის ასეთი უეცარი დაცემის გამო ტემპერატურა -15 °C-მდის (მცირდება) ვარდება, ამიტომ ჰაერს

წინასწარ ათბობენ სპეციალურ ჰაერგამთბობის საშუალებით. პირველ ძრავში გაფართოებული ჰაერის ნაწილი ენერგიას გასცემს, შემდეგ კი თბება და გადადის მეორე ძრავის ცილინდრში. საფეხურებრივი გაფართოება, შუალედში ჰაერის გახურებით, გამოიყენება ლოკომოტივის მქკ-ის გაზრდისა და ჰაერის გაფართოებისას წყლის ორთქლის გაყინვის თავიდან აცილების მიზნით. ჰაერის გაფართოების საფეხურების რიცხვი დამოკიდებულია ლოკომოტივის გამოყენების არეზე. დიდ მანძილზე მომუშავე ჰაერმაგლებს აქვთ სამი ან ოთხი საფეხური, ხოლო სამანევრო ლოკომოტივებს - ჰაერის გაფართოების ორი საფეხური. პირველ შემთხვევაში, ერთი ან ორივე ძრავი წარმოადგენს ორმაგი მოქმედების დგუშიან მანქანას, რომელთანაც ჰაერი რიგრიგობით ფართოვდება დგუშის ორივე მხარეს. ერთცილინდრიანი ძრავის დგუშის ფართობი შეირჩევა ისეთნაირად, რომ ძალები ჭოკებზე იყოს ერთნაირი: დგუშის ჭოკები მრუდმხარა ბარბაცა მექანიზმებით დაკავშირებულია ლოკომოტივის ამძრავ წყვილს თვალთან. ჰაერის განაწილება, ცილინდრების გავსების ხარისხის რეგულირება და ლოკომოტივის სვლის რევერსირება გამანაწილებელი მექანიზმის საშუალებით ხორციელდება ორთქლმავლის ანალოგიურად.

მრავალცილინდრიან პნევმოძრავებს აქვს ოთხი-ექვსი ცილინდრი და მუშაობენ ერთ მუხლა ლილვზე. ცილინდრებში ჰაერი შედის 30-40 მნ/მ² წნევით. მგრესავი მომენტი მუხლა ლილვიდან გადაეცემა წყვილს თვალს, გადაცემის კოლოფისა და ჯაჭვური გადაცემის საშუალებით.

ასეთი სახის ძრავის გამოყენება გვაძლევს შედარებით უფრო თანაბარი სვლის ჰაერმავალს, და ზრდის სააკუმულაციო ბალონების დაყენების ადგილს.

თანამედროვე ჰაერმავლის სიმძლავრე 70 კმ-ს აღწევს; მოქმედების რადიუსი 7 კმ-ია, მოძრაობის საშუალო სიჩქარე 9 კმ/სთ, ხოლო ჰაერის ხარჯი 1 ტ.კმ-ზე შეადგენს 0,8-1 მ³-ს.

ჰაერმავლის დადებითი მხარეებია: სრული ფეთქება-უსაფრთხოება, მნიშვნელოვანი გადატვირთვის შესაძლებლობა, დამუხტვის უმნიშვნელო დრო, ყრუ სანგრევებში მუშაობისას, ატმოსფეროს გაახლება ნამუშევარი ჰაერის ხარჯზე.

ნაკლოვანი მხარეებია: დაბალი მქკ ჰაერის დიდი ხარჯი, ძვირადღირებული საკომპრესორო მოწყობილობის საჭიროება.

ჰაერმავლები გამოიყენება გაზისა და მტვრის მიხედვით საშიშ შესტებზე: ძირითადად საზიდ გვირაბებში, სავენტილაციო პორიზონტებზე, მოსამზადებელი გვირაბების ყრუ სანგრევებში. ჰაერმავლებმა ფართო გამოყენება პოვეს ჩეხოსლოვაკიასა და გურ-ში.

12.2. გირომაგლები

გირომაგალი არის ლოკომოტივის სახე, რომელშიც ენერჯის აკუმულატორად და ძრავად გამოყენებულია მბრუნავი მქნევარა.

გირომაგლის მქნევარა წარმოადგენს 2 ტონამდე მასიურ ბადროს, რომელიც მზადდება ლეგირებული ფოლადისაგან; იგი მონტაჟდება ვერტიკალურ დერძზე და მოთავსებულია გარსსაცმში, რომელიც მაგრდება ლოკომოტივის ჩარჩოზე. საბჭოთა GP-4 და GP-5 ტიპის გირომაგლებში მქნევარას დამუხტვა ხორციელდებოდა პნევმოგირომაგლებში, რომელიც რედუქტორთან ერთად დამონტაჟებული იყო მქნევარას კორპუსზე, ხოლო მექანიკური ენერჯის გადაცემა წამყვან წყვილათვალზე ხორციელდებოდა გადაცემის კოლოფის საშუალებით. ზოგიერთ უცხოური კონსტრუქციის გირომაგალში ჰიდროამძრავი წარმოადგენს აგრეგატს, რომელიც შედგება ერთ საერთო ლილვზე დამონტაჟებულ მქნევარასა და ელექტრული მანქანისაგან, მოთავსებულია ერთ საერთო კორპუსში. გირომაგლის დამუხტვისას ელექტრული მანქანა მუშაობს როგორც ძრავი, ხოლო წვეის რეჟიმზე მუშაობისას - როგორც წვეის ძრავის მკვებავი გენერატორი. ამძრავის გარსაცმს ავსებენ განმუხტული წყალბადით, ძრავის გაგრილებისა და ხახუნზე დანაკარგების შემცირების მიზნით. ასეთი სახის სისტემა ხასიათდება უფრო სრულყოფილი სიჩქარის რეგულირებით, მცირე დანაკარგებით და მქნევარადან წამყვან წყვილათვალზე მბრუნავი მომენტის გადაცემის საიმედოობით.

გირომაგლის ძირითად დადებით მხარედ უნდა აღინიშნოს - ფეთქებაუსაფრთხოება (პნევმო- და ჰიდროდამუხტვისას).

უარყოფითი მხარეებია: მცირე გარბენა და სამუშაოდ მომზადების აუცილებლობა (დამუხტვის საჭიროება).

ასეთი სახის სატრანსპორტო მანქანების პრაქტიკული გამოყენება დაიწყო სულ რამდენიმე წლის წინათ. გირომაგლების პირველი საცდელი პარტია შეიქმნა 1957 წელს ქ. დრუჟნკოვსკის მანქანათმშენებელი ქარხნის მიერ. დღესდღეობით გირომაგლების ყოველწლიური გამოშვება აღწევს 100 ცალს.

გირომაგლის გამოყენების არე შეესატყვისება ჰაერმაგლისას. 1966 წელს ცენტრალური დონბასის შახტებზე მუშაობდა დაახლოებით 400 მანქანა.

გირომაგლის გამოყენების პერსპექტივებია - მისი მუშაობა ნახშირის შახტების სავენტილაციო ჰორიზონტებზე, როგორც დამხმარე ტრანსპორტი ჰიდრომატებზე და როგორც სატრანსპორტო საშუალება ახალმშენებარე შახტებზე.

12.3. დიზელმავლები

დიზელმავლის ძირითადი შემადგენელი ნაწილებია: დიზელი გამშვები სისტემით, წვეის გადამცემი და მართვის კაბინა.

დიზელმავლებში გამოიყენება ოთხტაქტა, საშუალო სვლის, წყლით გაცივების დიზელის ძრავი. შახტის პირობებში თბური ძრავების გამოყენება იწვევს გამონაბოლქვი აირების გაუფრთხილებლობას, რაც მიღწეულია გადარიბებულ საწვავ ნარევეზე, დიზელის მუშაობის რეჟიმის შერჩევით. გარდა ამისა, გამონაბოლქვი აირებს ატმოსფეროში გამოშვებამდის ატარებენ კატალიზატორში, სადაც ხდება გაზის ბოლომდე დაწვა უალოდ და ამის შემდეგ ხდება ქიმიურ ხსნარებში გარეცხვა.

დიზელების ფეთქება უსაფრთხო შესრულება მიღწეულია გახურებული დეტალების წყლით გაცივებით, ფაქტობრივად ხანძარსაწინააღმდეგო სისტემის ავტომატური მოქმედებით, გამონაბოლქვი აირების გაცივებით და შეწოვის და ნამუშევარი აირის გამოსასვლელის პაკეტური დაცვით. ძრავის გაშვება ხორციელდება პნევმატური, ჰიდრაულიკური ან ინერციული გამშვებებით.

დიზელის სამართავი კაბინა შეესაბამება ელმავლისას.

აკუმულატორულ ელმავალთან შედარებით, დიზელმავლის ძირითადი უპირატესობებია: დიდი სიმძლავრე და შესაბამისად დიდ ქანობებზე მუშაობის შესაძლებლობა; უარყოფით მხარედ უნდა აღინიშნოს: აფეთქების მხრივ უსაფრთხო შესრულების სირთულე, ატმოსფეროს დანაგვიანება გამონაბოლქვი აირებით, კვალიფიცირებული მომსახურებისა და შემკეთებლების აუცილებლობა; ამასთან, დიზელმავლის გამოყენებისას გათვალისწინებული უნდა იყოს 2 მ³/წთ-ში ჰაერის მეტი რაოდენობის მიწოდება შახტაში ყოველ 1 ცხ.დ. სიმძლავრეზე.

დიზელმავლებმა დიდი გავრცელება პოვეს საზღვარგარეთ, მაგ., ინგლისში მისი რაოდენობა მთელი საშახტო ლოკომოტივების 70 %-ს შეადგენს.

დიზელმავლის გამოყენების არეს შეადგენს: ჰიდროშახტები, როგორც დამხმარე სატრანსპორტო საშუალებები სამთო გვირაბებში და როგორც ძირითადი სატრანსპორტო საშუალებები მიწისზედა მაღაროს ეზოში.

12.4. ელმავლები

მდაროს ელმავლების კლასიფიკაცია შეიძლება მოვახდინოთ შემდეგი ნიშნების მიხედვით:

მასის მიხედვით: ა) მსუბუქი - 5 ტ, მასის ჩათვლით; ბ) საშუალო - 5 ტ-დან 14 ტ-მდე; გ) მძიმე - 14 ტ-ზევით.

კვების მიხედვით: ა) ავტონომიური კვების წყაროთი, (აკუმულატორული ელმავლები); ბ) გარეგანი კვების წყაროთი (კონტაქტორული და მაღალსისშირული ელმავლები); გ) კომბინირებული ელმავლები (აკუმულატორულ-კონტაქტური, კონტაქტურ-კაბელიანი და სხვა).

დენის სახის მიხედვით: ა) ცვლადი დენის; ბ) მუდმივი დენის.

მანძილი, რომელზეც გადაჰყავთ ხალხი და გადააქვთ ნებისმიერი სახის ტვირთი აღწევს 5-10 კმს, სიმრუდის რადიუსები 10-20 მ-ს. გზის პროფილი აიღება 0,003-0,005 ქანობით, მხოლოდ იშვიათად აღწევს 40 %-ს.

მწარმოებლობა პრაქტიკულად შეუზღუდველია და დამოკიდებულია ელმავლების რაოდენობაზე. დადებითი მხარეები: სიმარტივე, საიმედოობა, ეკონომიურობა, ხალხის გადასაყვანად გამოყენების შესაძლებლობა, უარყოფითი მხარეებია: სააკუმულატორო მეურნეობის სირთულე, მწარმოებლობის დამოკიდებულება ორგანიზაციის დონეზე.

დღეისათვის ელმავლების ზიდვა წარმოადგენს ძირითად ტრანსპორტოს ნახშირისა და სხვა მადნების შახტების ჰორიზონტალურ საზიდ გვირაბებში (94% ტვირთნაკადებისა ნახშირის და 100 % - მადნის შახტებზე).

ნახშირის შახტებში საელმავლო პარკის დაახლოებით 70 % შეადგენს აკუმულატორული ელმავლები, ხოლო დანარჩენ 30 %-ს კი - კონტაქტური ელმავლები.

მადნებისა და ფიქლების შახტებში გამოიყენება მხოლოდ კონტაქტური ელმავლები, როგორც უფრო ეკონომიური.

