

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

ბ. ჭელიძე

მანქანათა ნაწილები

თბილისი

2011

წიგნი შედგენილია მანქანათა ნაწილების იმ ზოგადი მოკლე კურსის მიხედვით, რომელსაც ავტორი კითხულობს ათეული წლების განმავლობაში საქართველოს ტექნიკურ უნივერსიტეტში. წარმოდგენილი სახელმძღვანელო განკუთვნილია უმაღლესი ტექნიკური სასწავლებლების როგორც მექანიკური და სატრანსპორტო სპეციალობის, ისე არამექანიკური სპეციალობის სტუდენტებისათვის, რომლებიც გადიან როგორც მანქანათა ნაწილებს ისე გამოყენებით ან ტექნიკურ მექანიკას (ბაკალავრიატი, მაგისტრატურა, დოქტორანტურა).

სახელმძღვანელო ხელს შეუწყობს შესაბამისად ამ კურსების საფუძვლიანად შესწავლას და ასევე სასარგებლო იქნება საკონსტრუქტორო ბიუროებში მომუშავე კონსტრუქტორთათვის.

რეცენზენტები:

ტექნიკურ მეცნიერებათა დოქტორი,
მთავარი მეცნიერ თანამშრომელი

ჰ. წულაია

ტექნიკურ მეცნიერებათა კანდიდატი,
ასოცირებული პროფესორი

გ. ჯაფარიძე

მანქანათა ნაწილების ბაზარშიშეების და ლაბებმარების ძირითადი საფუძვლები

მოწყობილობას, რომელიც ერთი სახის ენერგიას გარდაქმნის სხვა სახის ენერგიად ან ასრულებს წინასწარ განსაზღვრულ სასარგებლო მუშაობას მანქანა ეწოდება.

სხვადასხვა სახის და დანიშნულების მანქანები ძირითადად შედგებიან ერთი და იგივე ტიპის ნაწილებისაგან.

მანქანის უმარტივეს საამწყობრო ერთეულს (რომლის შემდგომი დაშლა დაზიანების გარეშე შეუძლებელია) მანქანის ნაწილი (დეტალი) ეწოდება.

მანქანათა ნაწილების საგანი შეისწავლის ზოგადი დანიშნულების მანქანათა ნაწილების გაანგარიშებისა და კონსტრუირების საკითხებს.

დაგეგმარება მოიცავს შემდეგ ეტაპებს: ნაწილის ესკიზის შედგენა, მასალის შერჩევა, მუშაობის პროცესში ნაწილზე მომქმედი ყველა დატვირთვის აღნიშვნა ესკიზზე, ნაწილის მოსალოდნელი დაზიანების სახიფათო კვეთების დადგენა, ამ კვეთებისათვის სიმტკიცის განტოლებების შედგენა და მათი ამოხსნით ამ კვეთებში ნაწილის ზომების დადგენა (დანარჩენი ზომები შეირჩევა კონსტრუქციულად). თუ ნაწილის ზომები წინასწარაა მოცემული ან შეზღუდული, მაშინ საიმტკიცის განტოლებებით ახდენენ მათ შემოწმებას. საბოლოოდ დაამუშავებენ ნაწილის მუშა ნახაზს მასზე ყველა ზომების, კვეთების, ჭრილების, დაშვებების და ჩასმების ჩვენებით. ნაწილის დაგეგმარებისას ცდილობენ რომ იგი გამოვიდეს რაც შეიძლება ტექნოლოგიური (მარტივი დასამზადებელი), იაფი,

საიმედო, უსაფრთხო მუშაობაში და დაზიანების შემთხვევაში ადვილი შესაცვლელი.

სიმტკიცის ძირითადი განტოლებებია:

გაჭიმვა - კუმშვის
$$\sigma_{ჭიმ} = \frac{F}{S} \leq [\sigma]_{ჭიმ};$$

ჭრის
$$\tau_{ჭრ} = \frac{F}{S} \leq [\tau]_{ჭრ};$$

თელვის
$$\sigma_{თელ} = \frac{F}{S} \leq [\sigma]_{თელ};$$

ღუნვის
$$\sigma_{ღ} = \frac{M}{W} \leq [\sigma]_{ღ};$$

გრეხის
$$\tau_{გრ} = \frac{T}{W} \leq [\tau]_{გრ}.$$

ამ ფორმულებში $[\sigma]$ და $[\tau]$ შესაბამისად ნორმალური და მხები ძაბვების დასაშვები მნიშვნელობებია; F - მოქმედი დატვირთვაა; S - დატვირთვის მოქმედების ფართი; M - მღუნავი მომენტი; T - მგრეხი მომენტი; W - განიკვეთის წინაღობის მომენტი.

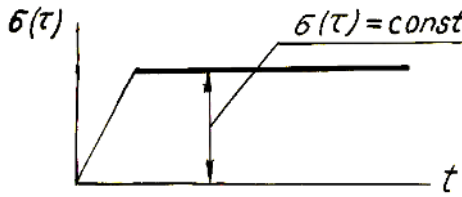
ნაწილის მუშაობისას მასზე შეიძლება იმოქმედოს შემდეგი სახის დატვირთვებმა:

ა) სტატიკური დატვირთვა. ეს ისეთი დატვირთვაა, როდესაც დატვირთვის სიდიდე 0-დან სწრაფად აღწევს მაქსიმალურ სიდიდეს და შემდეგ დიდი დროის მანძილზე რჩება უცვლელი;

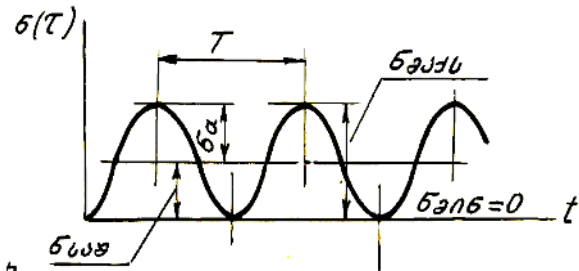
ბ) დადებით ნიშნიანი პულსირებული ციკლური

დატვირთვა. ამ დროს დატვირთვის სიდიდე 0-დან აღწევს მაქსიმუმს, შემდეგ უბრუნდება 0-ს და მეორდება გარკვეული პერიოდით;

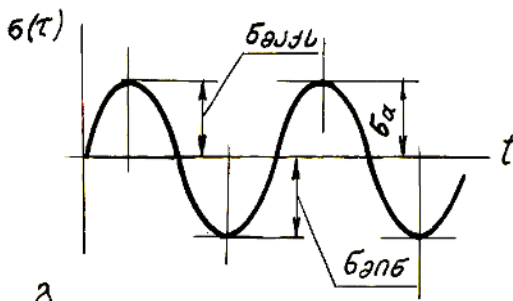
გ) ცვალებად ნიშნიანი სიმეტრიული დატვირთვა. ამ დროს ნაწილზე დატვირთვა მოქმედებს ხან ერთი, ხან მეორე მხრიდან ერთი და იგივე სიდიდით;



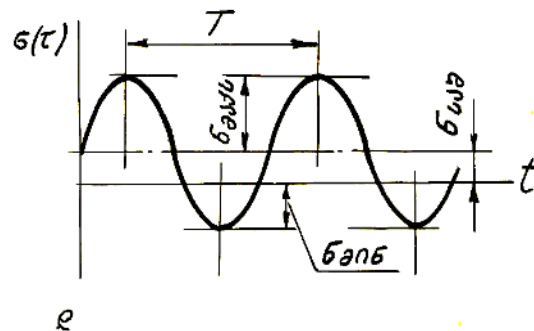
ა



ბ



გ



დ

დ) ცვალებად ნიშნიანი არასიმეტრიული დატვირთვა. ამ დროს ნაწილზე დატვირთვა მოქმედებს ხან ერთი, ხან მეორე მხრიდან სხვადასხვა სიდიდით.

რადგან მანქანათა ნაწილები უმეტესად განიცდიან ციკლური ხასიათის დატვირთვებს მათ მახასიათებლად შემოღებულია საშუალო ძაბვა

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2},$$

ძაბვათა ამპლიტუდა

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

და ციკლის ასიმეტრიულობის კოეფიციენტი

$$R = \frac{\sigma_{\text{მის}}}{\sigma_{\text{მაქ}}}$$

მისი მნიშვნელობა პირველ შემთხვევაში =1, მეორეში 0, მესამეში -1, მეოთხეში არ უდრის -1 და სხვა ციკლური ძაბვებისას r -ით, შუალედში - $-1 < r < 1$. ეს სიდიდეები ხშირად ინდექსის სახით მიწერილი აქვთ მასალების დასაშვები ძაბვების სიდიდეებს.

მანქანათა ნაწილების დასამზადებლად ძირითადად იყენებენ სხვადასხვა სახის ფოლადებს, თუჯებს, ფერად ლითონებს, მათ შენადნობებს, და პლასტმასებს.

ნაწილი უნდა დაგეგმარდეს ისე, რომ გააჩნდეს საჭირო (მოთხოვნილი) სიმტკიცე, სიხისტე, მდგრადობა ცვეთამედეგობა, თბო და ვიბრო მედეგობა.

ს ი მ ტ კ ი ც ე ნიშნავს, რომ ნაწილი ინარჩუნებს დეფორმაციის უნარს და სისუფთავეს წინასწარ დადგენილი საექსპლუატაციო დროის განმავლობაში.

ს ი ხ ი ს ტ ე არის ნაწილის უნარი, წინააღმდეგობა გაუწიოს გარეგანი დატვირთვის შედეგად მისი ფორმისა და გეომეტრიული ზომების შეცვლას. იგი მანქანათა ნაწილების შრომისუნარიანობის ერთ-ერთი უმნიშვნელოვანესი კრიტერიუმია. მაგალითად, ლილვების დიდი სიხისტის გარეშე შეუძლებელია საკისრების ნორმალური მუშაობა, აგრეთვე კბილანურ გადაცემებში ირღვევა მოდების პარამეტრები.

მ დ გ რ ა დ ო ბ ა არის შრომისუნარიანობის კრიტერიუმი ისეთი ფორმის კონსტრუქციებისათვის, რომლებშიც გამოყენებულია გრძელი და თხელი ღეროები, თხელი ფილები, გარსები. ისინი მდგრადობას კარგავენ მაშინ როცა დატვირთვა აღწევს თავის კრიტიკულ მნიშვნელობას. ამ დროს ხდება ნაწილის დეფორმაციის ხასიათის მკვეთრი ხარისხობრივი ცვლილება. მანქანათა ნაწილებს მდგრადობაზე ანგარიშობენ მასალათა გამძლეობის ფორმულებით.

ც ვ ე თ ა მ ე დ ე გ ო ბ ა. ცვეთა იწვევს ნაწილის ზედაპირული ფენის რღვევას, ფორმების და ზომების შეცვლას. ცვეთამ არ უნდა გადააჭარბოს დასაშვებ მნიშვნელობას. ცვეთის სიდიდე დამოკიდებულია შეხებაში მყოფ ზედაპირებზე მოქმედი

წნევის სიდიდეზე, სრიალის სიჩქარესა და ხახუნის კოეფიციენტზე. ცვეთამედეგობის გასაზრდელად იყენებენ მოხახუნე ზედაპირების შეზეთვას, ანტიფრიქციულ მასალებს, ზედაპირების ქიმიურ-თერმულ დამუშავებას და სხვა.

თ ბ ო მ ე დ ე გ ო ბ ა არის ნაწილის უნარი, მუშაობის რესურსის განმავლობაში იმუშაოს გარკვეულ ტემპერატურულ დიაპაზონებში. ტემპერატურული რეჟიმის დარღვევა იწვევს შემდეგ უარყოფით მოვლენებს: ქვეითდება მასალის სიმტკიცე, მცირდება ზეთის სიბლანტე, იცვლება შეუღლებული ზედაპირების ზომები, იზრდება ცვეთა და სხვა. აღნიშნულის გამო საჭიროა გაანგარიშება ჩატარდეს თბური ბალანსის გათვალისწინებით.

ვ ი ბ რ ო მ ე დ ე გ ო ბ ა არის კონსტრუქციის უნარი, იმუშაოს რეზონანსის ზონიდან საკმაოდ დაშორებული რეჟიმების დიაპაზონში. რხევა წარმოშობს დამატებით ცვლად ძაბვას და იწვევს დეტალის დაღლილობით რხევას. ამიტომ მაღალი სიჩქარით მომუშავე მანქანის ნაწილები უნდა გავიანგარიშოთ რხევების გათვალისწინებით.

ნაწილის დაგეგმარებისას უნდა შევეცადოთ რომ ის გამოვიდეს კომპაქტური, უსაფრთხო მუშაობაში, ადვილი დასამზადებელი და დაზიანების შემთხვევაში ადვილი შესაცვლელი.

მანქანათა ნაწილები იყოფიან სამ ძირითად ჯგუფად: 1) შეერთებები, 2) გადაცემები და 3) ბრუნვის განმახორციელებელი და მბრუნავი სხეულების შემაკავებელი ნაწილები.

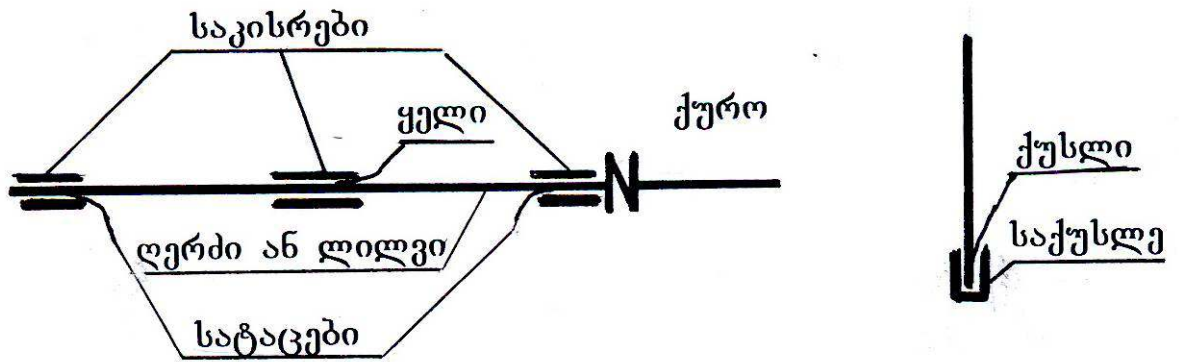
ბრუნვის განმარტვილებელი და მბრუნავი სხეულების შემაკავებელი ნაწილები

ზოგადი ცნობები

ნებისმიერ მანქანაში მბრუნავი სხეულები მოთავსებული არის ღერძებზე ან ლილვებზე, რომლებიც ერთმანეთისაგან კონსტრუქციულად თითქოს არ განსხვავდებიან, მაგრამ მათი მუშაობის ხასიათი სხვადასხვაა სახისაა.

ღერძი მხოლოდ აკავებს სივრცეში მბრუნავ სხეულს და აძლევს მას ბრუნვის განმარტვილების საშუალებას. იგი მბრუნავი სხეულის წონისა და ცენტრიდანული ძალების ზეგავლენით განიცდის მხოლოდ ღუნვას.

ლილვი ასრულებს იგივე მოვალეობას, რასაც ღერძი, ოღონდ დამატებით გადასცემს სიმძლავრეს და მგრეხავ მომენტებს, რის გამოც ერთდროულად განიცდიან როგორც ღუნვას, ისე გრეხას.



მანქანებში მბრუნავი და უძრავი ნაწილების ერთმანათთან დასაკავშირებლად გამოიყენება საკისრები, რომლებიც ამ კავშირს ანხორციელებენ სრიალის ან გორვის ხახუნის პირობებში, რის გამოც გვხვდება შესაბამისად სრიალისა და გორვის საკისრები.

დერძის ან ლილვის იმ განაპირა ნაწილს, რითაც ის საკისარშია მოთავსებული სატაცი ეწოდება, ხოლო თუ შუა ნაწილშია მოთავსებული – ყელი. როდესაც დერძზე ან ლილვზე მოქმედებს ღერძული დატვირთვა, მაშინ სატაცისა და საკისრის ნაცვლად შესაბამისად გვაქვს ქუსლი და საქუსლე. ლილვების ურთიერთდასაკავშირებლად გამოიყენება სხვადასხვა სახის ქუროები.

ღერძები და მათი ბაზანბარიშევა

ღერძების დანიშნულებაა შეაკავოს მბრუნავი სხეულები და მისცეს მათ ბრუნვის განხორციელების საშუალება. ღერძები მბრუნავი სხეულის წონისა და ბრუნვის დროს აღძრული ცენტრიდანული ძალების ზეგავლენით განიცდიან მხოლოდ ღუნვას, ამიტომ მათ გაანგარიშებას ახდენენ ღუნვაზე სიმტკიცის პირობით

$$M_{\text{გ}} = W[\sigma]_{\text{გ}},$$

რადგანაც ღერძებს ძირითადად წრიული განივკვეთი აქვთ. ვინაიდან წრიული განივკვეთის წინააღობის მომენტი ღუნვისას

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = 0,1d^3 ,$$

ამიტომ

$$M_{\text{გ}} = 0,1d^3 [\sigma]_{\text{გ}}$$

საიდანაც ღერძის დიამეტრი

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{გ}}}{0,1[\sigma]_{\text{გ}}}}$$

აქ $[\sigma]_{\text{გ}}$ ღუნვაზე დასაშვები ძაბვაა ღერძის მასალისათვის.

ეს დამოკიდებულება სამართლიანია მოკლე ღერძებისათვის. განვიხილოთ შემთხვევა როდესაც გვაქვს გრძელი ღერძი დატვირთული F დატვირთვით. საყრდენებში რეაქციების განსაზღვრავად დავწეროთ რიგრიგობით მომენტთა ტოლობები თითოეული საყრდენებისათვის ცალ-ცალკე

$$R_A I - Fb = 0 ; \quad R_B I - Fa = 0 ,$$

რომელთა ამოხსნითაც მივიღებთ

$$R_A = \frac{Fb}{I} R_A \quad \text{და} \quad R_B = \frac{Fa}{I}$$

თუ რეაქციები სწორედაა განსაზღვრული, მაშინ

$$R_A + R_B = F .$$

იმისათვის, რომ ავაგოთ მღუნავი მომენტის ეპიურა, ე.ი. გავიგოთ მღუნავი მომენტის მნიშვნელობა ნებისმიერ კვეთში საკმარისია რეაქციის ძალა გავამრავლოთ შესაბამის მხარზე. A საყრდენიდან ნებისმიერ X კვეთში

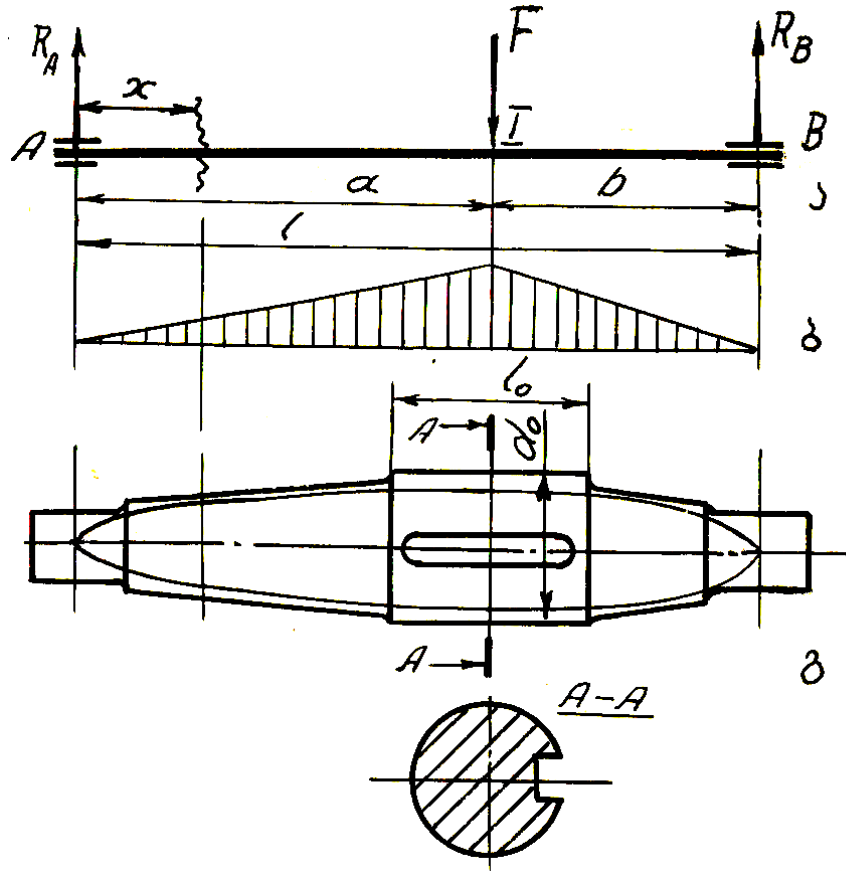
$$M_x = R_A x = 0,1d^3 x [\sigma]_{\text{გ}}$$

მაქსიმალური მომენტი კი გვექნება F ძალის მოქმედების კვეთში

$$M_{\text{მაქ}} = R_A a = 0,1d^3 [\sigma]_{\text{გ}}$$

თუ გავყოფთ ბოლო ორ ტოლობას ერთმანეთზე წევრ-წევრად, მივიღებთ

$$\frac{x}{a} = \frac{dx^3}{d^3}$$



საიდანაც შეიძლება განისაზღვროს ღერძის დიამეტრი ნებისმიერ x კვეთში

$$dx = \sqrt[3]{\frac{xd^3}{a}} = c\sqrt[3]{x}$$

აქ c – თი აღნიშნულია მუდმივი სიდიდეები. ბოლო ტოლობა არის კუბური პარაბოლის განტოლება, რაც მიუთითებს იმაზე, რომ გრძელ ღერძებს მასალის ეკონომიის მიზნით უნდა ჰქონდეთ კუბური პარაბოლის ბრუნვით მიღებული ტანის ფორმა, მაგრამ რადგან ასეთი ფორმის ღერძების დამზადება ძალიან რთულია, ამიტომ გრძელ ღერძებს ამზადებენ საფეხურებიანს, ისე რომ აღნიშნული ტანი ჩაიხაზოს მასში.

ლილვები და მათი გაანგარიშება

ლილვები ღერძებისგან განსხვავებით ასრულებენ რა იგივე მოვალეობას რასაც ღერძები, დამატებით ამავე დროს გადასცემენ სიმძლავრეს და მგრეხავ მომენტებსაც. მაშასადამე ისინი ერთდროულად განიცდიან როგორც ღუნვას, ისე გრეხასაც, ე.ი. იმყოფებიან რთულ დაძაბულ მდგომარეობაში. აღნიშნულის გამო მათ გაანგარიშებას ახდენენ სამ ეტაპად.

I ეტაპი – ლილვების წინასწარი გაანგარიშება მდგომარეობს ლილვების საორიენტაციო დიამეტრების დადგენაში, რასაც გაანგარიშების გამარტივების მიზნით ახდენენ მხოლოდ გრეხაზე სიმტკიცის პირობით

$$T = W[\tau]_{გრ},$$

რადგანაც ლილვებს ძირითადად წრიული განივკვეთი აქვთ. წრიული განივკვეთისათვის წინააღობის მომენტი გრეხისას

$$W = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3,$$

ამიტომ

$$T \approx 0,2d^3 [\tau]_{გრ},$$

საიდანაც ლილვის საორიენტაციო დიამეტრი

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]_{გრ}}}.$$

ლილვებს მოეთხოვებათ სიხისტეც. სიხისტეზე გაანგარიშების სირთულის გამო და ამავე დროს ღუნვის

ზეგავლენის გათვალისწინებისათვის ამ ფორმულაში შეგნებულად ამცირებენ გრეხაზე დასაშვები ძაბვის სიდიდეს და მას იღებენ

$$[\tau]_{გრ} = 150...250 \text{ კგ/სმ}^2 = 15...25 \text{ მპა.}$$

გაანგარიშებულ დიამეტრს ამრგვალებენ 5-ის ჯერადად მმ-ებში და თუ ლილვი მოითხოვს საფეხურებს, შემდეგ საფეხურებს ზრდიან შესაბამისად ხუთ-ხუთი მმ-ით, თანაც ცდილობენ რომ ლილვებს საყრდენებში ჰქონდეთ ერთნაირი დიამეტრები.

II ეტაპი – ლილვების მიახლოებითი გაანგარიშება მდგომარეობს I ეტაპის დროს დადგენილი საორიენტაციო დიამეტრების შემოწმებაში, რისთვისაც გამოხაზავენ ლილვის ესკიზს, მოსდებენ მასზე ყველა მოქმედ დატვირთვას და ააგებენ მლუნავი და მგრეხავი მომენტების ეპიურებს. თუ დატვირთვა მოქმედებს რაიმე შუალედურ კვეთში, მაშინ განსაზღვრავენ ტოლქმედ მლუნავ მომენტებს

$$M_{დ.ტოლ} = \sqrt{M_{დ.თარზ}^2 + M_{დ.შეკეულ}^2} .$$

შემდეგ სახიფათო კვეთებში გაიგებენ დაყვანილ მომენტთა სიდიდეებს

$$M_{დაყ} = \sqrt{M_{დ.ტოლ}^2 + T_{გრ}^2} ,$$

რომელთა მიხედვითაც ლილვის სახიფათო კვეთებში შეამოწმებენ ღუნვაზე

$$\sigma_{ღ} = \frac{M_{დ.დაყ}}{0,1d^3} \leq [\sigma].$$

თუ ეს პირობა დაკმაყოფილებული არ იქნება, უნდა შეიცვალოს ან ლილვის მასალა ან გაიზარდოს მისი დიამეტრი.

III ეტაპი – ლილვების დაზუსტებული გაანგარიშება მდგომარეობს დადლილობაზე ღუნვისა და გრების ერთდროული მოქმედებისას მარაგის კოეფიციენტის შემოწმებაში

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n],$$

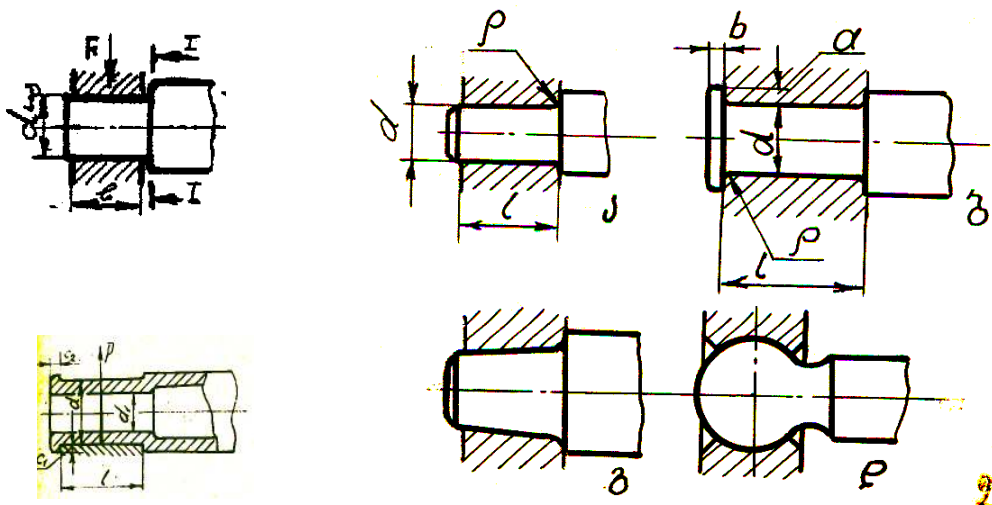
სადაც სიმტკიცის მარაგის კოეფიციენტები სუფთა ღუნვასა და სუფთა გრების დროს შესაბამისად ტოლია

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}, \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}$$

σ_{-1} და τ_{-1} ლილვის მასალის ამტანიანობის ზღვრებია სიმეტრიული ნიშანცვლადი ციკლით მუშაობის დროს; k_{σ} და k_{τ} ძაბვების კონცენტრაციის ეფექტური კოეფიციენტებია; σ_a და τ_a ძაბვათა ამპლიტუდებია; σ_m და τ_m საშუალო ძაბვებია; ψ_{σ} და ψ_{τ} დატვირთვის ასიმეტრიის კოეფიციენტებია. ε_{σ} და ε_{τ} მასშტაბური ფაქტორის კოეფიციენტია. თუ ამ სიდიდეებით განსაზღვრული მარაგის კოეფიციენტი არ აკმაყოფილებს შერჩეული მასალის დასაშვებ სიდიდეს, მაშინ აუცილებლად უნდა შეიცვალოს ლილვის მასალა.

სატაცები და მათი ბაანბარიშება

სატაცი ეწოდება ღერძის ან ლილვის იმ ნაწილს რომლითაც იგი საკისარშია მოთავსებული და მდებარეობს მის განაპირას. კონსტრუქციულად იგი გვხვდება მასიური ცილინდრული (ა), ღრუ ცილინდრული (ბ), კონუსური (გ) და სფერული (დ).



სატაცის გაანგარიშებისას უშვებენ რომ მისი სიგრძის შუაში მოდებული ჯამური რეაქციის ძალის მოქმედებით განიცდის ღუნვას. სახიფათო I-I კვეთის მიმართ

$$M_{\text{ღ}} = W[\sigma]_{\text{ღ}}$$

სადაც მღუნავი მომენტი

$$M_{\text{ღ}} = \frac{F}{2}$$

ხოლო კვეთის წინაღობის მომენტი

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d_{\text{სატ}}^3 .$$

მაშინ

$$\frac{F}{2} = 0,1 d_{\text{სატ}}^3 [\sigma]_{\text{ღ}} ,$$

საიდანაც სატაცის დიამეტრი

$$d_{\text{სატ}} = \sqrt[3]{\frac{FI}{0,2[\sigma]_{\text{ღ}}}} .$$

ღრუ სატაცი გაიანგარიშება წინა შემთხვევის ანალოგიურად. დიამეტრთა თანაფარდობა დაიშვება ზღვრებში

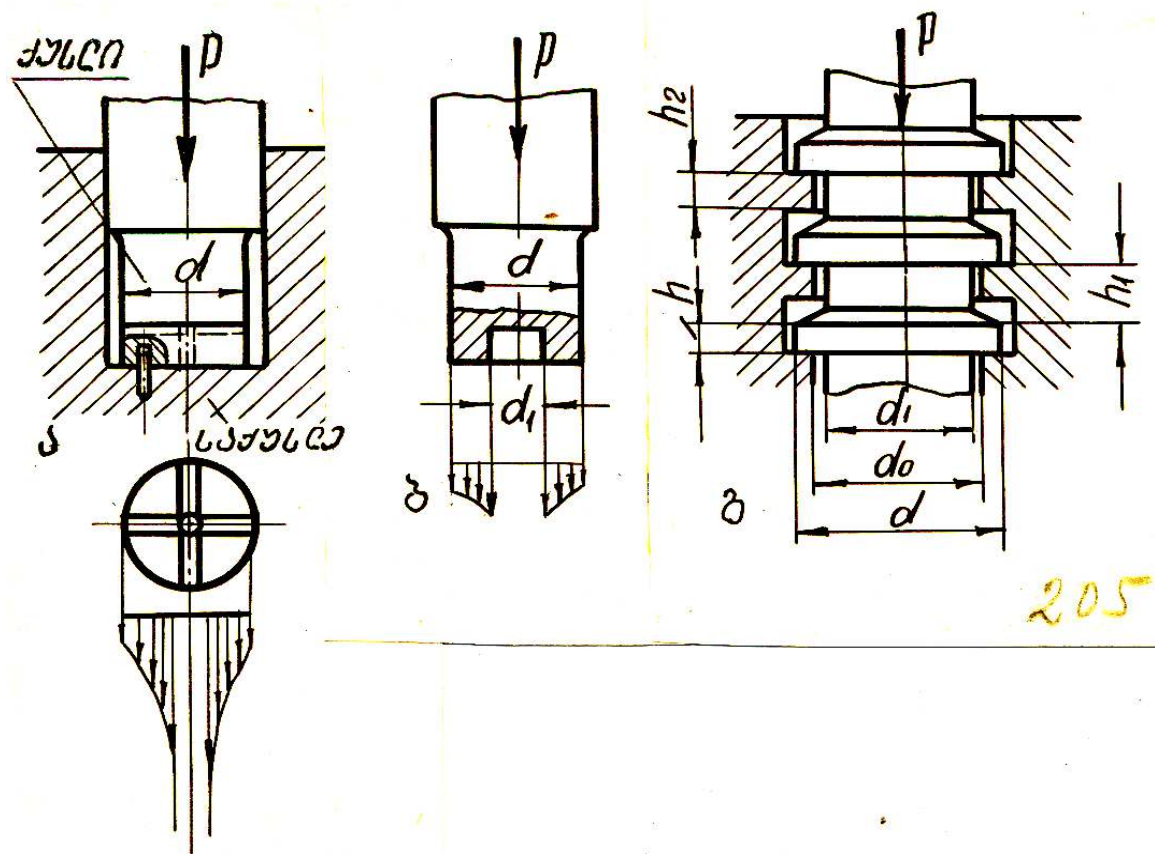
$$\frac{d_1}{d_{\text{სატ}}} = 0,4 \div 0,5 .$$

შესაბამისად ღრუ სატაცის დიამეტრი განისაზღვრება ტოლობით

$$d_{\text{სატ}} = \sqrt[3]{\frac{FI}{0,2 \left(1 - \frac{d_1}{d_{\text{სატ}}}\right)^4 [\sigma]_{\text{ღ}}}} .$$

ქუსლები და მათი გაანბარიშება

ქუსლი ეწოდება იმ ღერძის ან ლილვის ნაწილს რომელზედაც მოქმედებს ღერძული დატვირთვა და რომლითაც იგი საკისარშია მოთავსებული. ქუსლები ძირითადად გვხვდება სამი სახის: ბრტყელი ტორსული (ა), რგოლისებური (ბ), და სავრცხლისებრი (გ). ღერძული ძალის F_a ზეგავლენით ქუსლები განიცდიან კუმშვას.