თანამედროვე პირობებშიც და პერსპექტივაშიც, შახტების ჰორიზონტალურ გზებზე ძირითადი სატრანსპორტო საშუალებაა საელმავლო ზიდვა. მაშინაც კი, როდესაც ძირითადი ტვირთნაკადები განხორციელებულია კონვეიერების საშუალებით, ელმავლებით ზიდვა აუცილებელია ხალხის გადაყვანისათვის და მასალებისა და მექანიზმების გადასატანად.

12.5. ელმავლის მექანიკური ნაწილი

(გაანგარიშების პრინციპები)

ელმავლის მექანიკურ ნაწილს მიეკუთვნება: ძარა, ჩარჩო, სავალი ურიკები, გოგორწვილები (წვილა თვლები), რესორული ჩამოკიდება, დარტყმის მიმღებ-გადასაბმელი მოწყობილობა, პნევმატური სამუხრუჭო და სხვა მოწყობილობები.

რესორული ჩამოკიდება. ელმავლებზე გამოიყენება სპირალური და ფურცლოვანი რესორები. რესორები ხასიათდება სიხისტითა და დრეკადობით.

დრეკადობა არის რესორის ჩაღუნვის ისარი გამოსახული მმ-ში, როდესაც დატვირთვა შეადგენს 1000 კგ-ს, ხოლო სიხისტე დატვირთვის ის სიდიდეა გამოსახული კგ-ით, რომლის მოქმედებით რესორის გაღუნვის ისარი შეადგენს 1 მმ-ს.

ამგვარად, სიხისტე და დრეკადობა ურთიერთშეკცეული სიდიდეებია:

$$\frac{1}{C} = \lambda,$$

სადაც λ რესორის დრეკადობაა, ხოლო C - რესორის სიხისტე.

$$C = \frac{P}{f}. \quad (12.1)$$

P არის რესორზე მოქმედი დატვირთვის ძალა, ხოლო f - რესორის ჩაღუნვა.

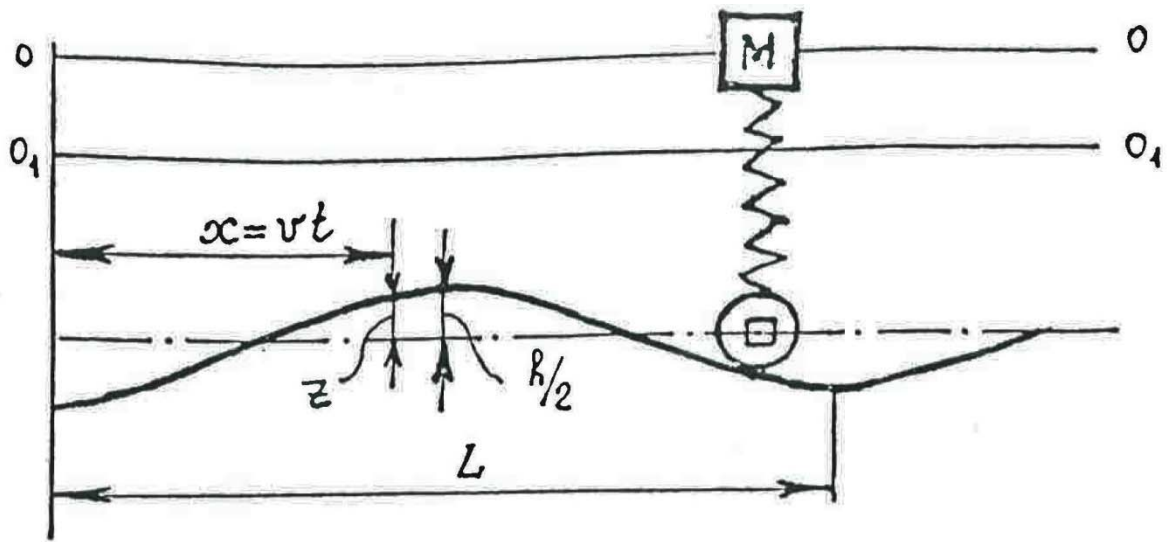
რესორული საკიდების ძირითადი დანიშნულებაა ლოკომოტივის (ვაგონის) ცალკეული კვანძების დინამიკური ძალისაგან განტვირთვა. ამიტომ რესორებს უნდა ჰქონდეს საკმარისი დრეკადობა, მაგრამ ამასთან ერთად უნდა ჰქონდეს საკმარისი შესაძლებლობა რხევის ჩაქრობისა.

ცალკეული რესორები ხასიათდება სხვადასხვა სიხისტით, ამიტომ ღერძებზე დატვირთვებს შორის სხვაობის სალიკვიდაციოდ ელმავლებში გამოიყენება რესორების გრძივი და განივი ბალანსირებით შეერთება. სამრეწველო ელმავლებში იყენებენ გრძივ ბალანსირებას ფურცლოვანი რესორების სახით.

21E-1 ტიპის ელმავლების განაპირა ურიკები მომარაგებულია ბალანსირებული რესორებით, ხოლო შუა ურიკის რესორები ერთმანეთთან არ არის დაკავშირებული.

EL-2 ტიპის ელმავლის ერთი ურიკის რესორები ბალანსირებულია, ხოლო მეორისა არა; ამიტომ, იმ შემთხვევაში, როცა ელმავალი მოძრაობს ბალანსირებული ურიკით წინ, მაშინ დატვირთვა ცალკეულ ღერძებზე ნაკლებია და იქმნება უფრო მეტი წვევის ძალის განვითარების შესაძლებლობა.

რესორული ჩამოკიდების გაანგარიშება შეიძლება შემდეგი სქემის მიხედვით (ნახ. 12.1).



ნახ. 12.1

ამ სქემით იმიტაციაა შექმნილი M მასის მქონე სხეულის იძულებითი რხევისა, რომელიც ჩამოკიდებულია რესორზე სიხისტით და C შესაბამისი დატვირთვის ერთ წყვილთვალზე, რომელიც წარმოიშობა გზის უთანაბრო უსწორმასწორო უბნის გავლისას. გზის პროფილი დაახლოებით შეიძლება გამოისახოს განტოლებით

$$Z_1 = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{L} \right), \tag{12.2}$$

სადაც Z_1 გზის უთანაბრობის (უსწორმასწორობის) კოორდინატია განხილვის მომენტში (მყისიერ მომენტში).

თუ გავითვალისწინებთ, რომ $vt = x$, მაშინ

$$Z_1 = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi vt}{L} \right). \tag{12.3}$$

სავალი თვლით L მანძილის გავლისათვის საჭირო დრო

$$T = \frac{L}{v}.$$

სწორედ ეს დრო წარმოადგენს შემაშფოთებელი ძალის მოქმედების პერიოდს, შემაშფოთებელი ძალის წრიული სიხშირე

$$P = 2\pi \frac{1}{T} = \frac{2\pi v}{L}. \tag{12.4}$$

(12.3) და (12.4) განტოლებებიდან მივიღებთ:

$$Z_1 = \frac{h}{2} (1 - \cos Pt). \tag{12.5}$$

იმ შემთხვევაში, როდესაც სავალი თვალი გაივლის რაიმე Z_1 სიდიდის ტოლ შემადღებას, მაშინ რესორის ქვედა მასა M აიწევს Z სიმაღლეზე და რესორული წყვილის ორი თვალის ძალვა იქნება

$$2c(z - z_1),$$

ხოლო რხევის განტოლებას ექნება სახე:

$$2c(z - z_1) = -M \frac{d^2z}{dt^2}, \quad (12.6)$$

$$\text{ანუ} \quad Mz'' + 2cz = 2cz_1. \quad (12.7)$$

თუ მიღებულ ფორმულაში შევიტანთ z_1 -ის მნიშვნელობას (12.5) ფორმულიდან და გავყოფთ ორივე ნაწილს მასაზე M , მაშინ მივიღებთ,

$$Z'' + \frac{2c}{M} \cdot z = \frac{2ch}{2M} \cdot (1 - \cos Pt). \quad (12.8)$$

როგორც ცნობილია თავისუფალი რხევისას სრული რხევის პერიოდი

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{f}{g}}, \quad (12.9)$$

სადაც f არის რესორის ჩაღუნვა.

g თავისუფალი ვარდნის აჩქარება ($g = 9.81 \text{ მ/წმ}^2$)

$\sqrt{\frac{g}{f}} = K$ გამოსახულებას უწოდებენ თავისუფალი რხევის წრიულ სიხშირეს,

ვინაიდან (12.9) გამოსახულებიდან იგი ტოლია $T = 2\pi \frac{1}{K}$ -ის, საიდანაც

$$K = \frac{2\pi}{T} = 2\pi n, \quad (12.10)$$

სადაც n არის თავისუფალი რხევის სიხშირე ($n = \frac{1}{T}$).

შემაშფოთებელი P ძალის წრიული სიხშირე, როგორც (12.4) ფორმულიდან ჩანს, ისევე როგორც თავისუფალი რხევის წრიული სიხშირე, ტოლია $\sqrt{\frac{g}{f}}$ სიდიდისა, ამასთან (12.4) ფორმულაში საჭიროა ჩაისვას იძულებითი რხევის სრული პერიოდი

$$T = \frac{L}{v}.$$

როგორც ვიცით, რესორის სიხისტე არის დატვირთვა ($P = mg$) შეფარდებული ერთეულ ჩაღუნვასთან; მაშინ ორი რესორისათვის შეიძლება დავწეროთ

$$2c = \frac{mg}{f}. \quad (12.11)$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ $g/f = K^2$, მაშინ

$$K^2 = \frac{2c}{M}, \quad (12.12)$$

ხოლო (12.8) განტოლება მიიღებს სახეს

$$Z'' - K^2 Z = K^2 \frac{h}{2} (1 - \cos Pt). \quad (12.13)$$

$Z'' + K^2 Z = 0$ ერთგვაროვან განტოლებას აქვს შემდეგი სახის ამოხსნა

$$Z = A \cos Kt + B \sin Kt, \quad (12.14)$$

ხოლო არაერთგვაროვანი (12.13) ფორმულის კერძო ამოხსნა იქნება

$$Z = \frac{h}{2} \left(1 - \frac{K^2}{K^2 - p^2} \cos pt \right) . \quad (12.15)$$

ამგვარად, (12.13) განტოლების საერთო ამოხსნა იქნება

$$A \cos Kt + B \sin Kt + \frac{h}{2} \left(1 - \frac{K^2}{K^2 - p^2} \cos Pt \right) . \quad (12.16)$$

(12.16) ფორმულის პირველი ორი შესაკრები $A \cos Kt + B \sin Kt$ გამოსახავს თავისუფალ რხევას, რომლებიც უცბათვე ქრება რესორებს შორის ხახუნის შედეგად.

ბოლო შესაკრები კი გამოსახავს იძულებით რხევას, რომელიც მიიღება შემაშფოთებელი ძალით, ხოლო შემაშფოთებელი ძალა გამოწვეულია პერიოდულად არასწორი გზების გავლით.