ბრტყელი ტორსული ქუსლის დიამეტრი განისაზღვრება ხვედრითი წნევის პირობით

$$F_a = \frac{0,8\pi \cdot d^2}{4[P]},$$

სადაც 0,8 ითვალისწინებს ქუსლის ტორსული ზედაპირის შესუსტებას საზეთე ღარებით. შესაბამისად ქუსლის დიამეტრი

$$d = \sqrt{\frac{4F_a}{0,8\pi}}$$

აქ დასაშვები ხვედრითი დატვირთვა [P] შეირჩევა საქუსლეს მასალის მიხედვით. რგოლისებური ქუსლის შემთხვევაში

$$F_a = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right] 0,8[P]},$$

სადაც $\frac{d_1}{d} = 0,4 \div 0,5$ საიდანაც ქუსლის გარე დიამეტრი

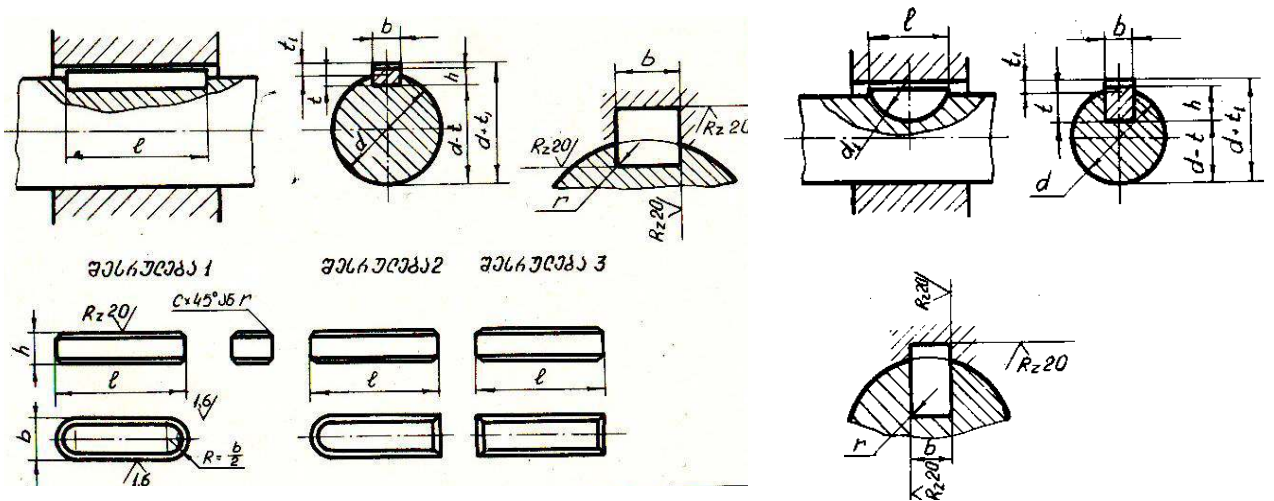
$$d = \frac{4F_a}{0,8\pi \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right] [P]}.$$

სავარცხლისებური ქუსლები ძირითადად გამოიყენება დიდი ღერძული დატვირთვებისას და მათი ზომები შეირჩევა კონსტრუქციული მოსაზრებებით, ხოლო შემდეგ ახდენენ მათ შემოწმებას ღუნვაზე და თელვაზე.

სოფიანებით შეერთებები

სოგმანებით შეერთებები განკუთვნილია ლილვებზე მბრუნავი სხეულების დასამაგრებლად და მგრები T მომენტის გადასაცემად ლილვებიდან მბრუნავ სხეულზე და პირიქით. სოგმანებით შეერთებები იძლევიან საშუალებას დასამაგრებელ სხეულს ჰქონდეს ლილვზე ფიქსაციის ან მის გასწვრივ გადაადგილების საშუალება. შეერთების ხასიათის მიხედვით გვაქვს დაუძაბავი და დაძაბული სოგმანური შეერთებები.

დაუძაბავი სოგმანური შეერთებები ეწოდება ისეთ სოგმანურ შეერთებას როდესაც სოგმანი ლილვში ამოღებულ სასოგმანე ღარში თავისუფლად ზის. ასეთ შეერთებებს ანხორციელებს სწორკუთხა ან მომრგვალებულთავიანი



პრიზმატული სოგმანებით (ა) და აგრეთვე სეგმენტური სოგმანებით (ბ). პრიზმატულებთან შედარებით სეგმენტურები უფრო ტექნოლოგიურია (მარტივია ლილვში სასოგმანე ღარის ამოღება და შეერთების დაშლა-აწყობა), სამაგიეროდ ისინი მოითხოვენ ლილვში გაცილებით ღრმა ღარის ამოღებას, რითაც საგრძნობლად ასუსტებენ ლილვის განივკვეთს.

სოგმანები სტანდარტიზირებულია და მათ გაანგარიშებას შემოწმებითი ხასიათი აქვს. სოგმანების შერჩევა ხდება სტანდარტიდან იმ ლილვის დიამეტრის მიხედვით, რომელზედაც უნდა მოთავსდეს სოგმანი. სტანდარტიდან შეირჩევა სოგმანის ყველა ზომა, გარდა სიგრძისა. სოგმანის სიგრძე აიღება ისე, რომ შესაერთებელმა სხეულმა იგი გადაფაროს ორივე მხრიდან

მინიმუმ 1...2 მმ-ით $I = I_0 + (1 \div 2) \text{მმ}$. შემდეგ ახდენენ შერჩეული სოგმანის შემოწმებით გაანგარიშებას თელვაზე

$$\sigma_{\text{თელ}} = \frac{F}{KI} \leq [\sigma]_{\text{თელ}}$$

სადაც $F = \frac{2T}{d}$ $F=2T/d$ სოგმანის თავზე მოქმედი დატვირთვაა.

როდესაც გვაქვს მომრგვალებულთავიანი სოგმანები მაშინ

$$\sigma_{\text{თელ}} = \frac{F}{K(I-b)} \leq [\sigma]_{\text{თელ}};$$

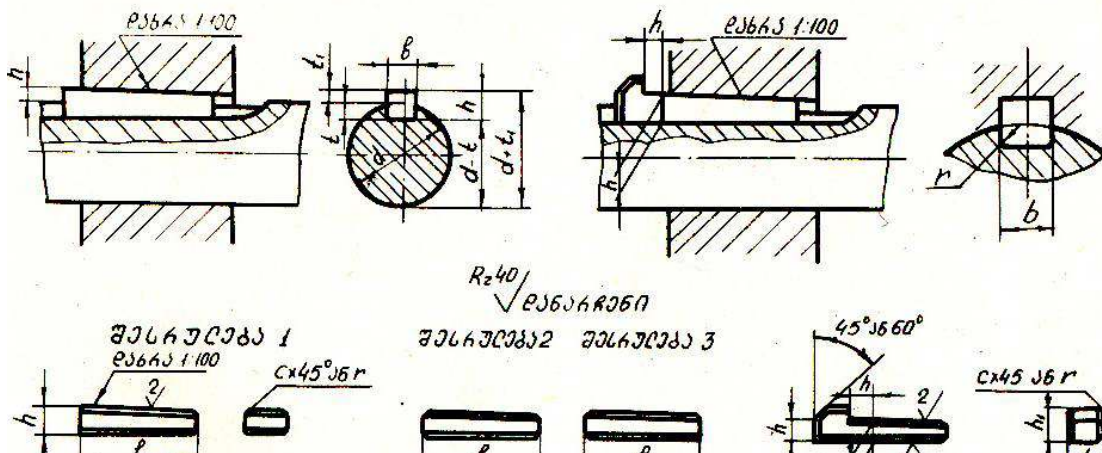
ხანდახან შეერთებას ამოწმებენ ჭრაზეც დამოკიდებულებით

$$\tau_{\text{ჭრ}} = \frac{F}{KbI} \leq [\tau]_{\text{ჭრ}};$$

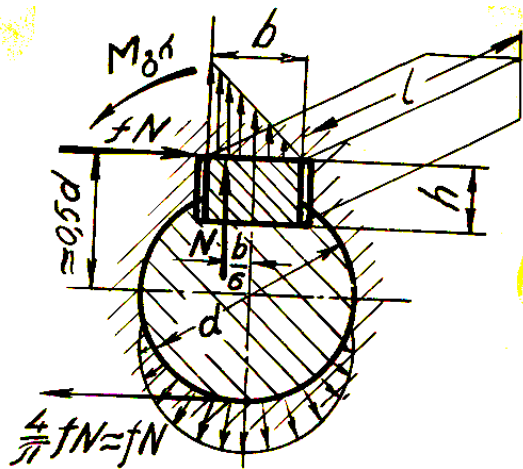
სეგმენტური სოგმანებით შეერთებისათვის შესამოწმებელ ფორმულებს აქვთ შემდეგი სახე

$$\sigma_{\text{თელ}} = \frac{2T}{KId} \leq [\sigma]_{\text{თელ}}; \quad \tau_{\text{ჭრ}} = \frac{2T}{bId} \leq [\tau]_{\text{ჭრ}}.$$

დაკაბული სოგმანური შეერთებები ეწოდება ისეთ შეერთებებს, როდესაც სოგმანი ლილვში ამოღებულ სასოგმანე



ღარში მჭიდროდ ზის (გაჭედლია). დამაბულობის მისაღწევად იყენებენ ისეთ პრიზმატულ სოგმანებს, რომელთაც ერთი წახნაგი შესრულებულია დახრილობით 1:100, (რის გამოც იგი იჭედება სასოგმანე ღარში. გაჭექვის გაადვილების მიზნით ხშირად ასეთ სოგმანებს უკეთებენ სპეციალურ თავებს. სოგმანის ღარში გაჭექვისას მის თავზე თელვის ძაბვა ნაწილდება სამკუთხედის კანონით, ხოლო წარმოშობილი ნორმალური ძალა



გადაადგილებულია ლილვის სიმეტრიის ცენტრიდან $x = \frac{b}{6}$ მანძილზე და იგი ტოლია

$$F = \frac{bI\sigma_{\text{თელ}}}{2} .$$

სოგმანის გაჭეჭვისას წამოშობილი ხახუნის ძალა ტოლია

$$\frac{4}{\pi} fN \approx fN,$$

მაშინ გადასაცემი მგრები მომენტის სიდიდე

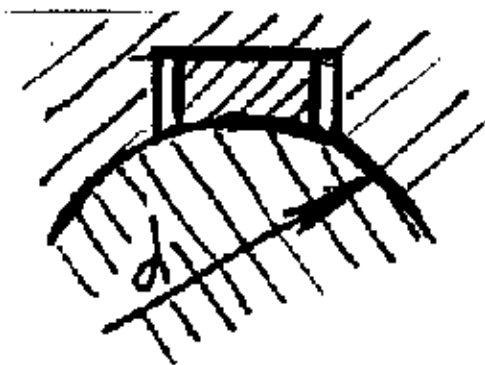
$$T = \frac{Fb}{6} + Ffd = \frac{bI\sigma_{\text{თელ}}}{2\left(\frac{b}{6} + fd\right)},$$

საიდანაც სოგმანის თელვაზე შესამოწმებელ დამოკიდებულებას აქვს შემდეგი სახე

$$\sigma_{\text{თელ}} = \frac{2T}{bI\left(\frac{b}{6} + fd\right)} \leq [\sigma]_{\text{თელ}}.$$

აქაც სოგმანი წინასწარაა შერჩეული ლილვის დიამეტრის მიხედვით.

როდესაც არ უნდათ, რომ დაასუსტონ ლილვის განივკვეთი სასოგმანე ღარით, მაშინ იყენებენ მოჭრილ ფრიქციულ დამაბულ სოგმანებს, რომელთა ერთ წახნაგს ლილვის განივკვეთის სეგმენტის ფორმა აქვს. მისი ღარში გაჭეჭვისას აღძრული ნორმალური ძალა ტოლია $F = bI\sigma_{\text{თელ}}$

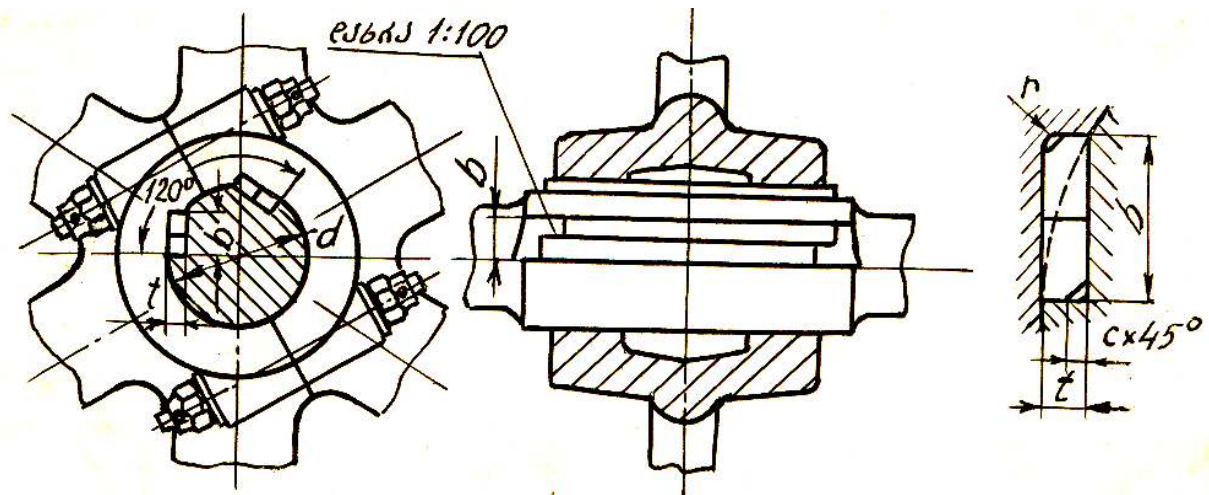


ასეთმა შეერთებამ, რომ იმუშაოს აუცილებელია, რომ გაჭეჭვისას აღძრული ნორმალური ძალით წარმოშობილი ხახუნის მომენტი მეტი იყოს გადასაცემ მგრებ მომენტზე, ე.ი. ადგილი უნდა ჰქონდეს შემდეგ პირობას

$$M_{\text{ხახ}} = fdF = fdbI\sigma_{\text{თელ}} \geq T_{\text{მგრ}}.$$

დაძაბული სოგმანური შეერთებების ნაკლს წარმოადგენს ის, რომ შესაერთებელ სხეულში უნდა ამოღებულ იქნას დახრილი ღარი, რაც ტექნიკურად საკმაოდ რთულია.

აღნიშნულის თავიდან ასაცილებლად იყენებენ ე.წ. ტანგენციალურ (ნათალ) სოგმანურ შეერთებებს, რომლის დროსაც სასოგმანე ღარი სწორია, ხოლო დაძაბულობა ანუ სოგმანთა ღარში ჩაჭედვა მიიღწევა იმის ხარჯზე, რომ

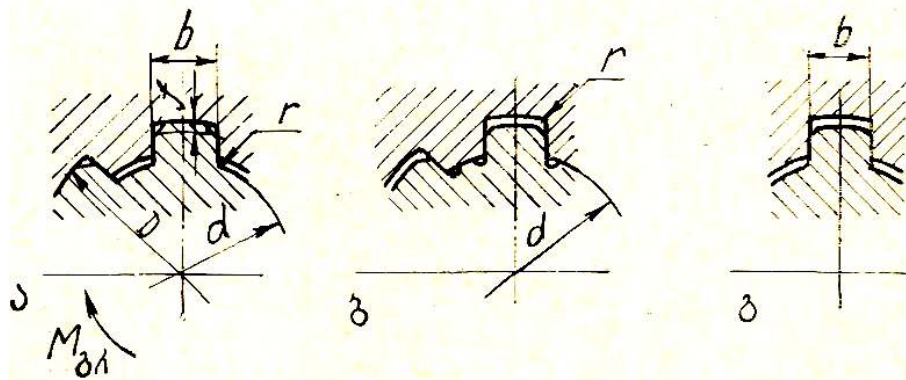
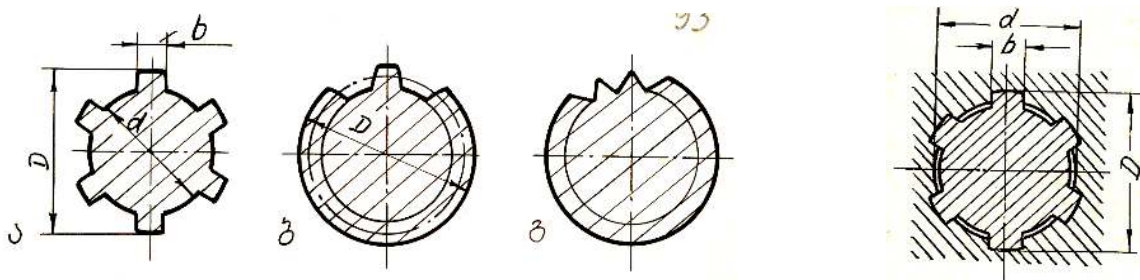


გამოყენებულია ურთიერთშექცეული ორი დაძაბული დაწყვილებული სოგმანი. დაძაბულობა მიიღწევა სოგმანების ურთერთგადაადგილების ხარჯზე. თუ ლილვი ბრუნავს ორივე მიმართულებით, მაშინ აუცილებელია იმისათვის, რომ სოგმანები სასოგმანე ღარიდან არ ამოვარდნენ, ორი წყვილი სოგმანის გამოყენება. ეს სოგმანები ერთმანეთისაგან დაძრულნი უნდა იყვნენ მინიმუმ 120° კუთხით. ასეთ სოგმანებსაც ირჩევენ სტანდარტიდან და შემდეგ ამოწმებენ თელვაზე სიმტკიცის პირობით

$$\sigma_{\text{თელ}} = \frac{2T}{hld} \leq [\sigma]_{\text{თელ}}$$

კბილური (ღარობული) შეერთებები

კბილური (ღარობული) ან კიდევ როგორც მას წინათ უწოდებდნენ შლიცური შეერთებები მიეკუთვნება დასაშლელ შეერთებებს და იგი წარმოადგენს სოგმანური შეერთების სახეცვლილებას. ამ დროს რამოდენიმე სოგმანი და შესაბამისად სასოგმანე ღარები პირდაპირ ლილვზე და შესაერთებელ სხეულებზე მოჭრილი და შესაბამისად ამოღებული. კბილების რიცხვი შეიძლება იყოს 4, 6, 8, 12, და ა.შ. 4-ის ჯერადი. მის ნაკლს წარმოადგენს დამზადების სირთულე, სამაგიეროდ იგი



აძლევს შესაერთებელ სხეულს ლილვის გასწვრივ გადაადგილების საშუალებას.

კბილების პროფილის მიხედვით გვხვდება სწორ და ევოლვენტურ პროფილიანი შეერთებები. სხეულის ლილვზე დაცენტრების მიხედვით შეიძლება გვექნდეს შიდა დიამეტრებზე

(ა), გარე დიამეტრებზე (ბ) ან გვერდით წახნაგებზე დაცენტრება. ამათგან პირველი ორი იძლევა უკეთეს დაცენტრებას, ხოლო მესამე გაცილებით დიდი მგრესი მომენტის გადაცემის საშუალებას. ასეთი შეერთებების გაანგარიშებებს, სოგმანურის მსგავსად შემოწმებითი ხასიათი აქვთ. შეერთების ზომები შეიძლება სტანდარტიდან იმ ლილვის დიამეტრის მიხედვით, რომელზედაც იგი უნდა მოთავსდეს და კბილის პროფილის მიხედვით, ხოლო შემდეგ ახდენენ მის შემოწმებით გაანგარიშებას თელვაზე სიმტკიცის პირობით

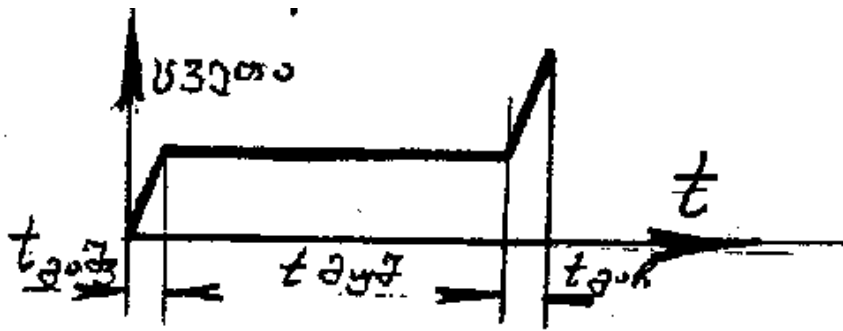
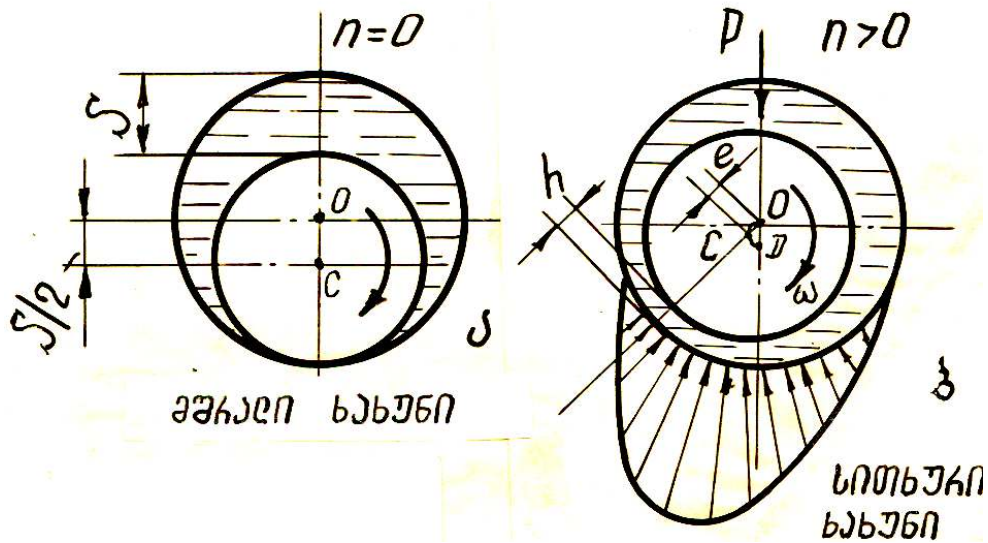
$$\sigma_{\text{თელ}} = \frac{2T}{\psi Z I h d_{\text{საშ}}} \leq [\sigma]_{\text{თელ}},$$

სადაც კოეფიციენტი $\psi = 0,7 \div 0,8$ ითვალისწინებს დატვირთვის არათანაბარ განაწილებას კბილებზე, Z კბილთა რიცხვია, I კბილის მუშა სიგრძე, h კბილის კონტაქტის ზედაპირის სიმაღლე, $d_{\text{საშ}}$ საშუალო დიამეტრი.

სრიალის საკისრები

სრიალის საკისრები მანქანებში ანხორციელებენ უძრავი და მოძრავი ნაწილების კავშირს სრიალის ხახუნის პირობებში. იმისათვის, რომ მაქსიმალურად შემცირდეს ურთიერთმოხახუნე ნაწილების ცვეთა ცდილობენ, რომ მათ შორის ყოველთვის იმყოფებოდეს ზეთის ფენა. აღნიშნულის მისაღწევად ურთიერთშეუღლებული ნაწილებიდან ლილვის სატაცის დიამეტრს ოდნავ ნაკლებს ამზადებენ ვიდრე ნახვრეტისას. აღნიშნულის გამო გაჩერებულ მდგომარეობაში ლილვის სატაცისა და მასთან შეუღლებული საკისრის ზედაპირი F ძალის მოქმედებით **გარვეული** $S/2$ ექსცენტრისიტეტით ურთიერთმდებარეობს. ურთიერთკონტაქტი ხორციელდება ვიწრო ზოლზე, ხოლო მათ შორის არსებულ ზეთის ფენას აქვს სოლისებური ფორმა. მათი მოძრაობის დაწყებისას ლილვი

წარიტაცებს ზეთის სოლისებრ ბლანტ ფენას, რომელიც მასზე მოქმედებს როგორც სოლი და ჰიდროდინამიკური წნევით წევს ლილვს ზევით, რითაც ცდილობს შეამციროს $S/2$ ექსცენტრისიტეტი. აღნიშნულის გამო კონტაქტი ლილვსა და საკისრის ზედაპირებს შორის ხორციელდება ძირითადად ლილვის მოძრაობაში გაშვება-გაჩერებისას, ხოლო დანარჩენ დროს კონტაქტი ლილვსა და საკისარს შორის ხორციელდება ზეთის ფენის მეშვეობით. აღნიშნულის გამო ცვეთას ძირითადად ხვდებით საკისრის გაშვება-გაჩერებისას, რასაც გრაფიკზე

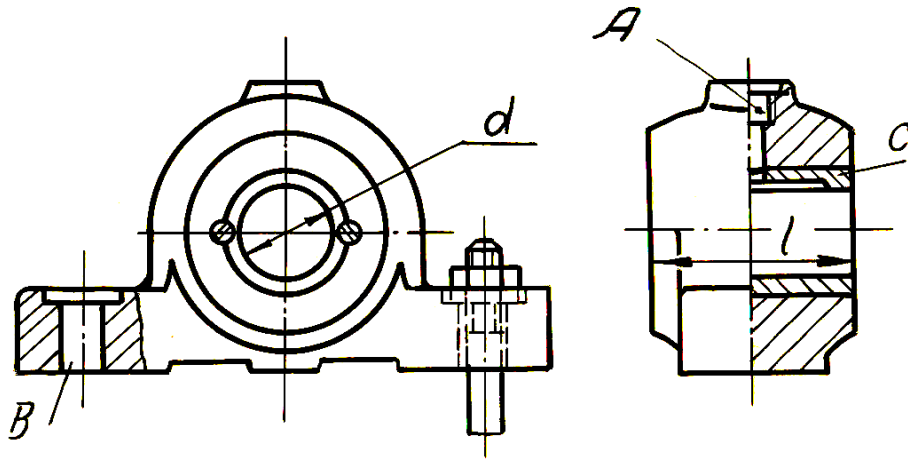


ნაჩვენები სახე აქვს, ამიტომ ცვეთის შემცირების მიზნით მანქანების მოძრაობაში გაშვება და გაჩერება უნდა მოხდეს რაც შეიძლება მცირე დატვირთვებით, უქმ სვლებზე.

სრიალის საკისრების კორპუსები ძირითადად მზადდება თუჯისაგან, ხოლო ლილვები უმეტესად ფოლადისაგან. იმის გამო რომ ფოლადთან ხახუნზე გაცილებით უკეთ მუშაობს ბრინჯაო ან ე.წ. „ანტიფრიქციული“ თვისებების მქონე სხვა

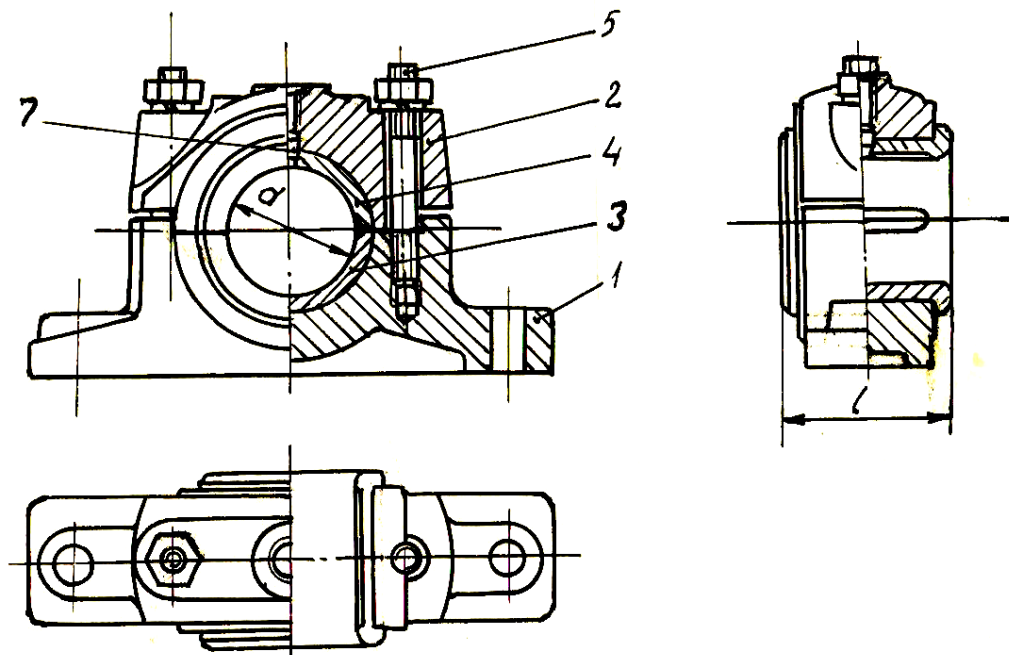
შენადნობები, თუჯის კორპუსებში იყენებენ ბრინჯაოს სადებებს. სადებების გამოყენება ნაკარნახებია შედარებით ძვირად ღირებული მასალის – ბრინჯაოს ეკონომიის მიზნით.