თუ იძულებით რხევას დავითვლით არა OO ღერძიდან, არამედ O_1O_1 ღერძიდან, რომელიც $h/2$ სიდიდით დაბლაა განლაგებული, მაშინ იგი გამოითვლება შემდეგი განტოლებით

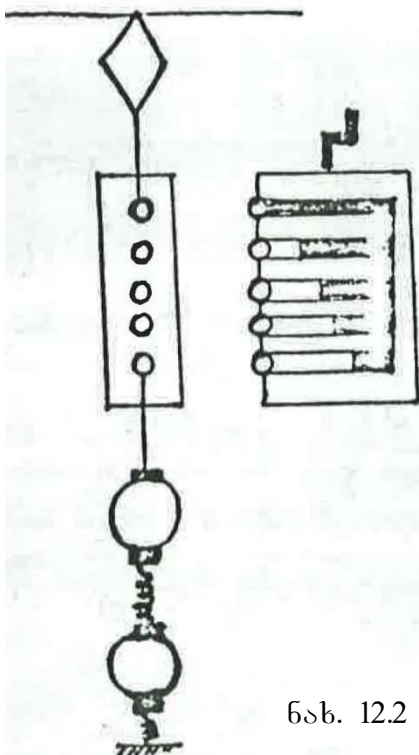
$$Z_{\text{იძულ}} = -\frac{h}{2} \cdot \frac{K^2}{K^2 - p^2} \cos Pt = -\frac{h}{2} \cdot \frac{1}{1 - \frac{p^2}{K^2}} \cos Pt$$

12.6. ელმავლის ელექტრული ნაწილი

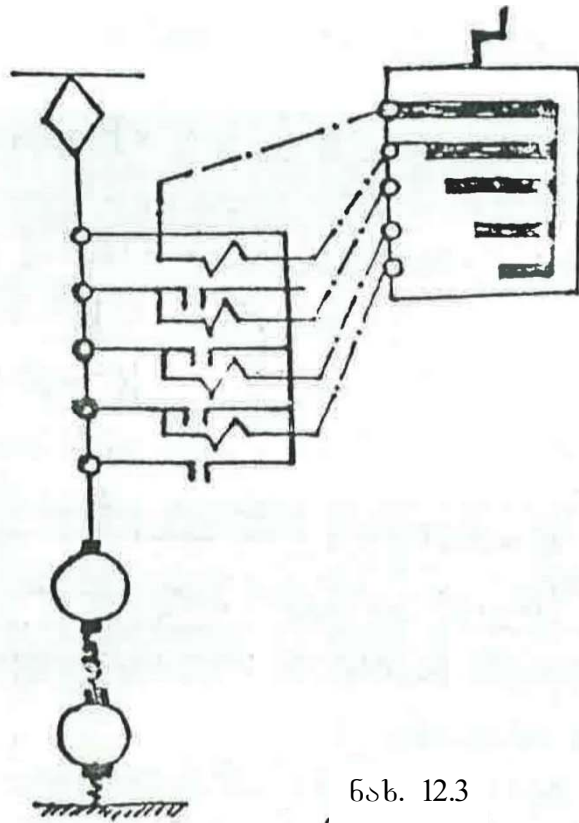
ელმავლის მუშაობის რეჟიმი სამთამადნო საწარმოების პირობებში ითვალისწინებს ადგილიდან დაძვრას, სიჩქარის რეგულირებას, დამუხრუჭებას და მოძრაობის მიმართულების შეცვლას. ამ რეჟიმების განხორციელების მიზნით, ელმავალში გათვალისწინებულია: წვევის ძრავების გამორთვა დაბვისაგან და მიერთება, გამშვები წინაღობების სექციური ჩართვა-გამორთვა, წვევის ძრავების გადართვა მიმდევრობიდან პარალელურზე ან ელექტრულ დამუხრუჭებაზე

ზემოთ ჩამოთვლილი ყველა ოპერაცია შეიძლება განხორციელდეს: პირდაპირი მართვის სისტემის (ნახ. 12.2) საშუალებით, როდესაც ძალოვანი წრედის ჩართვა და გამორთვა ხდება უშუალოდ კონტროლერით, რომელიც მოქმედებაში მოჰყავს მემანქანეს და არაპირდაპირი მართვის სისტემის (ნახ. 12.3) საშუალებით, როდესაც ძალოვანი წრედის ჩართვა-გამორთვა ხდება კონტაქტორების საშუალებით, რომლებიც მოძრაობაში მოდის შედარებით მცირე მართვის კონტროლერით. კარიერის თანამედროვე მძლავრ ელმავლებში გამოიყენება მართვის არაპირდაპირი სისტემები, ვინაიდან პირდაპირი მართვის სისტემების შემთხვევაში ელმავლის მემანქანისაგან საჭირო იქნებოდა დიდი ფიზიკური ძალის მოდება მძლავრი

მართვის კონტროლის ბერკეტზე და მიუხედავად ამისა, ასეთი კონტროლის კონტაქტები მალე გამოვიდოდა მწყობრიდან.



ნახ. 12.2



ნახ. 12.3

არაპირდაპირი მართვის სისტემების გამოყენება საშუალებას იძლევა, რომ მძღვარ ელმავლებზე დაინერგოს ავტომატიკა, რომლის დროსაც გადართვა ავტომატურად მოხდება რელეების საშუალებით. გარდა ამისა, აღნიშნული მართვის სისტემის საშუალებით შეიძლება ელმავლის მემანქანის კაბინიდან განხორციელდეს მრავალი ერთეული სისტემის მართვა; მაგალითად, ელმავლის მემანქანეს მართვის ასეთი სისტემის დროს შეუძლია როგორც საკუთრივ ელმავლის, ასევე მოტორიზებული ვაგონების მართვაც.

ნებისმიერი მართვის სისტემისათვის სქემაში ხდება დაცვის საშუალების გათვალისწინება მოკლედ შერთვის დენისაგან, ძაბვის მატებისა და სხვა შემთხვევებისათვის.

გარდა ძალოვანი და მართვის წრედებისა, ელმავალში არსებობს დამხმარე წრედები და აპარატურა, როგორცაა: განათება, გათბობა, კომპრესორის ძრავი, ვენტილატორის ძრავი და ა.შ. ყველა ზემოთ ჩამოთვლილი წრედისათვის გათვალისწინებულია აღნიშნული დაცვის საშუალებები სწრაფმოქმედი ამომრთველი ავტომატების სახით; მაგალითად, მოკლედ შერთვის დენებისაგან წრედების და აპარატურის დაცვისათვის გამოყენებული ამომრთველები (10-12)-ჯერ უფრო სწრაფად მოქმედებს ვიდრე ჩვეულებრივი ამომრთველი (0,01-დან 0,04 წმ-მდის).

არაპირდაპირი მართვის სისტემის ძირითადი აპარატურაა კონტაქტორები. მათი ჩართვისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ ამძრავი: ელექტრული, ელექტრო-პნევმატიკური და ელექტრომაგნიტური. კარიერის მძლავრ ელმავლებზე გამოიყენება ჯგუფური კონტაქტორები, თითოეული ჯგუფური კონტაქტორი იკრიფება 21 საკონტაქტო ელემენტისაგან ინდივიდუალური რკალჩამქრობებითა და ჩართვით პნევმატიკური სერიოამძრავის საერთო მუხლა ლილვის მეშვეობით. ჯგუფური კონტაქტორების საშუალებით ხდება გამშვები წინაღობების გადართვა და მწვეი ძრავების ერთი შეერთებიდან მეორე სახის შეერთებაზე გადართვა.

12.7. წვეის ძრავები

თანამედროვე ელმავლებზე გამოიყენება მუდმივი დენის ძრავები ნომინალური ძაბვით (250-1500) ვ, უფრო ხშირად კი მიმდევრობით აღზნებით, ვინაიდან ასეთი შესრულების ძრავას აქვს შემდეგი უპირატესობა: რბილი მახასიათებელი, ე.ი. წვეის ძალის მომატებისას ავტომატურად ამცირებს ბრუნთა რიცხვს და ამიტომ მინიმალურად ხურდება, რაც ყველაზე მნიშვნელოვანი ფაქტორია ელმავლებისათვის, ვინაიდან მათ უხდებათ დიდი სიგრძის დახრილი გზის გადალახვა, მაგალითად: ტრანშეების, შტოლნების, შტრეკების სახით და ა.შ. ავითარებენ დიდ მბრუნავ მომენტებს.

მიმდევრობით აღზნების ძრავას უარყოფითი მხარეა: რეკუპერაციის დამუხრუჭების (როდესაც პირიქით ქსელს მიეწოდება დენი) რეკიმზე პირდაპირი (ავტომატური) გადასვლის შეუძლებლობა.

ელმავლის წვეის ელექტროძრავა, გადაცემული მომენტის მიხედვით ფართო დიაპაზონით ცვლის თავის სიმძლავრეს, ვინაიდან

$$N = \frac{Mn}{0,975}$$

სადაც $M=E_g Ra$ არის სავალი გოგორწყვილით გადაცემული მომენტი, ხოლო n - გოგორწყვილის ბრუნთა რიცხვია.

ელმავლის ძრავის სიმძლავრისა და მის მიერ განვითარებული მომენტის ცვალებადობისას დენის სიდიდე იცვლება. ძალოვან ქსელში, ვინაიდან ლილვზე ძრავის სასარგებლო სიმძლავრე:

$$N = \eta_{ძრ} UI,$$

$$Q = -\frac{1}{n} \left(\frac{F_{max} D}{2L} + \frac{P_{ძრ}}{2} \right).$$

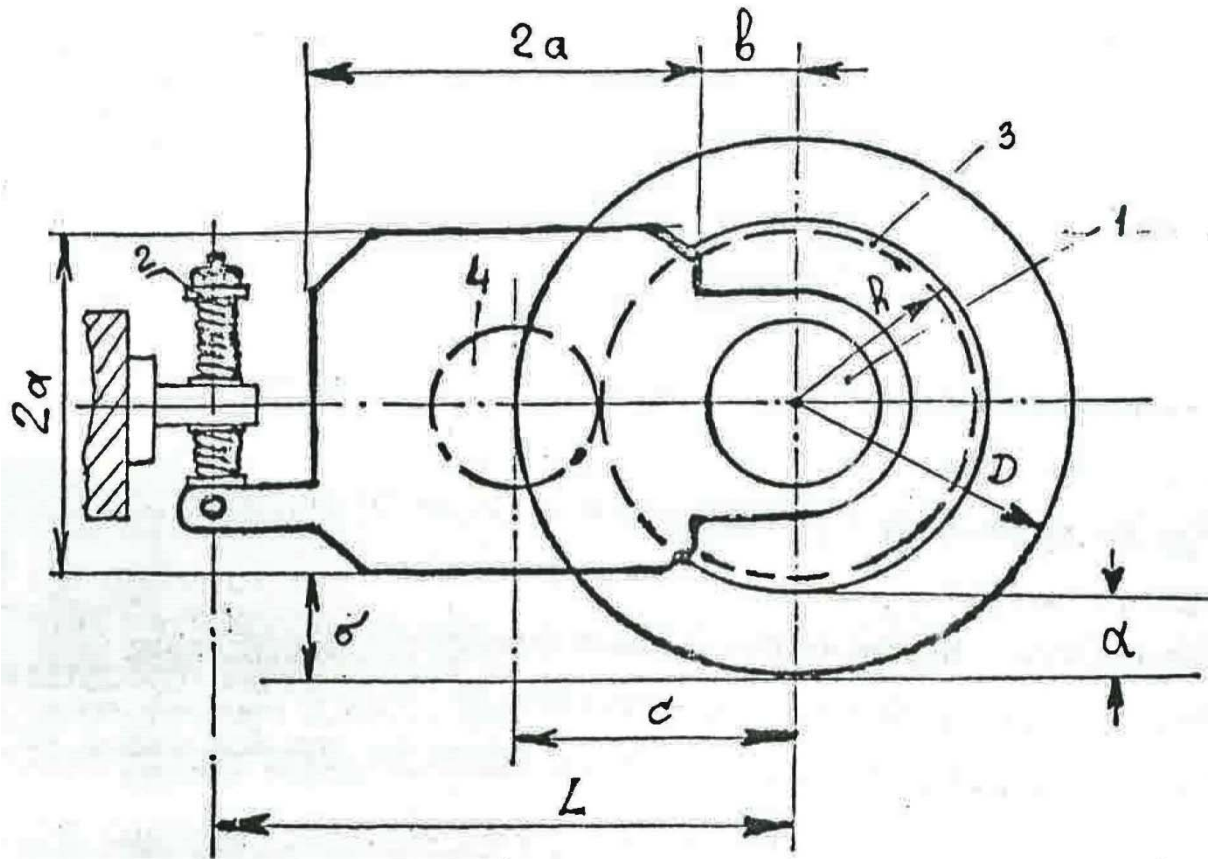
n არის ზამბარების რიცხვი

F_{max} - წყვილთა თვლისგან განვითარებული მაქსიმალური წყვის ძალა.

D - მოძრავი თვლების დიამეტრი.

L - სავალი თვლის ღერძის დაშორება ძრავის საყრდენამდე.

$P_{ძრ}$ - ძრავის მასა.