კონსტრუქციული შესრულების მიხედვით ძირითადად გვხვდება ყრუ, გასახსნელი და თვითდამყენებადი საკისრები. ყრუ საკისრები შეიძლება მოთავსდეს მანქანის კორპუსში გაკეთებულ ნახვრეტში



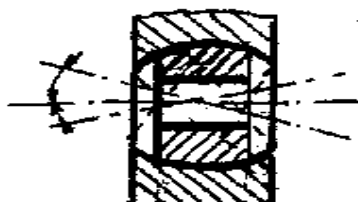
ყრუ საკისარი

სადების საშუალებით ან კიდევ შესრულდეს ცალკე კვანძის სახით. გასახსნელი საკისარი გამოიყენება მონტაჟის ან დემონტაჟის თვალსაზრისით და იმ შემთხვევებში, როდესაც

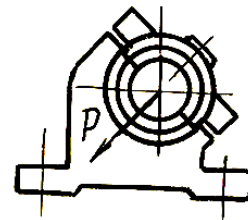


საკისარი ჰორიზონტალური გახსნის სიბრტყით

კონსტრუქციულად შეუძლებელია ყრუ საკისრების გამოყენება. გასახსნელი საკისრები გვხვდება გახსნის ჰორიზონტალური ან დახრილი სიბრტყით. გახსნის სიბრტყე რეკომენდირებულია შესრულდეს დატვირთვის მიმართულების პერპენდიკულარულად. როდესაც გვაქვს გრძელი ლილვები და მოსალოდნელია მათი ჩაღუნვა, მაშინ იყენებენ თვითდამყენებად საკისრებს, რომლებშიც სადების გარე სფერული ზედაპირი ლილვის ჩაღუნვისას



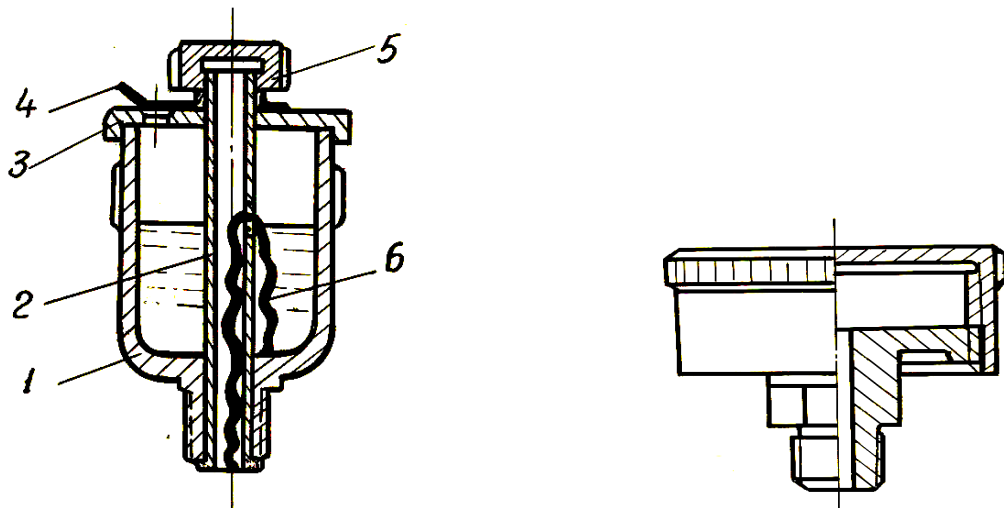
თვითდამყენებადი საკისარი სიბრტყით



საკისარი დახრილი გახსნის

ავტომატურად ბრუნდება კორპუსის შესაბამის სფერულ ზედაპირზე, რითაც იცავს საკისარს, განსაკუთრებით სადებს დაზიანებისაგან. დიდი ღერძული ძალების შემთხვევაში იყენებენ დახრილ გასახსნელ სიბრტყიან საკისრებს.

სრიალის საკისრები აუცილებლად უნდა იზეთებოდეს, ამიტომ ყოველ საკისარს უნდა ჰქონდეს ან სპეციალური საზეთური (ნახაზზე ნაჩვენებია პატრუქიანი საზეთური) ან რაც



პატრუქიანი საზეთური

უფრო მიზანშეწონილია იზეთებოდნენ ცენტრალური სისტემით ზეთის წნევის ქვეშ მიწოდებით სპეციალური ტუმბოთი.

სრიალის საკისრები სტანდარტიზირებულია და სტანდარტიდან მათი ზომების შერჩევა ხდება იმ ლილვის დიამეტრის მიხედვით, რომელზედაც ისინი უნდა მოთავსდნენ. შემდეგ ახდენენ შერჩეული საკისრების შემოწმებით გაანგარიშებას გახურებაზე შემდეგი დამოკიდებულებით

$$T = PV = \frac{Pn}{1910I} \leq [PV],$$

სადაც P საკისარზე მოსული დატვირთვაა, n ლილვის ბრუნვის სიხშირე, I სატაცის მუშა სიგრძე. სტანდარტში ნებისმიერი საკისრისათვის მოცემულია $[PV]$ დასაშვები სიდიდე. თუ ზემოთ აღნიშნული პირობა დაკმაყოფილებული არაა, მაშინ უნდა შეიცვალოს I სადების სიგრძე ან d დიამეტრი თუ არა, მაშინ მთლიანად საკისარი.

სრიალის საკისრებს ძირითადად იყენებენ დიდი ან მცირე ბრუნთა რიცხვებისთვის, ასევე როდესაც აუცილებელია გასახსნელი საკისრის გამოყენება და როდესაც საკისარი

მუშაობს აგრესიულ გარემოში. დანარჩენ შემთხვევაში, როგორც წესი, იყენებენ გორვის საკისრებს.

ბორვის საკისრები

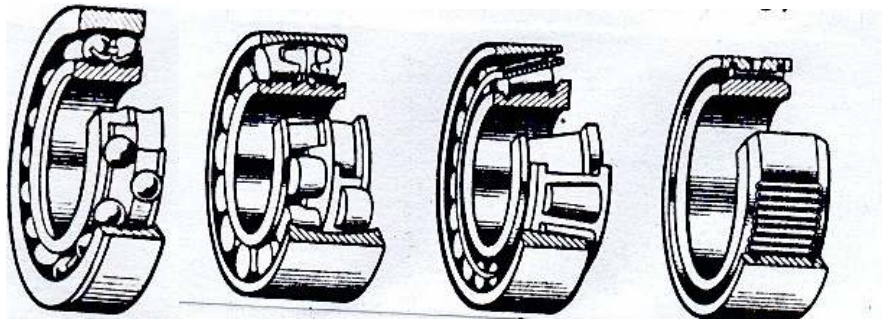
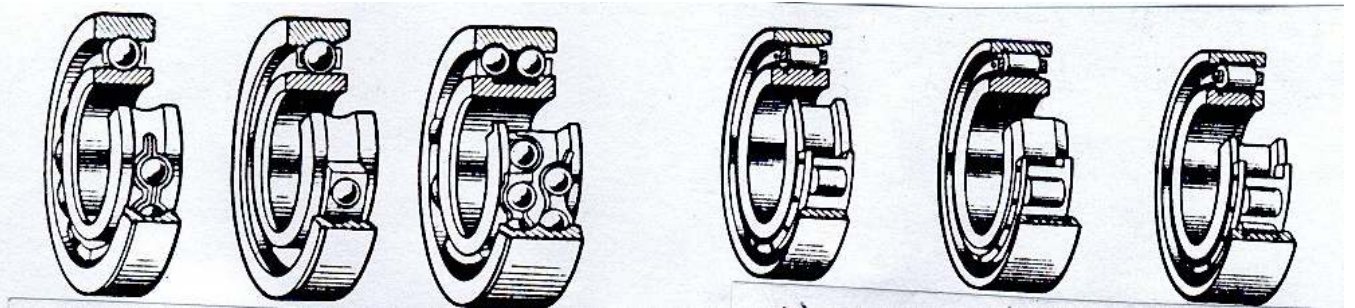
მანქანათა ნაწილებიდან ყველაზე ფართოდ გავრცელებულ ნაწილებს წარმოადგენენ გორვის საკისრები. მათი ფართო გავრცელება აიხსნება იმით, რომ მათ გააჩნიათ მცირე და სტაბილური ხახუნის კოეფიციენტი $f = 0,0012 \div 0,005$, ზეთის მცირე ხარჯი, შედარებით დაბალი ღირებულება მათი მასობრივად წარმოების გამო, დაზიანების შემთხვევაში ადვილია მათი ახლით შეცვლა. ძირითადი ნაკლია ის, რომ მათი შრომისუნარიანობა კლებულობს ბრუნვის სიხშირის მატებისას. აგრეთვე შეუძლებელია მათი გამოყენება იმ კონსტრუქციებში, რომლებიც მოითხოვენ გასახსნელ საკისრებს.

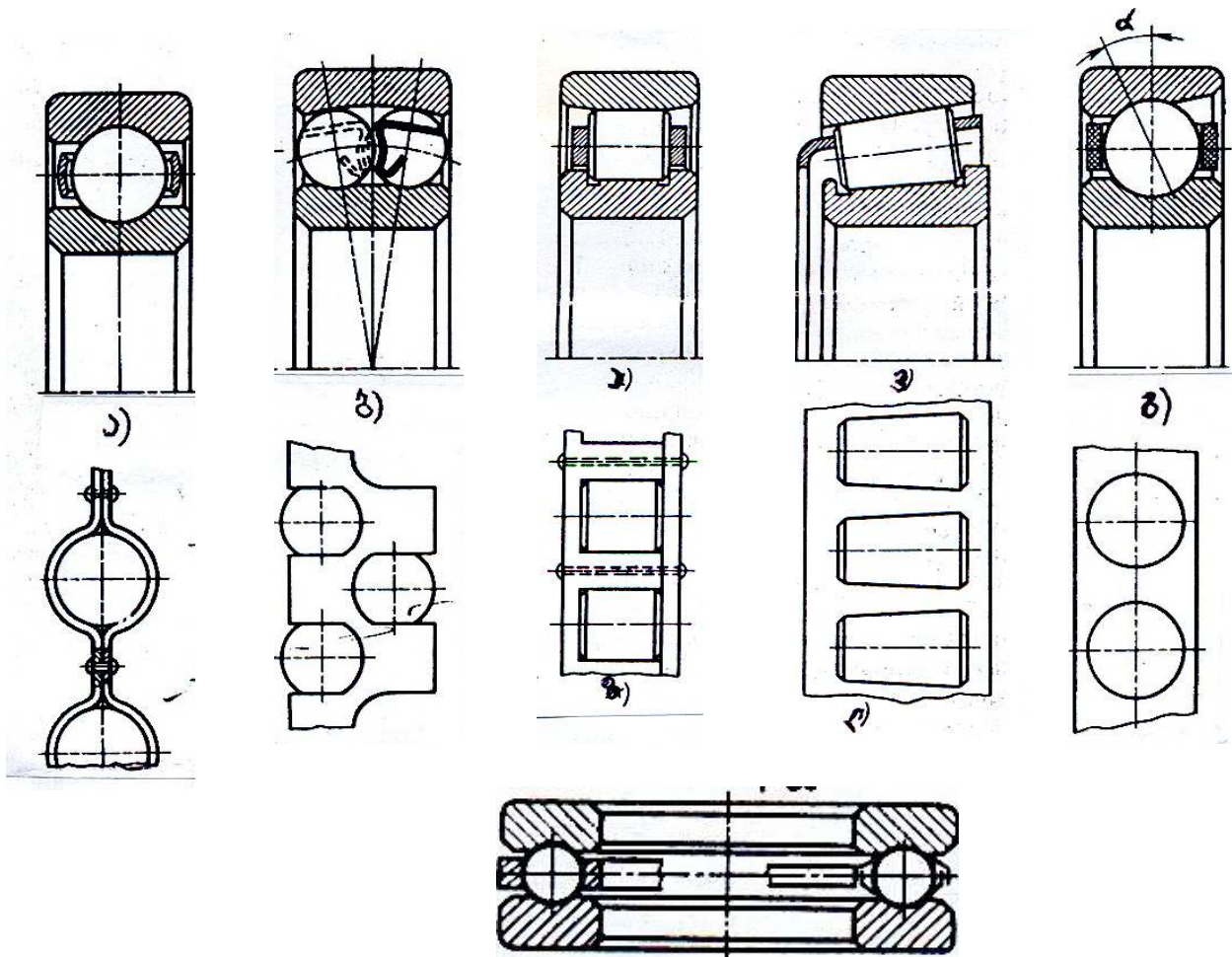
გორვის საკისრები ანხორციელებს კავშირს უძრავ და მოძრავ სხეულებს შორის გორვის ხახუნის პირობებში. ისინი შედგება გარე და შიდა რგოლებისაგან, რომელთა შორის მოთავსებულია მგორავი ელემენტები ბურთულები ან გორგოლაჭები. უმეტეს შემთხვევაში საკისრებში მგორავი ელემენტები ერთმანეთისაგან გაყოფილია სეპარატორით. მგორავი ელემენტების დიამეტრი

$$d_{\text{ბურთ}} \approx 0,3(D - d),$$

სადაც D საკისრის გარე დიამეტრია, d – შიდა დიამეტრი. კონსტრუქციულად იმის და მიხედვით, თუ რა სახის დატვირთვებისათვის არის განკუთვნილი, ვხვდებით შემდეგი სახის საკისრებს: ნახაზებზე ნაჩვენებია ყველაზე ფართოდ გავრცელებული გორვის საკისრების კონსტრუქციები:

1 – ერთრიგა ბურთულა რადიალური გორვის საკისრები, რომელიც გამოიყენება მცირე და საშუალო რადიალური





დატვირთვებისათვის, 2 – ორრიგა თვითდამყენებადი ბურთულა რადიალური გორვის საკისარი, რომელიც გამოიყენება გრძელი ლილვებისას, როდესაც მოსალოდნელია მათი ჩაღუნვა, 3 – ცილინდრულ გორგოლაჭიანი რადიალური გორვის საკისარი, რომელიც გამოიყენება შედარებით დიდი რადიალური დატვირთვებისას, 4 – რადიალურ-საბრჯენი კონუსურ გორგოლაჭიანი გორვის საკისარი, რომელიც გამოიყენება რადიალური და ღერძული დატვირთვების ერთდროული მოქმედებისას, 5 – რადიალურ-საბრჯენი ბურთულა საკისარი, რომელიც გამოიყენება ერთდროულად მოქმედი შედარებით მცირე სიდიდის რადიალური და ღერძული დატვირთვებისას, 6 – საბრჯენი ბურთულა ერთრიგა გორვის საკისარი, გამოიყენება სუფთა ღერძული დატვირთვებისას.

ყველა გორვის საკისარი სტანდარტიზირებულია. სტანდარტებიდან მათი შერჩევა ხორციელდება: ტიპის – მოქმედი დატვირთვების და მუშაობის პირობების მიხედვით, ხოლო კონსტრუქციული ზომების – ლილვის იმ დიამეტრის მიხედვით, რომელიც უნდა შეესაბამებოდეს საკისრის შიდა d დიამეტრს. შემდეგ ახდენენ შერჩეული საკისრის შემოწმებით გაანგარიშებას. თუ საკისარი წუთში 10 ბრუნვაზე ნაკლებს აკეთებს, მაშინ მას ამოწმებენ სტატიკურ ტვირთამწეობაზე. ძირითადად საკისრები უფრო სწრაფად ბრუნავენ და ამ შემთხვევაში მათ ამოწმებენ დინამიურ ტვირთამწეობაზე, რისთვისაც წინასწარ განსაზღვრავენ ან დაადგენენ საკისრის მუშაობის ხანგრძლივობას მილიონ ბრუნებში ან საათებში

$$L = \left(\frac{c}{p} \right)^p \text{ მილ.ბრ.} \quad L_{ST} = \frac{10^6 L}{60n}$$

სადაც ხარისხის მაჩვენებელი p ბურთულა საკისრებისათვის უდრის 3, ხოლო გორგოლაჭოვანებისათვის – 3,33(3).

შემდეგ განსაზღვრავენ საანგარიშო დინამიურ ტვირთამწეობას

$$C = PL^{\frac{1}{p}} = P^p \sqrt[p]{L} \leq [C],$$

რომელიც აუცილებლივ ნაკლები უნდა იყოს შერჩეული საკისრისათვის სტანდარტში მოცემულ $[C]$ სიდიდეზე.

ამ ფორმულაში საკისარზე მოქმედი ექვივალენტური დატვირთვა

$$P = (XF_2 K_k + YF_a) K_\delta K_t,$$

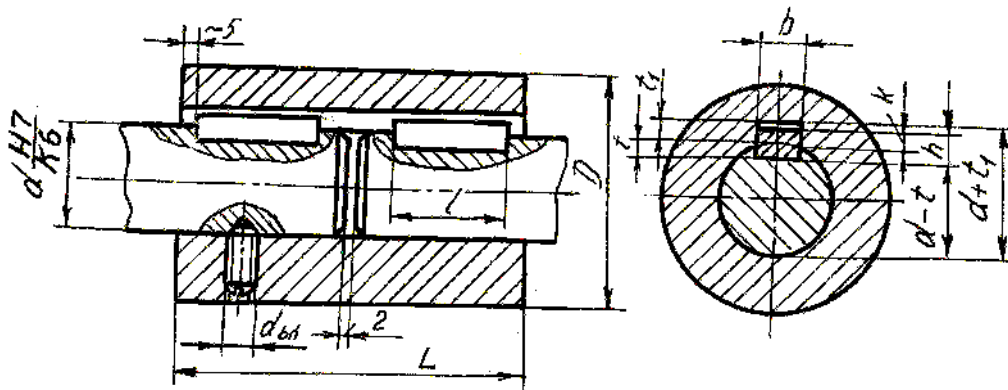
სადაც F_2 რადიალური ძალაა, ხოლო F_a ღერძული, X და Y შესაბამისად ამ ძალების კოეფიციენტებია. კოეფიციენტებიდან K_k ითვალისწინებს თუ საკისრის რომელი რგოლი ბრუნავს, K_δ მუშაობის რეჟიმს, K_t ტემპერატურულ რეჟიმს.

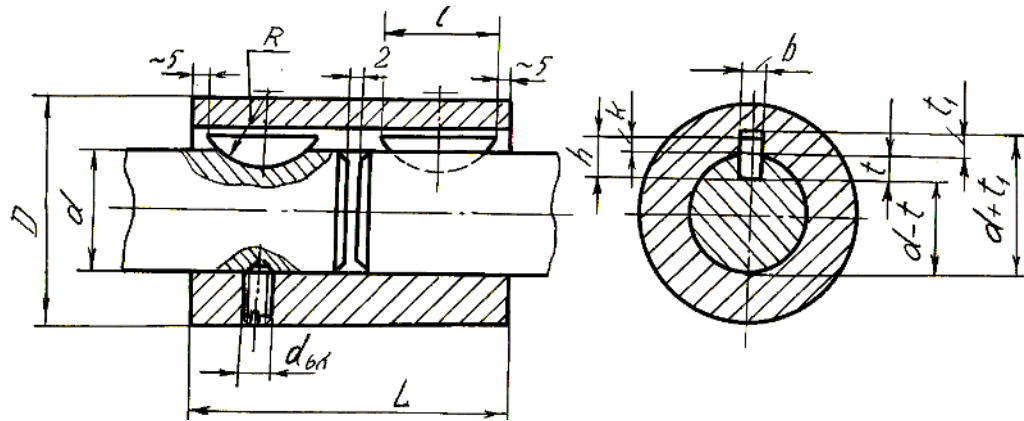
ქუროები

ქუროები ეწოდება მოწყობილობებს, რომელთა დანიშნულებაა ლილვების გრძივი მიმართულებით სხვადასხვა სახით შეერთება და მაბრუნე მომენტის გადაცემა. დაკავშირების სახის და კონსტრუქციის მიხედვით გვხვდება მრავალი სახის ქურო. ისინი ძირითადად იყოფა მუდმივი მოქმედების (ხისტ, მაკომპესირებელ), სამართავ (დამცველ და ავტომატური მოქმედების) ქუროებად.

განვიხილოთ ყველაზე უფრო ფართოდ გავრცელებული რამოდენიმე მათგანი.

ყველაზე უმარტივეს ქუროს წარმოადგენს მუდმივი მოქმედების ხისტი მილისა ქურო. იგი წარმოადგენს ლილვებზე ჩამოცმულ მილისას, რომელიც ლილვებთან დაკავშირებულია სოგმანების ან წკირების საშუალებით. ასეთი





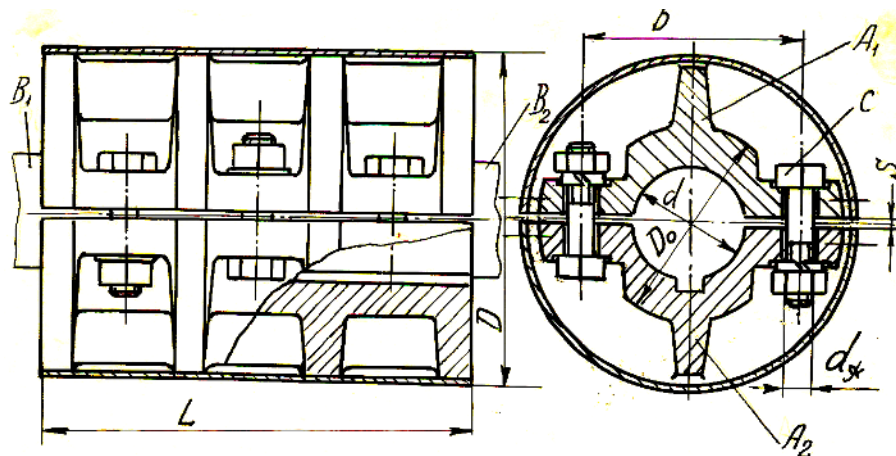
ქუროს ამოწმებენ გრესაზე სიმტკიცის პირობით

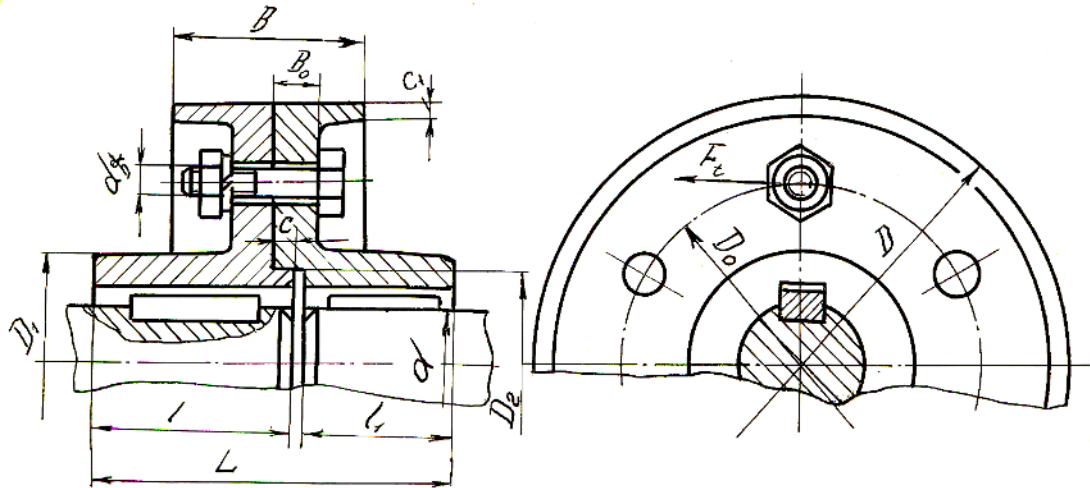
$$\tau_{გრ} = \frac{TK}{W} \approx \frac{TKD}{0,2(D^4 - d^4)} \leq [\tau]_{გრ}$$

სადაც K ქუროს მუშაობის რეჟიმის კოეფიციენტია და $K = 1,15 \div 1,4$. გრესაზე დასაშვები ძაბვა ფოლადის მილისისათვის $[\tau]_{გრ} = 22 \div 25$ ნ/მმ².

მის ნაკლს წარმოადგენს ის, რომ მის ასაწყობად ან დასაშლელად აუცილებელია ერთ-ერთი ლილვის გრძივი გადაადგილება.

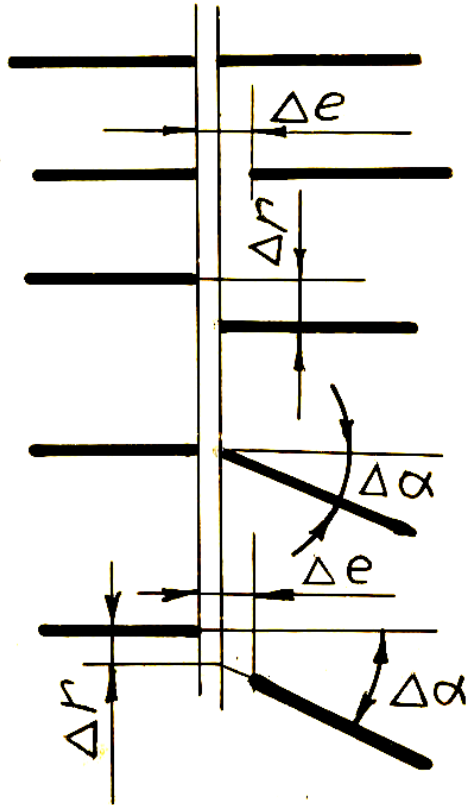
თუ მანქანის კონსტრუქცია არ იძლევა საშუალებას განხორციელდეს ასეთი გადაადგილება, მაშინ იძულებული



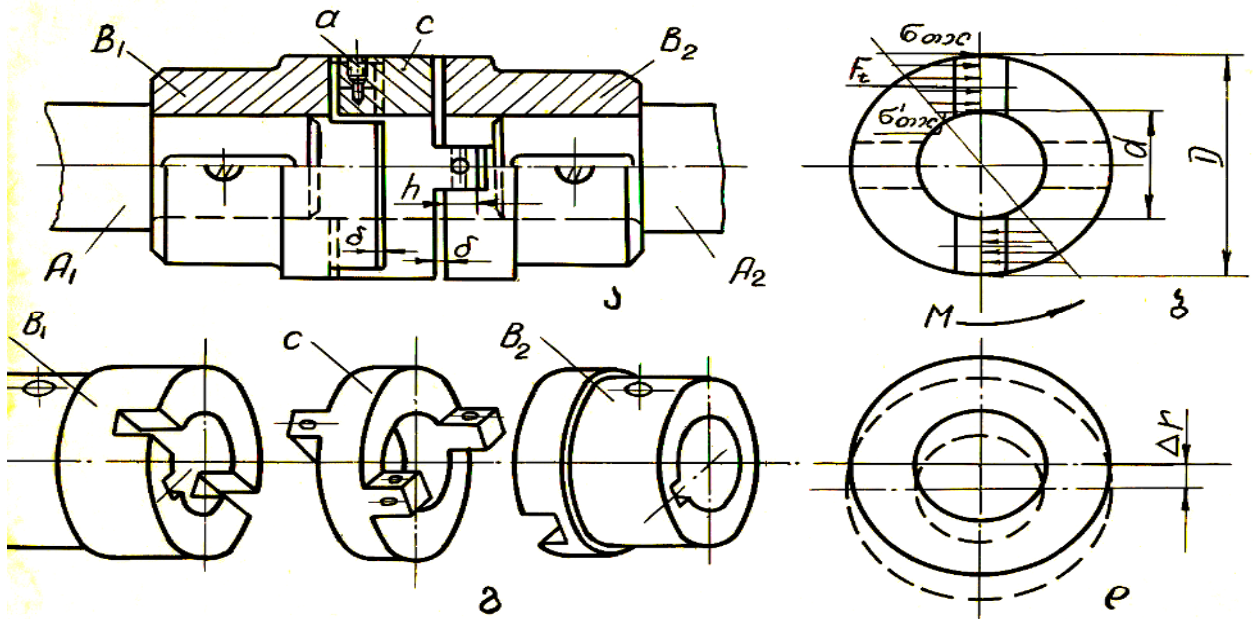


არიან გამოიყენონ ბაღროსებური მილტუჩა ბასახსნელი ქურო, რომელიც შედგება ორი ნახეარქუროსაგან, რომლებიც ერთმანეთთან დაკავშირებულია ჭანჭიკების ჯგუფით. ქუროს ასწყობ-დასაშლელად საკმარისია ჭანჭიკებით შეერთების დაშლა-ასწყობა.

ხშირად ქუროები გარდა იმისა, რომ ერთმანეთთან აკავშირებენ ლილეებს, ამასთან ერთად ახდენენ ურთიერთშესაერთებელ ლილეებს შორის არსებულ ურთიერთგანლაგების ცდომილების კომპენსაციასაც. ურთიერთგანლაგებას შეიძლება ჰქონდეს შემდეგი სახის გეომეტრიული ცდომილებები: გრძივი რადიალური Δr , კუთხური $\Delta \alpha$ და ამ სამის რაიმე კომბინაციას $\Delta \Sigma$.



ნახაზზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია რადიალური ცდომილების კომპენსაციისათვის განკუთვნილი ჯვარამცობი ანუ მუშტოგანდისკური ოლღბენის ძურო, რომელიც შედგება ორი ნახევარქუროსაგან და შუალედი დისკოსაგან. განაპირა ნახევარქუროებს ტორსულ ზედაპირებზე გაკეთებული აქვთ პრიზმატული ფორმის ღრმულები, ხოლო შუალედურ დისკოს



ტორსულ ზედაპირებზე აქვს პრიზმატული შვერილები, რომლებიც მოთავსებულია განაპირა ნახევარქუროების შესაბამის ღარებში. ქუროს მუშაობისას აღძრული ძალების ზეგავლენით შუალედი დისკო დაცოცავს ღარებში, რის ხარჯზეც ხორციელდება რადიალური ცდომილების კომპენსაცია.

ნახევარქუროებისა და დისკოს მასალად გამოიყენება ფოლადი 45Л. ღარების და მუშტების მუშა ზედაპირების ცვეთამედეგობის გადიდებისათვის მათ აწრთობენ.

მუშტადისკური ქურო გამოიყენება ნელმავალი ლილვების შესაერთებლად, რომელთაც შესაძლოა ჰქონდეს გადიდებული რადიალური გადანაცვლება $\Delta r \leq 0,04d$; გვერდითი ღრქოს δ არსებობის გამო ასეთი ქურო უშვებს აგრეთვე ლილვების კუთხერ გადანაცვლებას $\Delta \alpha = 0^{\circ}30'$ და სიგრძივ გადანაცვლებასაც. რომელიც გამოწვეულია ტემპერატურული დეფორმაციებით.

ქუროს ზომებს ირჩევენ ნორმალებიდან ლილვის d დიამეტრის მიხედვით და შემდეგ ამოწმებენ მოხაზუნე

ზედაპირებს ცვეთამდედგობაზე p კუთრი წნევის მიხედვით. p წნევა მოხახუნე ზედაპირებზე ნაწილდება სამკუთხედის კანონით.

ერთი მუშტათი გადაცემული ძალა

$$F_t = \frac{1}{2} p \frac{D-d}{2} h = p \frac{D-d}{4} h;$$

F_t დატვირთვა მოდებულია სამკუთხედის სიმძიმის ცენტრში, რომელიც ქუროს გეომეტრიული ღერძიდან დაშორებულია a მანძილით; ამ მანძილის სიდიდე იქნება

$$a = \frac{d}{2} + \frac{2}{3} \frac{D-d}{2} = \frac{d}{2} + \frac{D-d}{3};$$

ქუროს მიერ გადაცემული საანგარიშო მომენტი

$$T_{\text{საანგ}} = F_t \cdot 2a = p \frac{D-d}{2} h \cdot 2 \left(\frac{d}{2} + \frac{D-d}{3} \right);$$