13. მადაროს ვაგონეტები

13.1. ზოგადი კლასიფიკაცია

რკინიგზის მოძრავი შემადგენლობის ერთეულს კარიერებისა და საერთო დანიშნულების გზებისათვის - ვაგონი ეწოდება, რომლის დანიშნულებაა მგზავრების გადაყვანა ან ტვირთის გადატანა, ხოლო ანალოგიურ ერთეულს შახტის მოძრავი შემადგენლობისათვის - ვაგონეტი ეწოდება.

ვაგონეტების კლასიფიკაცია შეიძლება შემდეგი ნიშნები:

I) დანიშნულების მიხედვით – სატვირთო (სასარგებლო ნამარხისათვის, ფუჭი ქანისათვის, შემვსები მასალებისათვის, დამხმარე ტვირთებისათვის), სამგზავრო და სპეციალური (მძიმე მოწყობილობისათვის, სახანძრო, ლიანდაგსაზომი, სანიტარული და სხვა).

თავის მხრივ, **სატვირთო ვაგონეტები** იყოფა: 1) ძარის კონსტრუქციის მიხედვით, რომლის გაცლა წარმოებს გადაყირავებით, ფსკერის ან ბორტის გახსნით და ა. შ. ა) ხისტი ყრუდ შეერთებული ძარით ჩარჩოზე; ბ) ძირგამცლელი ძარით; გ) გვერდითი გამსხნელი ძარით (კედლებითა) და ორმხრივი დახრილი ძარით; დ) ჩარჩოზე სახსრულად შეერთებული ძარით, რომლის გაცლა ხდება ძარის გადახრით, როდესაც გადახრის მხარეს იხსნება გვერდითი ბორტი; ე) ხისტი გადასაყირავებელი ძარით, რომლის დაცლა ხორციელდება გადაყირავებით. 2) ძარის ტევადობის მიხედვით: ა) მცირე ტევადობის - 1,25 მ³-მდე, ბ) საშუალო ტევადობის - 1,25÷2, მ³; გ) დიდი ტევადობის - 2,8 მ³-ზე მეტი.

სამგზავრო ვაგონეტები იყოფა: ა) ვაგონეტები ჰორიზონტალური გვირაბებისათვის და ბ) ვაგონეტები დახრილი გვირაბებისათვის.

II) გადაადგილების ხასიათის მიხედვით – თვითმავალი, რომელიც მომარაგებულია საკუთარი ძრავით და არა თვითმავალი, რომლის გადაადგილება ხდება ლოკომოტივის საშუალებით.

III) განტვირთვის წესის მიხედვით – თვითგამცლელი და ვაგონსაყირავის საშუალებით გასაცლელი.

IV) ღერძების რაოდენობის მიხედვით – ორღერძიანი, ოთხღერძიანი, ექვსღერძიანი, რვაღერძიანი და მრავალღერძა. ოთხი და მეტი ღერძის შემთხვევაში, როგორც წესი, ვაგონებიც და ვაგონეტებიც მზადდება ურიკიან სავალ ნაწილზე.

V) სავალი თვლების ღერძებზე დამაგრების წესის მიხედვით – ხისტი დამაგრების (ჩაწნეხვითი ჩასმით) და თავისუფლად მოძრავი (მბრუნავი) თვლებით. პირველი საშუალება გამოიყენება კარიერებისა და საზოგადოებრივი მომსახურების ვაგონებში, ხოლო მეორე – შახტის ვაგონეტებში.

ვაგონეტი შედგება შემდეგი ელემენტებისაგან: 1) ძარა, 2) ჩარჩო (რომელიც აკავშირებს ვაგონეტის ყველა ელემენტს ერთიმეორესთან), 3) მოძრაობის დროს ვაგონეტების შეჯახებისას დარტყმის მიმდები ელემენტები – ბუფერები და გადასაბმელები, რომლითაც ხდება შემადგენლობაში ვაგონეტების ერთმანეთთან გადაბმა და აგრეთვე მაძრავ საშუალებასთან დაკავშირება; 4) სავალი ნაწილი.

ვაგონეტების სავალი ნაწილის ორ განაპირა წყვილა თვლის ღერძებს შორის მანძილს ეწოდება ვაგონეტის ხისტი ბაზა, ხოლო ურიკიანი ვაგონეტების შემთხვევაში ხისტი ბაზა განისაზღვრება ორი მოსაზღვრე ურიკისა და ჩარჩოს საყრდენ წერტილებს შორის მანძილით.

13.2. ვაგონეტების მდგრადობა

მდგრადობა ეწოდება ვაგონეტის წინააღმდეგობას გარეგანი ძალების მიმართ, რომელიც ცდილობს ვაგონეტის რელსიდან აცდენას. ასხვაგვებენ სამი სახის მდგრადობას: გრძივს, განივს და ლიანდაგიდან თვლის დაცურების საწინააღმდეგო მდგრადობას.

გრძივი მდგრადობის დაკარგვა ნიშნავს ერთი წყვილა თვლის ღერძის მიმართ ვაგონეტის გადაყირავებას.

მდგრადობას აფასებენ მდგრადობის კოეფიციენტის მიხედვით

$$K_{\text{მდგრ}} = \frac{M_{\text{აღღვ}}}{M_{\text{გაღაყ}}},$$

სადაც $M_{\text{აღღვ}}$ არის აღმდგენი ძალის მომენტი იმ ღერძის მიმართ, რომლის ირგვლივ ხდება შემოყირავება;

$M_{\text{გაღაყ}}$ - არის გადამყირავებელი ძალის მომენტი, იმავე ღერძის მიმართ.

გრძივი მდგრადობის კოეფიციენტი აიღება საზღვრებში $K_{\text{მდგრ}}=1,5$ – თუ მხედველობაში მიიღება მხოლოდ გადაყირავების სტატიკური ძალები და 1,3-ის ტოლი, თუ გავითვალისწინებთ დინამიკურ ძალებსაც.

გრძივი მდგრადობის საშიში მომენტებია: 1) თვლის საჩერზე ვაგონეტის უცაბედი გაჩერება; 2) მოძრაობა დახრილ გზებზე და 3) ცალმხრივი დატვირთვა.

13.2.1. სვლის საჩერზე უცაბედი გაჩერების შემთხვევა

დავუშვათ, რომ ($G_{\text{ვაგ}}=G+G_0$) კვ მასის ვაგონეტი მოძრაობს β კუთხით დახრილ გზაზე. თუ A საჩერზე მოვახდენთ ვაგონეტის უცაბედ მკვეთრ დამუხრუჭებას, მაშინ მასზე იმოქმედებს შემდეგი ძალები (ნახ. 13.1):

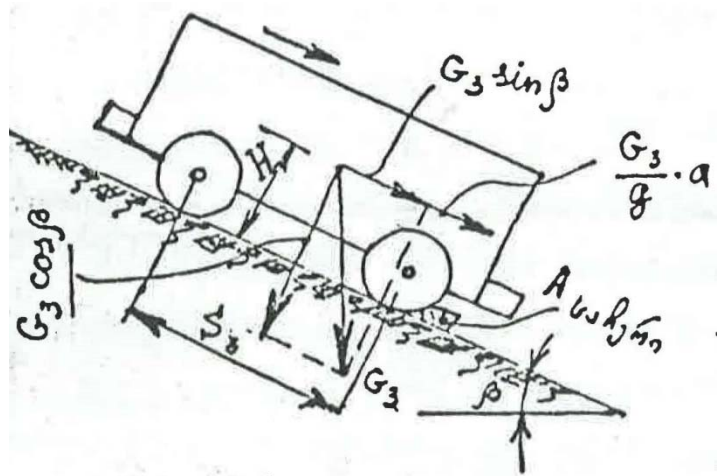
1) ინერციის ძალა

$$G_{ვაგ} \cdot \frac{a}{g} = (G + G_0) \cdot \frac{a}{g},$$

რომელიც თავისი მოქმედებით ცდილობს ვაგონეტის გადაყირავებას.

2) ვაგონეტის (მთლიანი $G_{ვაგ}$, კგ) მასის მდგენელი ძალები:

ა) $G_{ვაგ} \sin \beta$ - გზის პარალელური, მდგენელი ძალა, რომელიც თავისი მოქმედებით ინერციის ძალის თანხედენილია და ბ) $G_{ვაგ} \cos \beta$ - გზის ნორმალური მდგენელი, რომლის მოქმედებით ხდება ვაგონეტის მდგრადობის შენარჩუნება. ამ ძალით გამოწვეულ მომენტს, აღმდგენი მომენტი ეწოდება.



ნახ. 13.1.

სიმძიმის ცენტრის სიმაღლე რელსის თავიდან აღნიშნოთ H -ით, ვაგონეტის ხისტი $S_{ვაგ}$ და დაეწეროთ მომენტების განტოლება A საჩერის მიმართ;

მივიღებთ

$$G_{ვაგ} \cos \beta \cdot \frac{S_{ვაგ}}{2} = K \left(G_{ვაგ} \sin \beta + \frac{G_{ვაგ}}{g} \cdot a \right) H \tag{13.1}$$

ზემოთ მოყვანილი განმარტების თანახმად, $G_{ვაგ} \cos \beta \frac{S_{ვაგ}}{2}$ არის აღმდგენი მომენტი;

პირველი ტოლობის მარჯვენა ნაწილის K გარეშე გამოსახულება არის ვაგონეტის გადაყირავებელი მომენტი;

K არის მდგრადობის კოეფიციენტი;

a - ვაგონეტის აჩქარება m/s^2 -ში

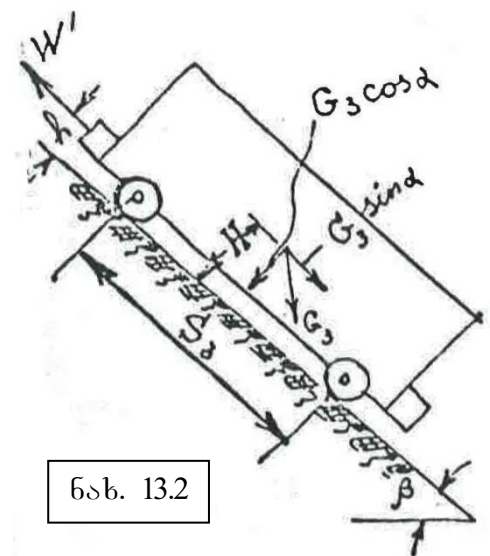
(13.1) ფორმულის ანალიზიდან ჩანს, რომ რაც მეტია ხისტი ბაზის $S_{ვაგ}$ სიდიდე და მცირეა რელსის თავიდან სიმძიმის ცენტრის სიმაღლე, მით მდგრადია ვაგონეტი.

ვაგონეტის ხისტი ბაზის სიდიდე შეიძლება განვსაზღვროთ

$$S_{ვაგ} = 2KH \left(\operatorname{tg} \beta + \frac{a}{g \cos \beta} \right) = 2KH \frac{g \sin \beta + a}{g \cos \beta}.$$

13.2.2. გრძივი მდგრადობა, როდესაც ვაგონეტი დახრილ გზაზე მოძრაობს იძულებით.

დავუშვათ, მოძრაობისათვის საჭიროა $W' = (G + G_0)(\omega' \cos \beta + \sin \beta)$ წვეის ძალა.



ნახ. 13.2

ამ შემთხვევისათვის ვაგონეტის წონასწორობის განტოლებას ექნება შემდეგი სახე:

$$G_{ვაგ} \cos \beta \frac{S_{ბაზ}}{2} = K G_{ვაგ} \sin \beta (H - h) .$$

მიღებული გამოსახულებიდან ხისტი ბაზა:

$$S_{ბაზ} = 2K \operatorname{tg} \beta (H - h) . \tag{13.2}$$

h არის ლიანდაგის თავიდან გადასაბმელამდე მანძილი.

(13.2) ფორმულით ჩვენ შეგვიძლია განვსაზღვროთ მოცემული ვაგონეტის მდგრადობის გზის საჭირო დახრის კუთხე

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{S_{ბაზ}}{2K(H - h)} ,$$

ან მოცემული კუთხისათვის შეგვიძლია შევამოწმოთ მდგრადობა.