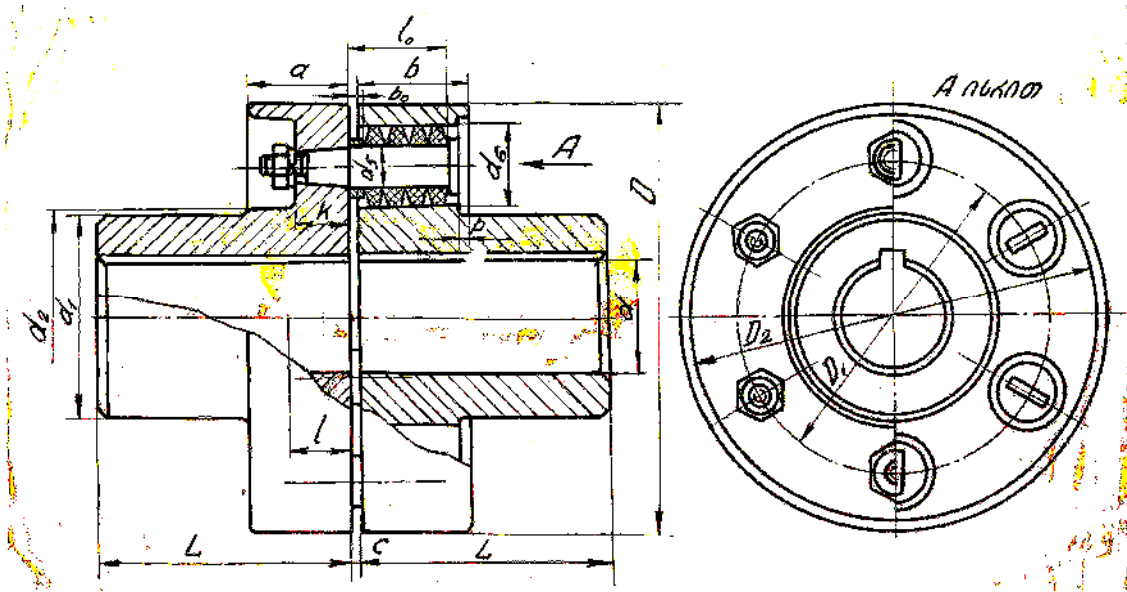
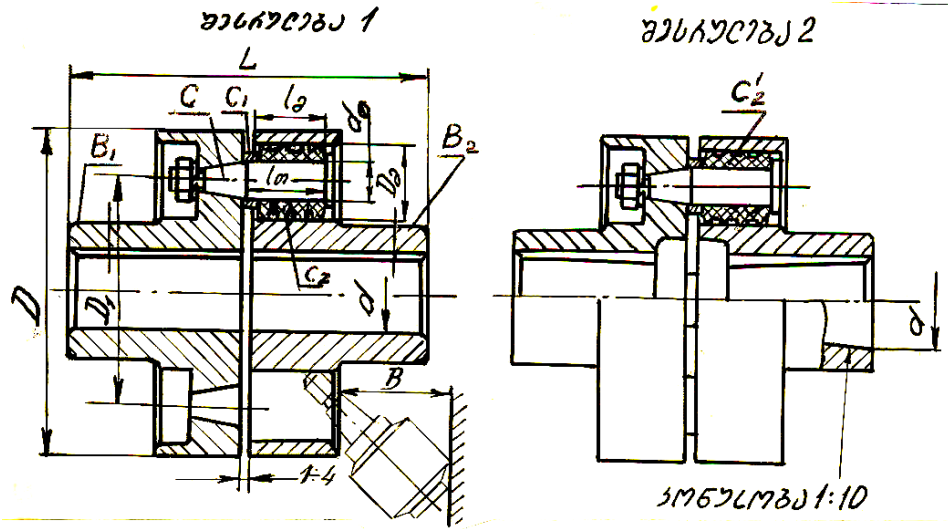
აქედან, შესამოწმებელი ფორმულა იქნება

$$p = \frac{12T_{\text{საანგ}}}{(2D+d)(D-d)h} \leq [p]$$

წრთობილზედაპირებიანი ქუროსათვის დასაშვები კუთრი წნევის სიდიდე, ქუროს მუშაობის პირობების შესაბამისად, შესაძლოა ავიღოთ

$$[p] = 15...30 \text{ ნ/მმ}^2.$$

მაკომპენსირებელი ქუროები ახდენენ აგრეთვე სხვა სახის ცდომილებების კომპენსაციასაც. მაგალითად ღრეპაღი მილისა თითუბიანი ქურო განკუთვნილი ძირითადად ბრუნვითი



რხეეების ჩასახშობად და გამოიყენება ელექტროძრავების რედუქტორებთან მისაერთებლად. იგი იგივე მილტუჩა გასახსნელი ქუროა, ოღონდ ნახევარქუროების დამაკავშირებელი ჭანჭიკები (თითები) ასეთ ქუროებში მოთავსებულია რეზინის

დრეკად რგოლებში. ბრუნვითი რხევების ჩახშობა ხორციელდება ამ დრეკადი ელემენტების დეფორმაციის ხარჯზე.

ცხრილებიდან აღებული ქუროს ზომები მოწმდება საანგარიშო მომენტის მიხედვით, შემოწმდება რეზინის რგოლები ან მილისი თელვაზე, ჭანჭიკის თითი კი – ღუნვაზე. გაანგარიშებისათვის თვლიან, რომ თითები მომენტისაგან თანაბრად დატვირთული, მაშინ თითის ღუნვაზე შემოწმება შესრულდება ფორმულით

$$\sigma_{\text{თელ}} = \frac{2TK}{zDld_0} \leq [\sigma]_{\text{თელ}} = 1,8 \div 2 \text{ ნ/მმ}^2.$$

თითები მოწმდება ღუნვაზე, ფორმულით

$$\sigma_{\text{ღ}} = \frac{M_{\text{ღ}}}{W} = \frac{F_t \cdot 0,5l}{0,1d_0^3 z} \leq [\sigma]_{\text{ღ}} = (0,4 \div 0,5)\sigma_{\text{ღენ}},$$

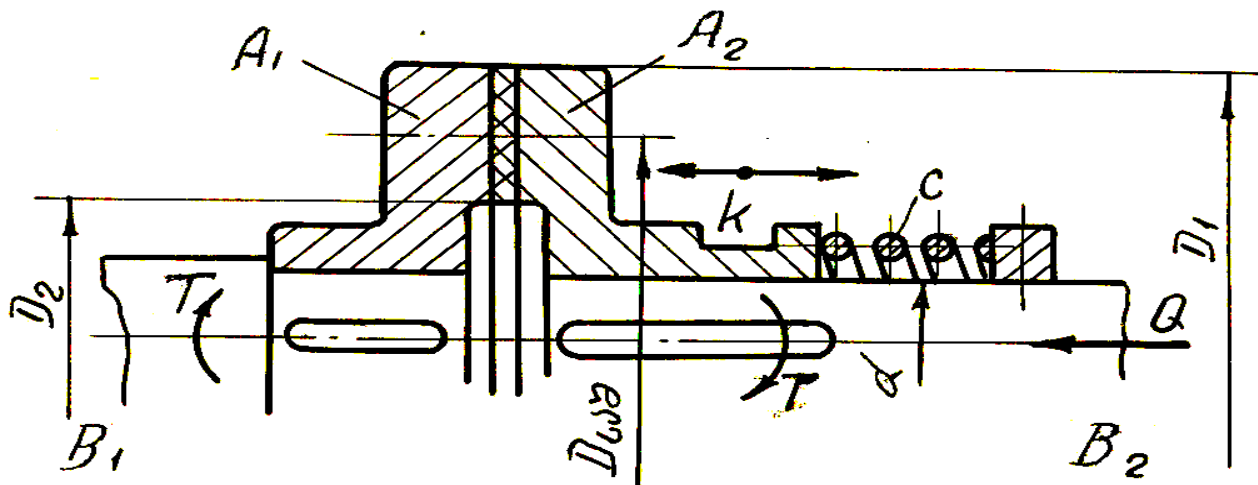
სადაც წრიული ძალა

$$F_t = \frac{2TK}{D},$$

რომელიც იგულისხმება მიღებულად მილისას $0,5l$ მანძილზე.

როდესაც საჭიროა შესაერთებელი ლილვების ხშირი ჩართვა-ამორთვა მაშინ იყენებენ სხვადასხვა სახის სამართავ ქუროებს. ერთერთი ფართოდ გავრცელებული ქუროა სამართავი დისკური შრიქციული ქურო, რომლის მუშაობის პრინციპი აგებულია იმაზე, რომ ერთ-ერთ ნახევარქუროს აქვს გრძივი გადაადგილების საშუალება. მბრუნავი მომენტის გადაცემა ხორციელდება ნახევარქუროების ერთმანეთზე დაჭერისაგან აღძრული ხახუნის მომენტის ხარჯზე, რომელიც აუცილებელივ მეტი უნდა იყოს გადასაცემ მბრუნ მომენტზე. ქუროს გასათიშად საკმარისია ნახევარქუროს ოდნავი ურთიერთ-დაცილება, რისთვისაც უნდა შეიკუმშოს დამჭერი ზამბარა.

ეს ქურო ამავე დროს წარმოადგენს დამცავ ქუროს, რადგან



როდესაც მოხდება საანგარიშო მარჯუნ მომენტზე მეტის გადაცემა, ნახევარქურობი ერთმანეთზე მოსრიალდებიან და თავიდან იქნება აცილებული მანქანის გადატვირთვა და დაზიანება.

გადასაცემი მგრეხი მომენტი $M_{გრ}$, დინამიკურობის K კოეფიციენტის გათვალისწინებით, უნდა აკმაყოფილებდეს შემდეგ პირობას

$$T_{გრ} K \leq M_{სახ} \approx fQ \cdot 0,5D_{სახ} ,$$

სადაც $D_{სახ} = 0,5(D_1 \dots D_2)$ მიღებულია დაყვანილ დიამეტრად; f - ხახუნის კოეფიციენტი; Q - საანგარიშო დაჭირების ძალა, რომლის მიხედვითაც იანგარიშება ჩამრთავი მექანიზმი ან ზამბარა, კუთრი წნევის პირობიდან

$$Q = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) [p]$$

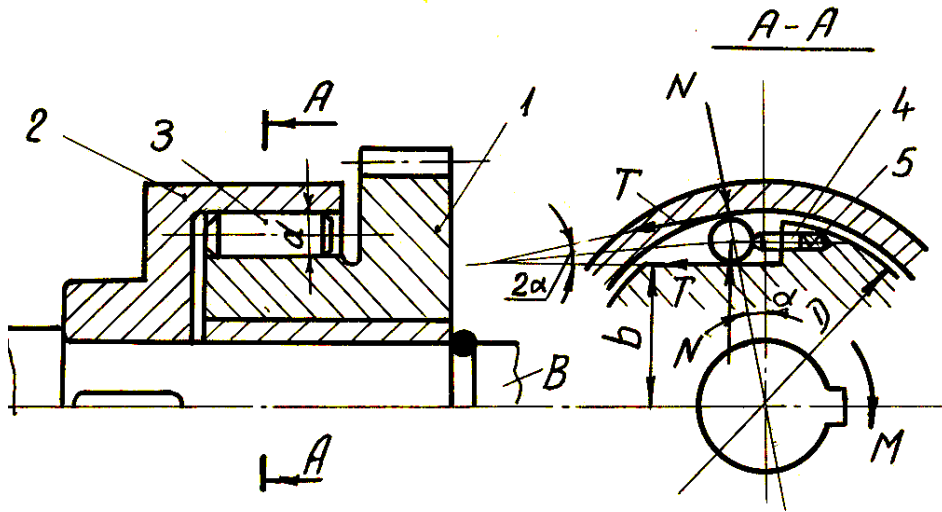
კუთრი წნევის დასაშვები სიდიდეა და მოცემულია შესაბამის ცხრილში.

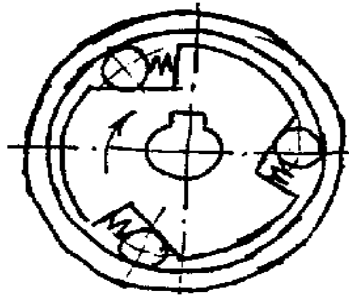
გადასაცემი მგრები მომენტის გამოსათვლელად შეიძლება აგრეთვე გვესარგებლა ფორმულით

$$T_{გრ} K \leq M_{სახ} \approx \frac{f}{3} Q \frac{D_1^3 - D_2^3}{D_1^2 - D_2^2},$$

მაგრამ, როგორც გამოჩვენებულია, (386) ფორმულით გამოსათვლელი სახუნის მომენტი პრაქტიკისათვის სრულიად დამაკმაყოფილებელ შედეგს იძლევა და ამიტომ შემდეგში ამ ფორმულით ვისარგებლებთ.

ავტომატური მოქმედების ქუროებიდან განვიხილოთ გასწრების თავისუფალი სვლის ფრიქციული ქურო, რომელიც მოძრაობას გადასცემს მხოლოდ გარკვეული ერთი მიმართულებით. აღნიშნული თვისება მიიღწევა იმის ხარჯზე, რომ გარე და შიდა ნახევარქუროებს შორის არსებულ სოლისებურ ღარებში ჩასმულია ცილინდრული გორგოლაჭები, რომლებიც გამჭიმავი ზამბარის მოქმედებით გადაადგილებულნი არიან მარცხენა უკიდურეს მდებარეობაში. მოძრაობის გადაცემა ხდება შიდა ნახევარქუროს მხოლოდ საათის ისრის მიმართულებით ბრუნვის დროს, როდესაც გორგოლაჭი იჭედება ნახევარქუროებს შორის. საწინააღმდეგო მიმართულებით ბრუნვისას გორგოლაჭი კუმშავს ზამბარას და





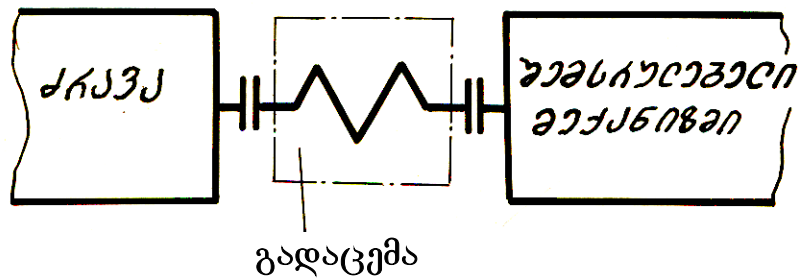
ადარ ხდება კონტაქტი ნახევარქუროებს შორის და შესაბამისად მახრუნი მომენტის გადაცემაც.

მგრეხი მომენტის გადაცემის დროს გორგოლაჭზე მოქმედებს ნორმალნი N და ხახუნის T ძალები. N ძალები ცდილობს გამოაგდოს გორგოლაჭები ღარიდან ბისექტორის მიმართულებით. ამ გამოგდებას ეწინააღმდეგება ხახუნის ძალა $T = fN$.

ბ ა ლ ა ც ე მ ე ბ ი

ზოგადი ღახასიათება და ძირითადი პარამეტრები.
კლასიფიკაცია. გამოყენების უბნები.

გადაცემების დანიშნულებაა ერთმანეთს დაუკავშიროს მანქანა ძრავები და მუშა მანქანები ან მუშა ორგანოები. გადაცემების აუცილებლობა გამოწვეულია იმით, რომ ჯერ

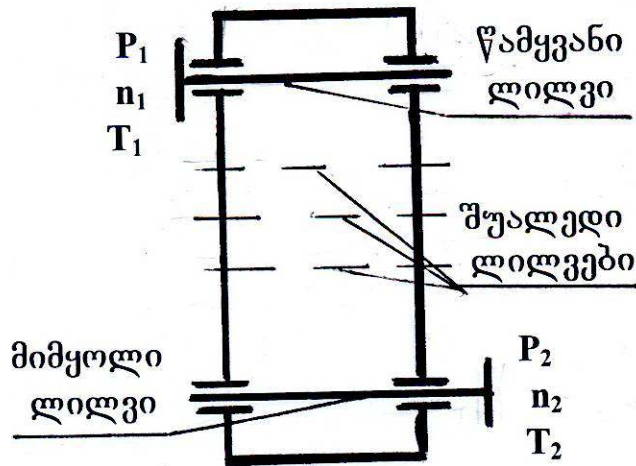


ერთი უმეტეს შემთხვევებში არ ხერხდება მანქანა ძრავის უშუალო მიერთება მუშა ორგანოსთან და მეორე, რაც მთავარია ტექნიკაში ყოველთვის ცდილობენ ძრავები დაამზადონ რაც შეიძლება მაღალ ბრუნთა რიცხვიანი, შესაბამისად დაბალი მამრუნი (მგრეხი) მომენტით, რათა მცირე ენერგიის ხარჯით უზრუნველყონ ბრუნთა რიცხვის ანუ ბრუნვის სიხშირის შენარჩუნება. მუშა ორგანოებს კი ძირითადად მოეთხოვებათ დაბალი ბრუნვის სიხშირე და გაზრდილი მამრუნი მომენტი. აქედან გამომდინარე გადაცემები ძირითადად გამოიყენება მოძრაობის გადასაცემად მანქანის ერთი ნაწილიდან ან კვანძიდან მეორეზე ბრუნთა რიცხვებისა და მგრეხი მომენტების სათანადო რეგულირებით.

გადაცემები არსებობს მექანიკური, ელექტრული, ჰიდრავლიკური, კომბინირებული და პნევმატიური. ჩვენ განვიხილავთ მხოლოდ მექანიკურ გადაცემებს.

ნებისმიერ გადაცემაში ერთმანეთისაგან უნდა გავარჩიოთ წამყვანი და მიმყოფი ლილვები. ლილვი წამყვანია თუ იგი

უშუალოდ მიერთებულია მანქანა ძრავთან ან ენერჯის წყაროსთან და ღებულუბს მისგან P_1 სიმძლავრეს, n_1 ბრუნთა რიცხვს და T_1 მგრეს მომენტს. ხოლო მიმყოლი ეწოდება ლილვს, რომელიც უშუალოდაა მიერთებული მუშა ორგანოსთან და



გადასცემს მას P_2 სიმძლავრეს, n_2 ბრუნთა რიცხვს და T_2 მგრეს მომენტს. წამყვან და მიმყოლ ლილვებს შორის შეიძლება მოთავსებული იყოს რამოდენიმე შუალედი ლილვიც.