დახრის კუთხის ზღვრული მნიშვნელობა მდგრადობის თვალსაზრისით, მაგ. ბაგირებით ზიდვის შემთხვევაში, შეადგენს 30° -ს.

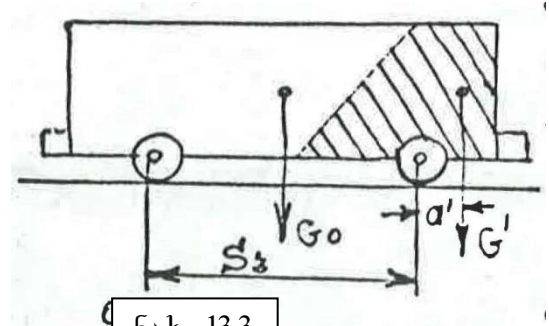
13.2.3. გრძივი მდგრადობა ვაგონეტის არასიმეტრიული დატვირთვისას

გრძივი მდგრადობის დაკარგვის საშიში მომენტი ვაგონეტის ცალმხრივი დატვირთვა.

ვაგონეტის ცალმხრივი დატვირთვისას მადნით ან ნახშირის შახტებზე ფუჭი ქანით, როდესაც სამთო მასის რაოდენობაა G' ვაგონეტებზე მოქმედებს გადამყირავებელი მომენტი $G' \cdot a'$.

მისი გაწონასწორება ხდება ვაგონეტის საკუთარი წონით გამოწვეული აღმდგენი ძალით - $G_0 \frac{S_{ბაზ}}{2}$. დავწეროთ წონასწორობის განტოლება

$$G_0 \frac{S_{ბაზ}}{2} = K C' a' .$$



ნახ. 13.3.

ზემოთ განხილულ სამივე შემთხვევაში გრძივი მდგრადობა იზრდება ვაგონეტის ხისტი ბაზის გადიდებით.

13.2.4. განივი მდგრადობა

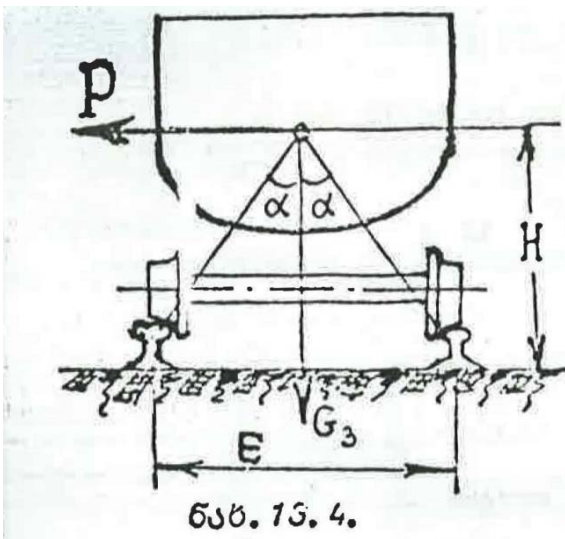
განივი მდგრადობის დაკარგვა ნიშნავს ლიანდაგის რელსის ირგვლივ ვაგონეტის გადაყირავებას.

განივი მდგრადობა შეიძლება დაირღვეს: მრუდწირულ უბნებზე ცენტრიდანული ძალების მოქმედების შედეგად, აგრეთვე ბაგირის დაჭიმულობის

ძალისგან, შერეული ვაგონეტების ურთიერთწნევისაგან, არასწორ გზაზე სწრაფი სვლისას და სხვა. საანგარიშო სქემიდან ჩანს, რომ მდგრადობის აღმდგენი მომენტი არის $G_{ვაგ} \frac{E}{2}$, სადაც E არის ლიანდაგის სიგანე. ამგვარად რაც მეტია ლიანდაგის სიგანე, მით მეტია ვაგონეტის განივი მდგრადობა. მომენტების განტოლებას წონასწორობის პირობისათვის კი ექნება სახე

$$0,5G_{ვაგ} E = KPH$$

განივი მდგრადობის კონსტრუქციული კრიტერიუმია α კუთხის სიდიდე, რომელიც მიიღება ცარიელი ვაგონეტის სიმძიმის ცენტრზე გამავალ ვერტიკალურ ღერძსა და სიმძიმის ცენტრისა და თვლის რელსზე შეხების წერტილების შემაერთებელ ხაზებს შორის (იხ. ნახ. 13.4)



$$tg\alpha = \frac{0,5E}{H} = \frac{E}{2H}; \quad tg\alpha = \frac{E}{2H}$$

ზემო გამოსახულებიდან ჩანს, რომ მდგრადობის α კუთხის სიდიდე პირდაპირპროპორციულია ლიანდაგის სიგანისა და უკუპროპორციულია ლიანდაგის თავიდან სიმძიმის ცენტრის სიმაღლისა. ვაგონეტისათვის მიღებულია, რომ $\alpha \geq 22^\circ$. პრაქტიკაში კი გვხვდება იშვიათი, მაგრამ მაინც შემთხვევები, როდესაც $\alpha = 16 \div 18^\circ$.

13.2.5. ლიანდაგიდან თვლის დაცურების საწინააღმდეგო მდგრადობა

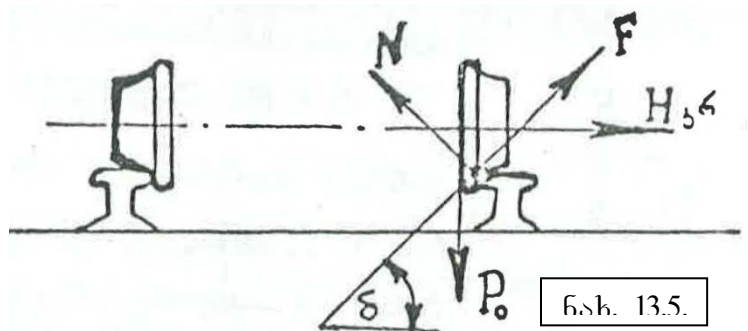
ზემოთ აღნიშნული მდგრადობის დაკარგვა ნიშნავს ვაგონეტის თვლის ქიმის ჩამოცოცებას (დაცურებას) რელსზე.

მდგრადობის შეფასება ხდება შესაბამისი კოეფიციენტით:

$$K_{მდგრ.ჩ} = \frac{H_{კრ}}{H}$$

სადაც $K_{მდგრ.ჩ}$ არის კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს მდგრადობის ჩამოცოცებაზე.

$H_{კრ}$ - კრიტიკული ღერძული ძალა ანუ ძალა, რომლის დროსაც თვალი კარგავს მდგრადობას და იწყებს ჩამო-



ცურებას რელსიდან.

H კი არის ფაქტობრივად მოქმედი, ღერძული ძალა.

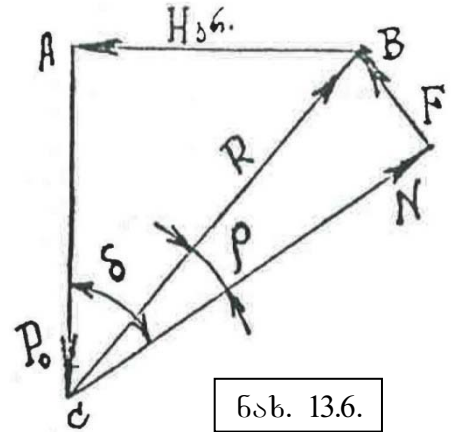
13.5 ნახ-ზე გამოსახულია ვაგონეტის მოძრაობისას მასზე მოქმედი ძალები, რომელთა მიხედვით შეგვიძლია ავაგოთ ძალთა მრავალგვერდი (ნახ. 13.6). მიღებულ მრავალგვერდში:

P გამოსახავს მასურ დატვირთვას;

N არის რელსიდან ნორმალური რეაქცია;

F რელსისა და თვლის ქიმის შეხების წერტილში წარმოშობილი ხახუნის ძალა.

ძალთა მრავალგვერდში R ძალა არის $N-F$ ძალების ტოლქმედი, იგი N ძალასთან ადგენს ρ ხახუნის კუთხეს. ΔABC -დან



$$H_{გრ} = P_0 \operatorname{tg}(\delta - \rho) = P_0 \frac{\operatorname{tg}\delta - \operatorname{tg}\rho}{1 + \operatorname{tg}\delta \cdot \operatorname{tg}\rho}.$$

როგორც ვიცით $\operatorname{tg}\rho=f$, სადაც f ხახუნის კოეფიციენტი, მაშინ

$$H_{გრ} = P_0 \frac{\operatorname{tg}\delta - f}{1 + f \operatorname{tg}\delta}.$$

თუ შევიტანთ $H_{გრ}$ მიღებულ მნიშვნელობას $K_{მდგრ.წ}$ -ის ფორმულაში. მივიღებთ:

$$H_{მდგრ.წ} = \frac{P_0(\operatorname{tg}\delta - f)}{H(1 + f \operatorname{tg}\delta)}.$$

13.3. ვაგონის (ვაგონეტის) ძირითადი პარამეტრები

ვაგონის საექსპლუატაციო და ტექნიკური თვისებების ძირითადი მახასიათებელი პარამეტრებია: ტვირთამწეობა, ტარის კოეფიციენტი, დატვირთვა ღერძებზე, მოძრაობის წინააღობის კოეფიციენტი (კუთრი წინააღობა) და წრფივი ზომები.

დუმპკარის ტვირთამწეობად მიღებულია ტვირთის ის უდიდესი მასა q , რომელიც დაშვებულია ტრანსპორტირებისათვის. ეს სიდიდე ახასიათებს შემადგენლობის რაციონალურ პარამეტრებს (ვაგონების რაოდენობას, სიგრძეს, მასას). ვაგონის ტვირთამწეობის გაზრდით მცირდება ტრანსპორტირების ღირებულება და ამასთან ერთად, იზრდება ექსკავატორების გამოყენების კოეფიციენტი.

ექსკავატორის ეფექტური გამოყენების მიზნით დუმპკარის ძარის ტევადობა 4-6-ჯერ უნდა აღემატებოდეს ჩამჩის ტევადობას.

ძირითად ტენდენციად ახლა მიღებულია ვაგონის ტვირთამწეობის (50-60) ტ-დან (80-180) ტ-მდე გაზრდა, ვინაიდან ასეთი ტვირთამწეობის მქონე ღუმპკარებს უკეთესი ტექნიკურ-ეკონომიკური მაჩვენებლები აქვს.

ვაგონის საკუთარ მასას, გამოსახულს ტონებში, ვაგონის ტარა (q_0) ეწოდება.

ვაგონის ტექნიკური სრულყოფის მახასიათებელი ძირითადი პარამეტრია, ტექნიკური ტარის კოეფიციენტი, ე.ი. ვაგონის ტარის ფარდობა მის ტვირთამწეობასთან:

$$K_{\text{ტარ.}} = \frac{q_0}{q}.$$

ტარის კოეფიციენტის შემცირებით იზრდება ტრანსპორტირების ეკონომიკურობა, რადგანაც მცირდება მატარებლის ურგები წონა.

უნდა აღინიშნოს, რომ ტექნიკური ტარის კოეფიციენტი ყოველთვის ვერ ახასიათებს ვაგონის საექსპლუატაციო თვისებებს, რადგანაც ამ კოეფიციენტით არ ხდება ღუმპკარის ტვირთამწეობის ფაქტობრივი გამოყენების გათვალისწინება.

ამიტომ, ზოგჯერ იყენებენ სატვირთავი ტარის კოეფიციენტს $K_{\text{ტარ.სატრ.}}$, რომელიც ითვალისწინებს ვაგონში ტვირთის მოცულობას V მ³ და სატრანსპორტო ტვირთის მოცულობით მასას γ ტ/მ³

$$K_{\text{ტარ.სატრ.}} = \frac{q}{V\gamma}.$$

რადგან გადასახსნელი ფუჭი ქანების მოცულობითი მასები მერყეობს 1÷2,5 ტ/მ³, ამიტომ სხვადასხვა მასების ფუჭ ქანებში საჭიროა სხვადასხვა ვაგონების გამოყენება.

კარგი საექსპლუატაციო თვისებებით ხასიათდება ის ვაგონები, რომელთა ტექნიკური ტარის კოეფიციენტი თავისი მნიშვნელობით ახლოსაა სატვირთავი ტარის კოეფიციენტთან, ე.ი. $K_{\text{ტარ.}} \approx K_{\text{ტარ.სატრ.}}$.

არსებობს აგრეთვე საექსპლუატაციო ტარის კოეფიციენტი

$$K_{\text{ტარ.საექსპ.}} = K_{\text{ტარ.სატრ.}} + \beta,$$

სადაც β არის გარბენის გამოყენების კოეფიციენტი.

$$\beta = \frac{L_{\text{დატვ}}}{L_{\text{დატვ}} - L_{\text{ცარ}}}.$$

$L_{\text{დატვ}}$ და $L_{\text{ცარ}}$ არის დატვირთული და ცარიელი მიმართულების ტრანსპორტირების მანძილები.

ღერძებზე დასაშვები დატვირთვა P_0 , რომელიც განსაზღვრავს ვაგონის ღერძების რაოდენობას, დამოკიდებულია სალიანდაგო გზის შენებაზე. კარიერებზე დაბალასტებულ და დაუბალასტებულ გზებზე, რომელთა საიმედოდ მუშაობს

სხვადასხვა სიმაგრის სამთო ქანები, გრუნტზე დასაშვები დატვირთვა ცვალებადობს $1,5 \div 3,0$ კგ/სმ². ამ დიაპაზონის ზედა ზღვარს შეესაბამება 28-30 ტ დატვირთვა ღერძზე.

ზემოთ აღნიშნულიდან გამომდინარე, ოთხღერძა ვაგონის ტვირთამწეობა შემოსისაზღვრება 75-80 ტ; ხოლო ექვსი- და რვაღერძა ვაგონების შექმნა კი იძლევა შემდგომში ტვირთამწეობის გაზრდის საშუალებას.

მოძრაობის კუთრი წინაღობა განისაზღვრება მოძრაობის წინაღობის კოეფიციენტით, რომელიც ჩაწერის გამარტივების მიზნით წარმოდგენილია როგორც ვაგონის თითოეულ 1 ტ-მდე წინაღობა კგ-ში

$$\omega = \frac{W}{q + q_0},$$

სადაც W არის ვაგონის მოძრაობის წინაღობა გზის სწორხაზოვან უბანზე, დენ.

დუმპკარებისათვის მოძრაობის კუთრი წინაღობა $\omega = 2 \div 3$ დენ/ტ, ხოლო ადგილიდან დაძვრის შემთხვევაში სრიალის საკისრების დროს ω -ს ემატება ადგილიდან დაძვრის კუთრი წინაღობა ω_1 . ეს იმით აიხსნება, რომ სასარგებლო მასის მატებისას მცირდება კუთრი სიდიდე (მოსული ერთ ტონა საკუთრივ ვაგონის მასაზე) მაგნე წინააღმდეგობებისა ბუქსებში, რომლებიც გამოწვეულია შემჭიდროვებებში წინააღმდეგობებით, გადაფერდებით და სხვა.

სიჩქარის გაზრდისას იზრდება ვაგონის კუთრი წინაღობა, რაც გამოწვეულია საკისრების გადახურებით.

ვაგონის ზომები განისაზღვრება მოძრავი შემადგენლობისათვის მიღებული გაბარიტებიდან.

ფართო ლიანდაგიანი (1524 მმ) კარიერის გზებისათვის ვაგონი სრულდება 1-T, 0-T გაბარიტებით (მაქსიმალური სიგანით 3400 მმ) და T (სიგრძით 3750 მმ-მდე) უკანასკნელი ზომა განაპირობებს გაგზარდოთ ვაგონის ტვირთამწეობა ან ტვირთამწეობის შენარჩუნებისას შევამციროთ შემადგენლობის სიგრძე.

გარდა ამისა, ვაგონის ზომების განსაზღვრისას გათვალისწინებულ უნდა იქნეს მისი მდგრადობის პირობები და მტვირთავი მექანიზმის სახეობა.

14. სალიანდაგო გზები

ლიანდაგის გრძივი ღერძის სიგრძივი მდებარეობის განსაზღვრულ წირს, ტრასა ეწოდება, ტრასის ჰორიზონტალურ პროექციას – ტრასის გეგმა, ტრასის ვერტიკალურ სიბრტყეზე დაფენილ პროექციას კი – მისი გრძივი პროფილი.

სალიანდაგო გზები შედგება მრუდწირული და წრფეწირული უბნებისაგან.

წრფეწირული უბნების განმსაზღვრელი ელემენტებია მათი სიგრძე და მიმართულება.

მრუდწირული უბნების კი შემდეგი ელემენტებია:

- ა) მობრუნების კუთხე;
- ბ) მობრუნების მიმართულება (მარჯვნივ ან მარცხნივ);
- გ) მრუდწირული უბნის რადიუსი;
- დ) მრუდწირული უბნის სიგრძე.

14.1. სალიანდაგო გზის წრფეწირული უბნების მოწყობილობა

გზა შედგება ქვედა და ზედა შენებისაგან. გზის ქვედა შენებაში შედის: - მიწის საგები, ხიდები, დამცავი კედლები; შახტებში - გვირაბების საგები გვერდი და ა.შ. გზის ზედა შენებაში შედის ლიანდაგი სამაგრებით, შპალებით, ბალასტის ფენა და ძვრაწინალები.

ლიანდაგები მზადდება სპეციალური სალიანდაგო ფოლადისაგან და შემდეგ განიცდის თერმულ დამუშავებას. ლიანდაგის ნომერი აღნიშნავს მისი ერთი გრძივი მეტრის დამრგვალებულ წონას კგ-ში. P-8-დან P-24-მდე ლიანდაგები გამოიყენება ვიწროსალიანდაგო გზებზე. P-33 ლიანდაგები სამრეწველო გზებზე, ხოლო P-38 და ზევით - ლიანდაგები გამოიყენება განიერ სალიანდაგო გზებზე. ლიანდაგის სიგრძე იზღუდება დაგების ადგილამდე მისი გადატანის პირობიდან და ვიწრო სალიანდაგო გზისათვის შეადგენს 8(10) მ; P-33 და მეტი ზომის ლიანდაგისათვის შეადგენს 12,5 (25) მ-ს.

სალიანდაგო გზებზე ლიანდაგის პირაპირული შეერთება შეიძლება მოხდეს მექანიკური ან შედუღების წესით. მექანიკური შეერთება ხორციელდება ჭანჭიკებისა და სადებების საშუალებით; იგი წარმოადგენს სალიანდაგო გზის ყველაზე სუსტ ელემენტს.

შედულებითი შეერთება შეიძლება: ელექტრული რკალის, ელექტრული კონტაქტის ან გაზით შედულების საშუალებით. დიდი გამოყენება პოვალიანდაგების ელექტრული რკალით შედულებამ.

შედულებით ლიანდაგების შეერთება გამოიყენება სტაციონარულ სალიანდაგო გზებზე და შედულებული უბნის სიგრძე შეიძლება იყოს 800 მ-მდე. ლიანდაგის შედულებითი შეერთება აუმჯობესებს გზის საექსპლუატაციო მონაცემებს და ზრდის მის საექსპლუატაციო ვადას.

შპალები წარმოადგენს მოძრავი შემადგენლობის უშუალო საყრდენს, რომლებიც შემადგენლობიდან მიღებულ წნევას გადასცემს ბალასტის ფენას. შპალები მზადდება: ხისაგან, რკინაბეტონისა და ფოლადისაგან.

ხის შპალებს (მზადდება ჩვეულებრივად ფიჭვისაგან) ლპობისაგან დაცვისა და საექსპლუატაციო ვადის გაზრდის მიზნით უღენტავენ ანტისეპტიკური საშუალებით - ხეთით ან ნატრიუმფტორით, რაც საექსპლუატაციო ვადას 2-4-ჯერ ზრდის.

შპალების სიგრძე აიღება ლიანდაგის სიგანის მიხედვით და შეადგენს:

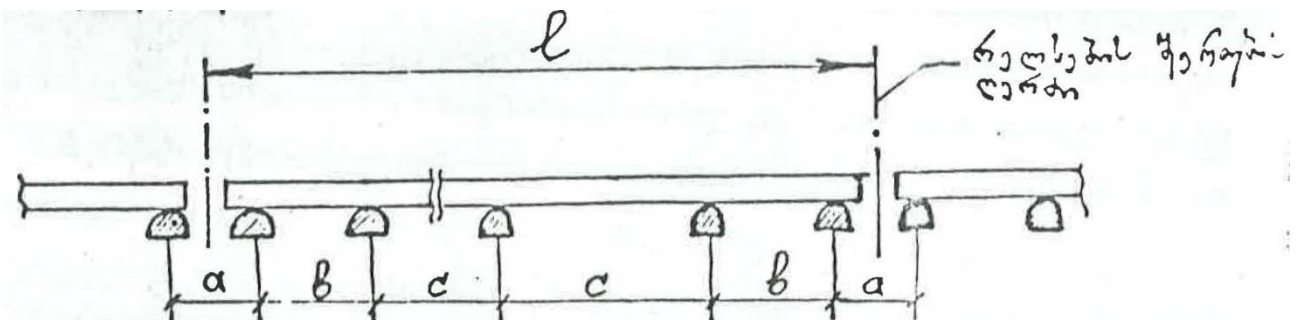
600 მმ-იანი ლიანდისათვის 1200 მმ.

750 მმ-იანი ლიანდისათვის 1500 მმ.

900 მმ-იანი ლიანდისათვის 1700 მმ.

1524 მმ ლიანდისათვის 2700 მმ.

ლიანდაგის ქვეშ შპალების განლაგება ხდება ქვემოთ მოყვანილი ეპიურის შესაბამისად.



თუ მოცემულია n_0 გზაზე შპალების რაოდენობა

l ლიანდაგის სიგრძე, მ.

a ლიანდაგის შეერთების ადგილას შპალებს შორის მანძილი,

მაშინ ერთ რგოლზე მოსული შპალების რაოდენობა (ცალი)

$$n = \frac{ln_0}{1000},$$

შპალებს შორის მანძილი, მ.

$$c = \frac{l - 2a}{n - 2}.$$

შეერთების შპალებსა და შეერთების შემდგომ შპალებს შორის მანძილი, მ.

$$b = \frac{a + c}{2}$$

no მნიშვნელობა აიღება პრაქტიკული მონაცემების მიხედვით ან ცხრილიდან.

რკინა ბეტონის შპალებს აქვს დიდი საექსპლუატაციო ვადა და ინტენსიური მოძრაობისას უზრუნველყოფს გზის მდგრადობას. მისი უარყოფითი მხარეა - დიდი ღირებულება, გზის სიხისტე და შპალების სიმყიფე, რის უგულებელყოფა მნიშვნელოვან ხარისხით შესაძლებელია წინასწარ დაძაბული არმატურისა და ელასტიკური ქვესადების გამოყენებით.

ლითონის შპალები მზადდება გაგლინული ფოლადისაგან, სპეციალური პროფილით და გამოიყენება გადასატან გზებზე.

ბალასტი მუშაობს როგორც ბალიში, რომელიც დარტყმას გადაამუშავებს დრეკადად და შპალებიდან მიღებულ წნევას თანაბრად ანაწილებს გზის ქვედა შენებაზე, იგი არ უნდა იტკეპნებოდეს და არ უნდა სველდებოდეს; უნდა იყოს მდგრადი ყინვისა და სითბოს მიმართ და სხვა. ბალასტის საუკეთესო მასალაა - მაგარი ქანების ღორღი 20-70 მმ-ის სიმსხოთი. გამოსადეგია დახარისხებული ხრეში ზომით 20-40 მმ, რომელსაც ხარისხის გაუმჯობესების მიზნით უმატებენ მაგარი ქანების ღორღს ან მეტალურგიულ წიდას.

14.2. სალიანდაგო გზების შეერთება

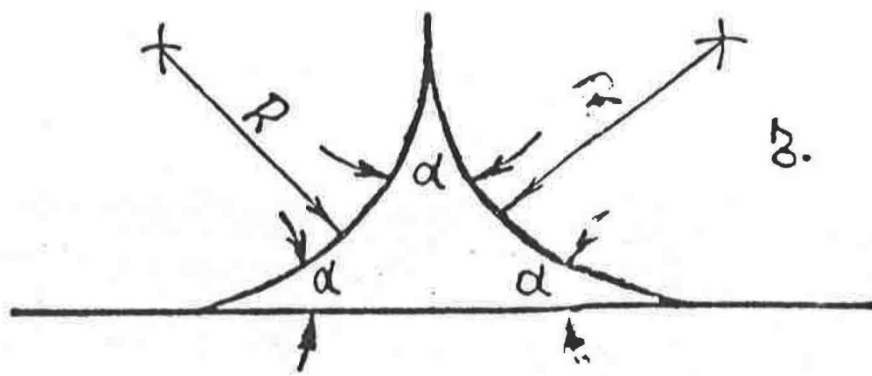
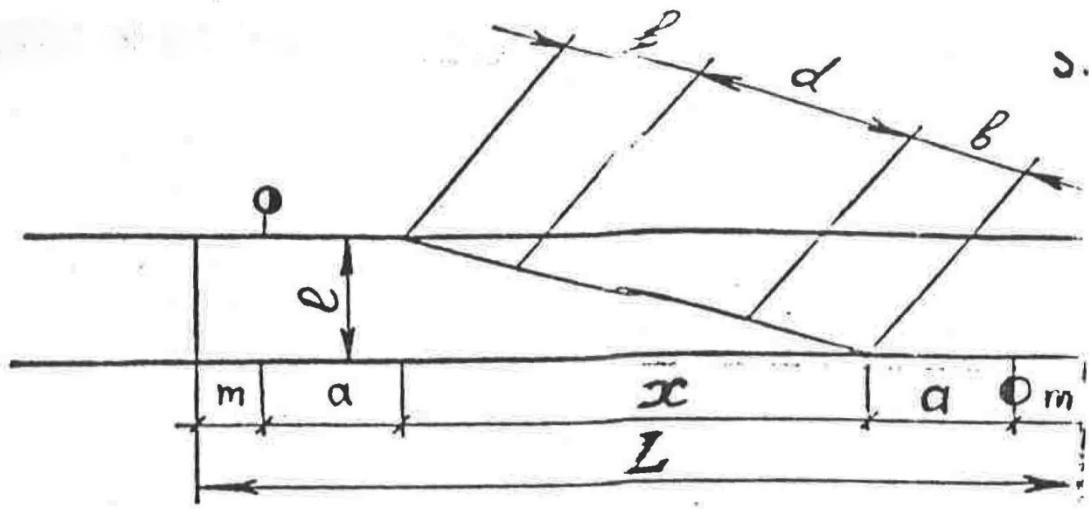
კარიერებზე სალიანდაგო გზების შეერთება ხდება ცალკეულ უბნებზე: სადგურებში, გადასასვლელებზე, ასაქცევებზე, პოსტებში და სხვა.

გადასასვლელები არსებობს შეუმოკლებელი (ნახ. 14.1); შემოკლებული (ნახ. 14.2) და ჯვარედინი (ნახ. 14.3). რამდენიმე გადასასვლელის კომბინაცია ქმნის საგზაო სამკუთხედსა (ნახ. 14.1,ბ) და საისრე ქუჩას (ნახ. 14.5). საისრე გადამყვანის ჯვართავას მიმართ განლაგებულია კუთხით (ნახ. 14.4).

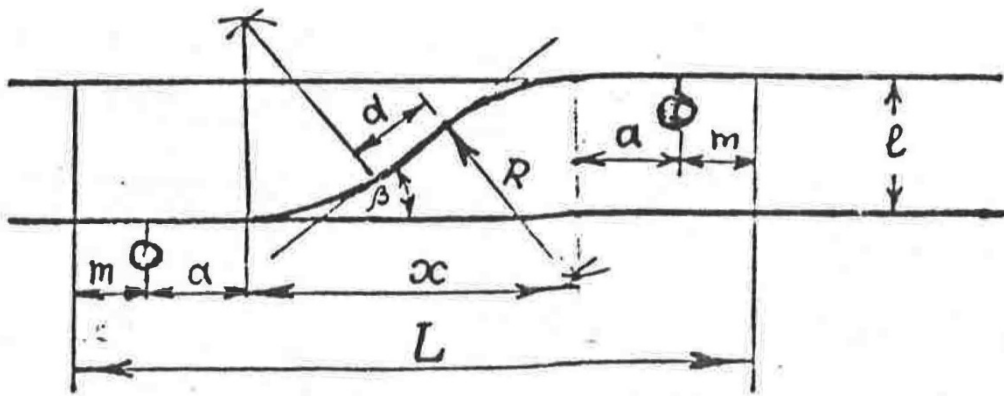
სალიანდაგო გზების შეერთების ძირითადი ელემენტია წარმოადგენს (ნახ. 14.6.) საისრე გადასასვლელი.

სალიანდაგო გზა შედგება 1 - ჯვართავასაგან, ჩარჩოს რელსებისაგან - 2, გადამყვანი მრუდი - 3, ე.წ. კალმებისაგან - 4, რომელთა საშუალებით ხდება ისრის გადართვა და კოტრრელსებისაგან - 5, რომელთა დანიშნულებაა სავალი თვლის ნაწიბურის შეკავება მოცემული (საჭირო) მიმართულებით - 6 მკვდარი ზონის (სივრცის) არეში, რომელიც განლაგებულია ჯვართავას წინ. ჯვართავას უკან

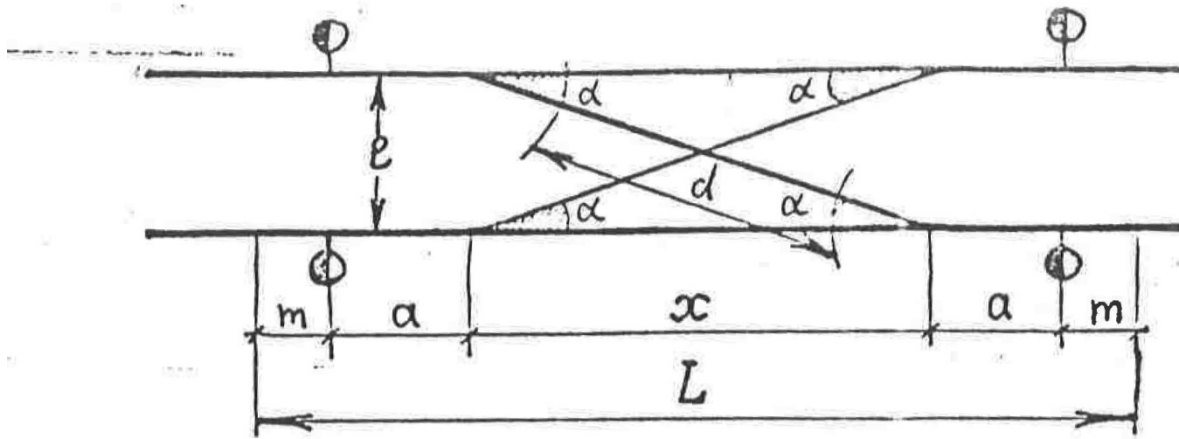
დგება სასაზღვრო სვეტი - 7, რომელთანაც უნდა გაჩერდეს ლოკომოტივი, რათა შემხვედრმა მატარებელმა არ შეაფერხოს (გამოსდოს) მას.



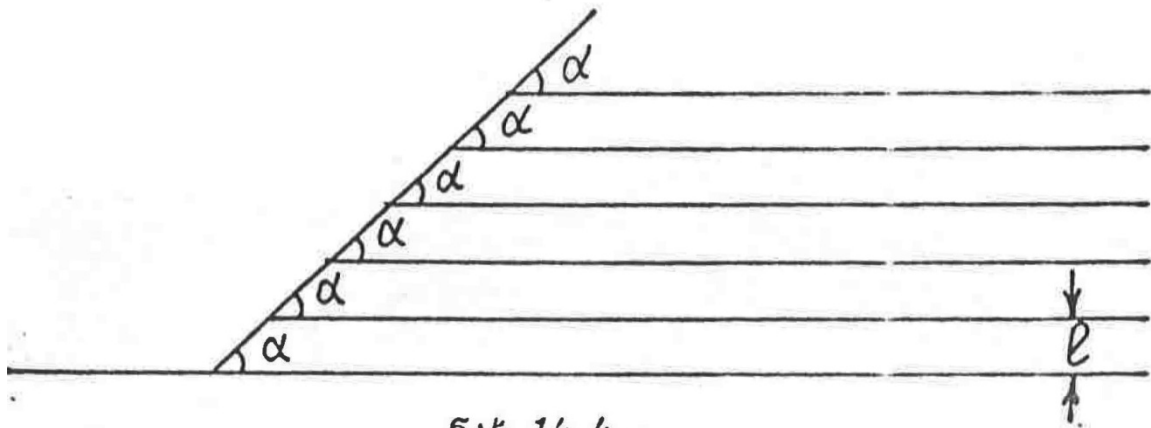
ნახ. 14.1.



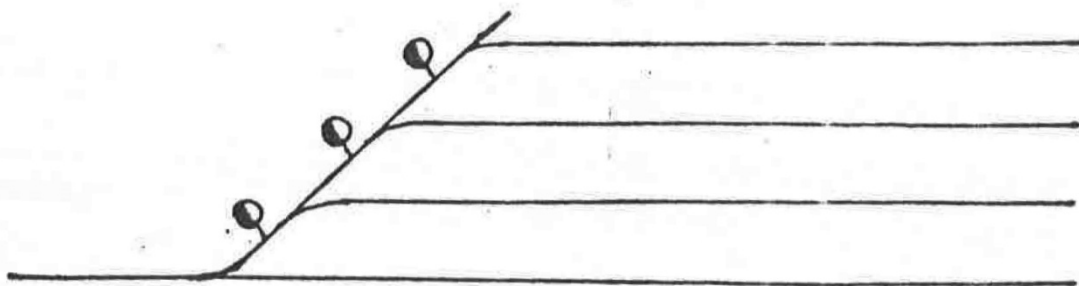
ნახ. 14.2.



ნახ. 14.3.



ნახ. 14.4.

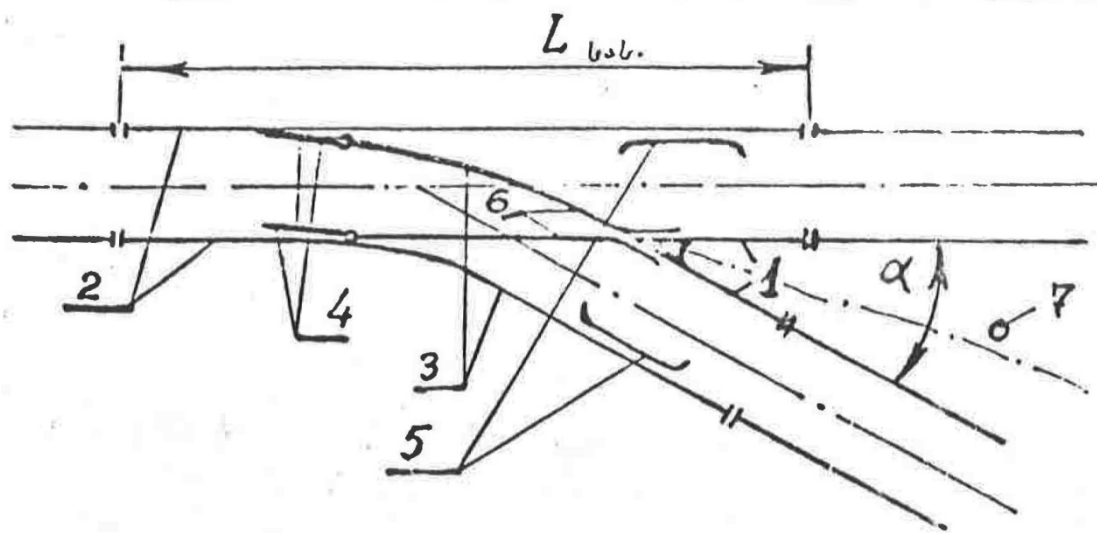


ნახ. 14.5.

სასაზღვრო სვეტების მდებარეობა კარიერის გზებზე განსაზღვრავს გადასასვლელებსა და სადგურებში გზის სასარგებლო სიგრძეს.

საისრე გადასასვლელის ძირითადი პარამეტრია ჯვართავეს მარკა - შემადგენლობებს შორის უსაფრთხო მანძილის a -ს შეფარდება, ჯვართავეს ცენტრსა და სასაზღვრო სვეტს შორის მანძილთან, l -თან

$$M = \frac{a}{l} = 2tg \frac{\alpha}{2}$$



ნახ. 14.6.

საკარიერო გზებზე გამოიყენება ჯვართავეები შემდეგი მარკებით: 1:9 და 1:11; $M=1:9$ - შემთხვევაში გზის სასარგებლო სიგრძე შეადგენს $L_{სასარგ.}=28$ მ-ს. ხოლო $M=1:11$ შემთხვევაში $L_{სასარგ.}=32$ მ-ს. როგორც ჩანს 1:11 შემთხვევაში საისრე გადასასვლელის სიგრძე მატულობს, მაგრამ ამასთან ერთად შემადგენლობის მოძრაობის უსაფრთხოებაც იზრდება.

შემადგენლობის უსაფრთხო მოძრაობისათვის დიდი მნიშვნელობა აქვს კუთხის სიდიდეს, რომელსაც კალმებზე დაცემის კუთხე ეწოდება (ნახ. 14.2). ამ კუთხის გაზრდის შემთხვევაში დინამიკური დარყები და შესაბამისად კალმების ცვეთა იზრდება.

თანამედროვე კარიერებსა და შახტებში ძირითადად გამოიყენება ავტომატური საისრე გადასასვლელები.

15. მტვირთავი მანქანების მწარმოებლობა

ასხვაგვარ ტექნიკურ და საექსპლუატაციო მწარმოებლობა.

საშუალო ტექნიკური მწარმოებლობა - არის მასალის მოცულობა, რომელიც შეუძლია მანქანამ უწყვეტი მუშაობით დროის ერთეულში დატვირთოს, ტიპურ საექსპლუატაციო პირობებში.

ჩამჩიანი მტვირთავი მანქანებისათვის ტექნიკური მწარმოებლობაა:

$$Q_{ტექ} = V_{ჩამჩი} \cdot n_{ციკლი} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3,$$

სადაც $V_{ჩამჩი}$ არის ჩამჩის მოცულობა მ³-ში;

$n_{ციკლი}$ - მუშა ციკლების თეორიული რიცხვი წუთში;

K_1 - კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ჩამჩის ავსებას. $K_1=0,4\div 1,0$;

K_2 - კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს რეალურ პირობებში მუშა ციკლის ხანგრძლივობის ცვალებადობას $K_2=0,85\div 1,0$;

$K_3=0,92\div 0,96$ - ჩამჩაში ტვირთის დამატებითი გაფხვიერების კოეფიციენტი.

ჩამჩის მოცულობა განისაზღვრება მისი ძირის საგები გვერდის მიმართ 80° -ით დახრისას, მასში ფხვიერი მასის 30° -მდე ჩაყრით;

K_1 - დამოკიდებულია მრავალ ფაქტორზე: ნატეხონებაზე, მოცულობით მასასა და ნაყარის მასის სიმაღლეზე, ჩამჩის ზომებზე, ჩამჩის ქანში შეჭრის სირმეზე, აჩამჩვის წესზე, მანქანის ჩაჭიდების მასასა და მემანქანის კვალიფიკაციაზე;

K_2 - დამოკიდებულია გამოყენებული ძრავის ტიპზე (პნევმატიკური ან ელექტრონული) და აგრეთვე მემანქანის კვალიფიკაციაზე.

მაქსიმალური ტექნიკური მწარმოებლობა - არის მანქანის მწარმოებლობა პიკური დატვირთვისას დროის მოკლე ინტერვალში. ამ მწარმოებლობის მიხედვით ხდება მტვირთავ მანქანასთან კომპლექსში მომუშავე კონვეიერის მწარმოებლობის შერჩევა. მას საზღვრავენ როგორც საშუალო ტექნიკური მწარმოებლობიდან უთანაბრობის კოეფიციენტის გათვალისწინებით, რომელსაც იღებენ 2-ის ტოლს.

მომხვეტათებიანი მტვირთავი მანქანის ტექნიკური მწარმოებლობა -

$$Q_{ტ} = Z n_{თ} V_{თ} \text{ მ}^3/\text{წთ},$$

სადაც $Z=2$ არის მომხვეტი თათების რიცხვი;

$n_{თ}$ - თითოეული თათის მიერ შესრულებული სვლათა რიცხვი, წთ.

$V_{თ}$ - ნაყარი მასის მოცულობა, რომელსაც თითოეული თათი მოხვეტავს ერთი მუშა ციკლის განმავლობაში, (მ³);

აჩამჩვის მექანიზმის სქემის მიხედვით - თათის ერთი ციკლისას შესრულებული მუშაობა

$$V_{\sigma} = 0,5Bd_{\sigma}h_{\sigma} \text{ მ}^3/\text{წთ},$$

სადაც B არის პირმოღების სიდიდე, მ.

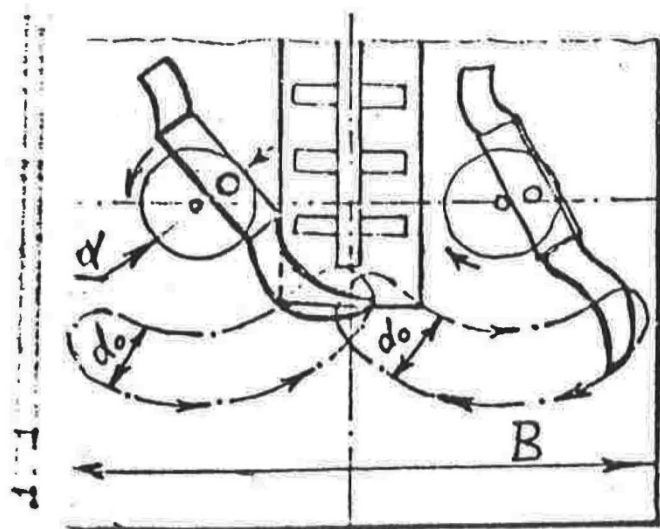
d_{σ} - აჩამჩვის თათის წინა და უკანა სვლის შემოწერილი ტრაექტორიის მონაკვეთებს შორის მანძილი, მ.

h - ტვირთის საშუალო სიმაღლე მ.

d_{σ} შეიძლება მივიღოთ მრუდხარას D დიამეტრის ტოლი, ხოლო h_{σ} ტვირთის ხასიათის მიხედვით: ა) ფუჭი ქანის შემთხვევაში თათის ორმაგი სიმაღლის ტოლი, ხოლო წვრილმარცვლოვანი ტვირთებისას, თათის სიმაღლის ტოლი.

საექსპლუატაციო მწარმოებლობა არის მასალის მოცულობა, რომელიც შეიძლება დატვირთოს მანქანამ ერთი ცვლის განმავლობაში, ვაგონეტის შეცვლის და მანქანის ტექნიკურ-ორგანიზაციული მიზნების გამო გაჩერების დროის გათვალისწინებით.

ჩვეულებრივი გაყვანისას მანქანის დროის მიხედვით გამოყენების კოეფიციენტი $K_{დატ}=0,3-0,4$, ხოლო ჩქაროსნული მეთოდით გაყვანისას - $K_{დატ}=0,3-0,4$.



ნახ. 15.1

16. ბუნკერები

ბუნკერები გამამდიდრებელი და მაბრიკეტებელი ქარხნების განუყოფელი ნაწილია, ისინი წარმოადგენენ სხვადასხვა ფორმის ტევადურ საინჟინრო ნაგებობებს, რომლებიც გამოიყენება ფხვიერი ტვირთების შესანახად, რათა მოხდეს ქარხნის საწარმოო პროცესების ურთიერთშეუფერხებელი კავშირი.

არსებობს ბუნკერების შემდეგი სახეები:

1. მიმღები,
2. მადოზირებელი-სააკუმულაციო,
3. შორისული (შუალედი),
4. გამაუწყლოებელი,
5. მტვირთავი (სატვირთო, სატვირთავი).

ბუნკერების ფორმები, ზომები და გამოყენებული მექანიზმების სახეები დამოკიდებულია მათ დანიშნულებაზე. ბუნკერის მექანიზმებია: დამტვირთავი მექანიზმები და მექანიზმები, რომლებიც ემსახურება მასალის გაცლას ბუნკერიდან.

გარდა ბუნკერებისა, ფაბრიკებში გამოიყენება ნახევარბუნკერები, რომლებიც ბუნკერებთან შედარებით მცირე სიღრმით ხასიათდება გეგმაში მისი ზომების მიმართ.

ასხვავებენ კონუსურ და ნახევარბუნკერები ძირითადად გამოიყენება ნაყარი ტვირთების სარკინიგზო ვაგონებში ჩასატვირთად.

16.1. მიმღები ბუნკერები

მიმღები ბუნკერების დანიშნულებაა ამა თუ იმ წესით ტრანსპორტირებული ტვირთების მიღება.

სატრანსპორტო დანადგარების მიხედვით, მიმღები ბუნკერები შეიძლება იყოს:

1. სარკინიგზო ტრანსპორტისათვის
2. საკონვეიერო ტრანსპორტისათვის
3. საავტომობილო ტრანსპორტისათვის.

კარიერიდან ან შახტიდან სარკინიგზო ტრანსპორტით გამოტანილი ნახშირი მიიღება მიმღებ ბუნკერში, რომლიდანაც შემდეგ გადადის ფაბრიკის მადოზირებელ-სააკუმულაციო ბუნკერში.

მიმღები ბუნკერის საანგარიშო საპროექტო მწარმოებლობა განისაზღვრება თითოეულ პროექტში ინდივიდუალურად მოცემული მამდიდრებელი ფაბრიკისათვის სასარგებლო ნამარხის ტრანსპორტირების სარკინიგზო სხვა გეზის კონკრეტულ

პირობებზე დამოკიდებულებით. იგი არ უნდა იყოს ფაბრიკის უთანაბრობის $K=1,15$ კოეფიციენტის გათვალისწინებით მიღებულ, საათურ მწარმოებლობაზე ნაკლები.

მიმღები ბუნკერები მზადდება რკინაბეტონით, მისი კონსტრუქციული გადაწყვეტა ხდება თითოეული კონკრეტული შემთხვევიდან, როგორცაა: ბუნკერის საერთო სიგრძე, მისი საჭირო მოცულობა, მკვებავის ტიპი, გეგმაზომიერი სიღრმე და სხვა.

ბუნკერის მოცულობა განისაზღვრება საანგარიშო საპროექტო მწარმოებლობიდან და გამამდიდრებელი ფაბრიკის სააკუმულაციო ბუნკერში ნახშირის გადატანის კონკრეტული პირობებიდან, უნდა იყოს არა ნაკლები: ორი უდიდესი ვაგონეტის მოცულობისა - ვაგონსაყირავის ქვეშ; ხოლო თვითგამცლელი ვაგონეტის შემთხვევაში, ბუნკერის მოცულობა ტოლია - ერთდროულად გასაცლელი ყველა ვაგონეტის საერთო, მაქსიმალური მოცულობისა.

მიმღები ბუნკერიდან ნახშირის განტვირთვა წარმოებს სხვადასხვა ტიპის მკვებავებით (მერხევი და ფირფიტებიანი, იშვიათად ელექტროვიბრაციულით და ლენტურით), და მიემართება შემკრებ ლენტურ კონვეიერებზე, რომლებიც შემდეგ ტვირთებს მაგისტრალურ საკონვეიერო ხაზს გადასცემენ.

რედაქტორი ი. სემიკინა

გადაეცა წარმოებას 23.04.2018. ხელმოწერილია დასაბეჭდად 19.12.2018.
ქაღალდის ზომა 60X84 1/8. პირობითი ნაბეჭდი თაბახი 7,5. №2719.

საგამომცემლო სახლი „ტექნიკური უნივერსიტეტი“, თბილისი, კოსტავას 77



Verba volant,
scripta manent