ნებისმიერი გადაცემის ძირითად მახასიათებელ სიდიდეს წარმოადგენს გადაცემის რიცხვი

$$u = \frac{n_1}{n_2}$$

რომელიც გვიჩვენებს თუ რამდენად ცვლის გადაცემა ბრუნთა რიცხვს ანუ თუ მიმყოლი ლილვის ერთ ბრუნს წამყვანი ლილვის რამდენი ბრუნი შეესაბამება.

აგრეთვე ნებისმიერ გადაცემაში ადგილი აქვს სიმძლავრის დანაკარგს, რის გამოც ყოველი გადაცემა ხასიათდება თავისი მ.ჩ.კ.-ით.

გადაცემას რომელიც ბრუნთა რიცხვს აღიდებს ეწოდება მულტიპლიკატორი, თუ ამცირებს – რედუქტორი, თუ ხდება ბრუნთა რიცხვის უსაფეხურო რეგულირება – ვარიატორი, თუ საფეხურებიანი რეგულირება – სინქარეთა ყუთი.

გადაცემის განხორციელების სახის მიხედვით გვხვდება გადაცემები უშუალო შეხებით (კბილანური, ჭიახრახნული და

ფრიქციული) და გადაცემები შუალედი შემხები ტანებით (ღვედური და ჯაჭვური).

მოძრაობის გადაცემის ფიზიკური პირობების მიხედვით მექანიკური გადაცემები იყოფა ორ ჯგუფად – გადაცემები მომუშავე რგოლების ურთიერთმოძრაობით (კბილანური, ჭიახრახნული და ჯაჭვური) და ხახუნის ძალების გამოყენებაზე დამყარებულ (ფრიქციული და ღვედური) გადაცემები.

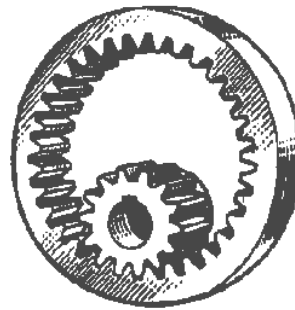
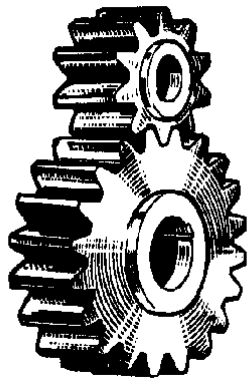
კბილანური გადაცემები

ზოგადი დახასიათება, კლასიფიკაცია, გამოყენების უბნები, კბილანური გადაცემის ბეომეტრია და გამოყენებული მასალები

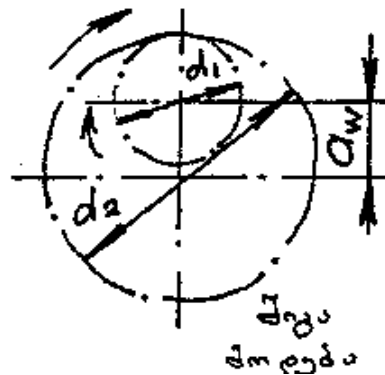
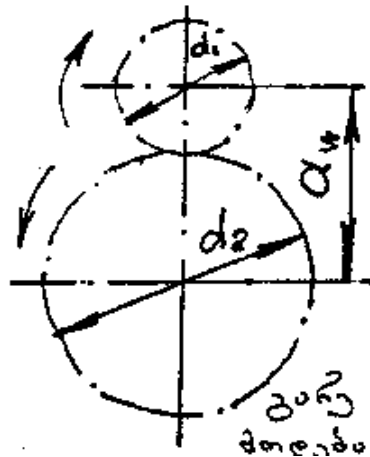
გადაცემების ერთ-ერთ ყველაზე ფართოდ გავრცელებულ სახეს წარმოადგენს კბილანური გადაცემები. მათი ფართო გავრცელება აიხსნება კომპაქტურობით, მაღალი მ.ქ.კ.-ით და აგრეთვე იმით, რომ ისინი იძლევიან საშუალებას დაცული იქნას გადაცემის რიცხვის მუდმივობა და განხორციელდეს საკმარის დიდი სიმძლავრეებისა და მგრები მომენტების გადაცემა მაღალი ბრუნთა რიცხვების რეჟიმში.

იმისდა მიხედვით თუ სივრცეში ერთმანეთის მიმართ რა მდებარეობის ლილვებს შორის ხდება მოძრაობის გადაცემა გვხვდება: ცილინდრული, კონუსური და ჭიახრახნული გადაცემები, ხოლო კბილანაზე კბილის მდებარეობის მიხედვით: სწორკბილა, ირიბკბილა და მრუდკბილა გადაცემები.

კბილანური გადაცემების ძირითადი პარამეტრები განვიხილოთ ურთიერპარალელურ ლილვებს შორის განხორციელებული ცილინდრული სწორკბილებიანი გადაცემის მაგალითზე. ზოგადად კბილანური გადაცემა შეიძლება

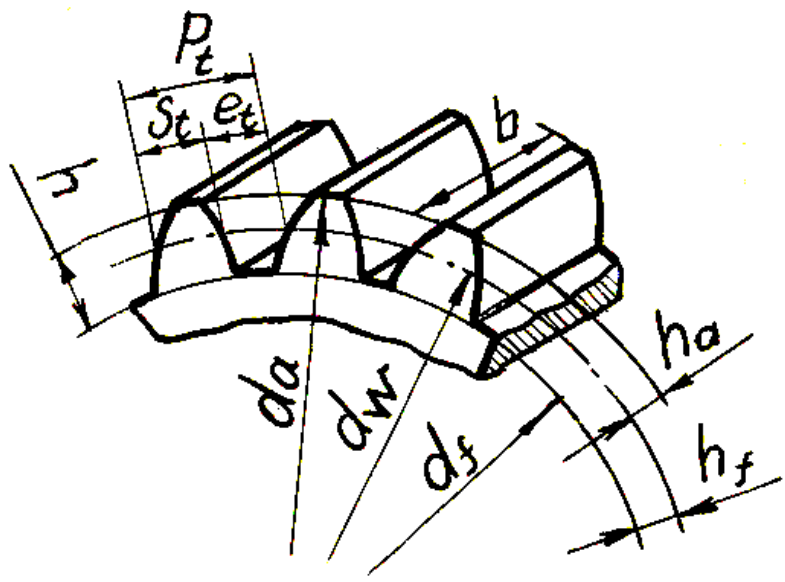
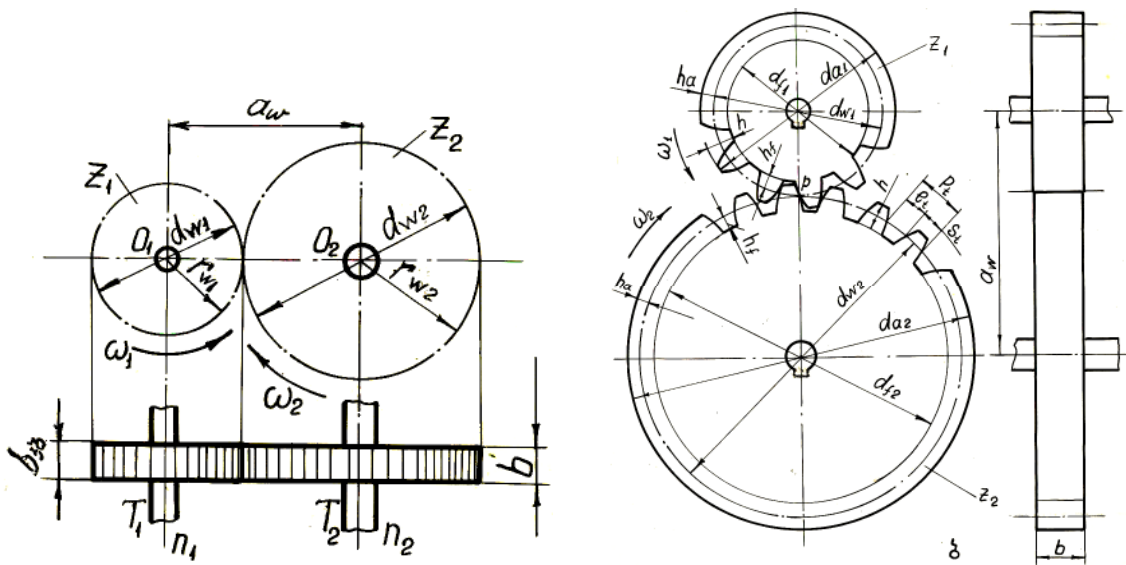


წარმოვიდგინოთ როგორც ორი ცილინდრის ერთმანეთზე უსრიალო გორვა. როდესაც ერთმანეთთან მოღებაში მყოფ ორივე კბილანაზე კბილები მოჭრილია გარე ზედაპირებზე, მაშინ ისინი



ბრუნავენ ურთიერთსაწინააღმდეგო მიმართულებით და გვაქვს გარე მოღება. თუ ერთ კბილანაზე კბილები მოჭრილია გარე ზედაპირზე, ხოლო მეორეზე შიდაზე, მაშინ კბილანები ბრუნავენ ერთი და იგივე მიმართულებით და გვაქვს შიდა მოღება.

წრესაზს, რომელზედაც პირობითად გორავენ ერთმანეთზე კბილანები გამყოფი ანუ საწყისი წრესაზი ეწოდება და აღინიშნება d . ეს წრესაზი კბილანის კბილს ყოფს ორ ნაწილად, კბილის თავის h_a სიმაღლედ და კბილის ძირის h_f სიღიღედ. მანძილს გაზომილს საწყის წრესაზზე მომიჯნავე კბილების ორ ერთსახელა წერტილებს შორის ბიჯი ეწოდება და აღინიშნება P_f .



თუ კბილანის კბილთა რიცხვს ავღნიშნავთ z , მაშინ საწყისი წრეხაზის სიგრძე ერთი მხრივ ტოლი იქნება $P_t z$, ხოლო მეორე მხრივ გეომეტრიულად ცნობილია, რომ იგი ტოლია πd . მაშასადამე

$$P_t z = \pi \cdot d$$

საიდანაც საწყისი წრეხაზის დიამეტრი

$$d = P_t z \pi = mz ,$$

სადაც

$$m = P_t \pi = \frac{d}{z}$$

წარმოადგენს კბილანური გადაცემის ძირითად მახასიათებელ სიდიდეს და მას მოდული ეწოდება. მოდული გვიჩვენებს თუ საწყისი წრეხაზის რა ნაწილი მოდის ერთ კბილზე. იგი სტანდარტული სიდიდეა. მისი განზომილებაა მმ-ი და მისგან დამოკიდებულებით აიღება კბილანური გადაცემის ყველა ძირითადი პარამეტრები. ასე მაგალითად:

$$h_a = m$$

კბილის ძირის სიმაღლე

$$h_f = 1,25m \approx 1,2m ,$$

კბილანის საწყისი წრეხაზის დიამეტრი

$$d = mz .$$

წრეხაზს, რომელიც გადის კბილის თავებზე შვერების წრეხაზი წოდება და ნახაზიდან გეომეტრიულად მისი სიდიდე ტოლია

$$d_a = d + 2h_a = mz + 2m + m(z + 2) .$$

წრეხაზს, რომელიც გადის კბილის ძირებზე ღრმულების წრეხაზი ეწოდება და მისი სიდიდე

$$d_f = d - 2h_f = mz - 2 \cdot 1,2m = m(z - 2,4) .$$

კბილანების ბრუნვის ცენტრებს შორის მანძილი

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$$

ნიშანი (+) შეესაბამება გარე მოდებს, (-) კი შიდა მოდებს.

მოდებაში მყოფი ორი კბილანიდან პატარას უწოდებენ კბილანას, დიდს – კბილათვალს. კბილანის სიდიდეები აღინიშნება ინდექსით 1, კბილათვლის კი ინდექსით 2.

კბილანური გადაცემა რომ განხორციელდეს აუცილებელია ურთიერთმოდებაში მყოფ კბილანასა და კბილათვალს ერთნაირი სიდიდის მოდული და ერთნაირი წრიული სიჩქარე გააჩნდეთ. ე.ი

კბილანის წრიული სიჩქარე $v_{კბ} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}$ ტოლი უნდა იყოს

კბილათვლის წრიული სიჩქარის $v_{კბ.თ} = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60}$. თუ ამ ორ

ტოლობასთან ერთად გავითვალისწინებთ გადაცემის რიცხვის განტოლებას, მაშინ კბილანური გადაცემის გადაცემის რიცხვი ტოლი იქნება

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{T_2}{T_1 \eta}$$

აქ T_1 და T_2 კბილანისა და კბილათვლის მახრუნი ანუ მგრეხავი მომენტებია, ხოლო $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$ გადაცემის მ.ქ.კ., სადაც - η_1 ითვალისწინებს დანაკარგებს კბილების ურთიერთმოდებაში ხახუნზე, η_2 - დანაკარგებს ზეთის გაშხეფვაზე, η_3 - დანაკარგებს საყრდენებში ხახუნზე.

კბილანური გადაცემა რომ განხორციელდეს ასევე აუცილებელია ერთდროულად მოდებაში ყოველთვის იმყოფებოდეს ერთ წყვილ კბილზე მეტი, რასაც ითვალისწინებენ ე.წ. გადახურვის კოეფიციენტით $\varepsilon \geq 1,1$.

კბილანების კბილებს ძირითადად ამზადებენ ციკლოიდური ან ევოლვენტური პროფილით. ციკლოიდური პროფილის კბილები ძალზე ზუსტია, მაგრამ ამავე დროს ძალზე სუსტი, რის გამოც მათ იყენებენ მცირე სიმძლავრეების გადასაცემად, ძირითადად ზუსტ ხელსაწყოებში. ყველა დანარჩენ შემთხვევებში ძირითადად იყენებენ ევოლვენტურ პროფილიან კბილებს, რომლებიც ციკლოიდურთან შედარებით ნაკლებად ზუსტია, სამაგიეროდ იძლევა საშუალებას გადავცეთ დიდი სიმძლავრეები და მგრეხი მომენტები და ამასთან განვახორციელოთ მაღალი ბრუნთა რიცხვები.

კბილანური გადაცემები გვხვდება ღია, მომუშავე გარემოსთან უშუალო კონტაქტში და დახურული, მოთავსებული

ლითონის ყოველმხრივ დახურულ გარსაცმში ინტენსიური შეზეთით, რის გამოც ისინი მუშაობენ სხვადასხვა პირობებში და შესაბამისად მათი გაანგარიშებები მიმდინარეობს სხვადასხვანაირად. ადვილი გასარჩევი რომ იყოს მათი საანგარიშო დამოკიდებულებები ერთმანეთისგან, მიღებულია რომ ღია გადაცემებისათვის იხმარონ ინდექსი F , დახურულებისათვის H . კოეფიციენტები, რომლებიც გამოიყენება მხოლოდ ღია გადაცემებისათვის აღინიშნება Y -ით, კოეფიციენტები, რომლებიც გამოიყენება მხოლოდ დახურულებისათვის Z -ით, ხოლო ორივე გადაცემებისათვის საერთო კოეფიციენტები K -ით.

ღია ცილინდრული სწორკბილა გადაცემები და მათი გაანგარიშება ღუნვის სიმტკიცეზე

განვიხილოთ სწორკბილა ცილინდრულ გადაცემებში მოქმედი დატვირთვები, რისთვისაც მოდებაში მყოფი კბილანა და კბილათვლისაგან გამოვყოთ ურთიერთმოდებაში მყოფი ერთი წყვილი კბილი. ამ დროს გადასაცემი F_n დატვირთვა მიმართულია კბილანისა და კბილათვლის ბრუნვის ცენტრების O_1 და O_2 შემაერთებელი ხაზის მართობისადმი $\alpha = 20^\circ$ კუთხით დახრილი მოდების ხაზის გასწვრივ. იგი ყოველთვის მოდებულია კბილების შეხების წერტილში – მოდების P პოლუსში. დავშალოთ გადასაცემი F_n დატვირთვა ორ ურთიერთმართობ მდგენელებად: წრიულ

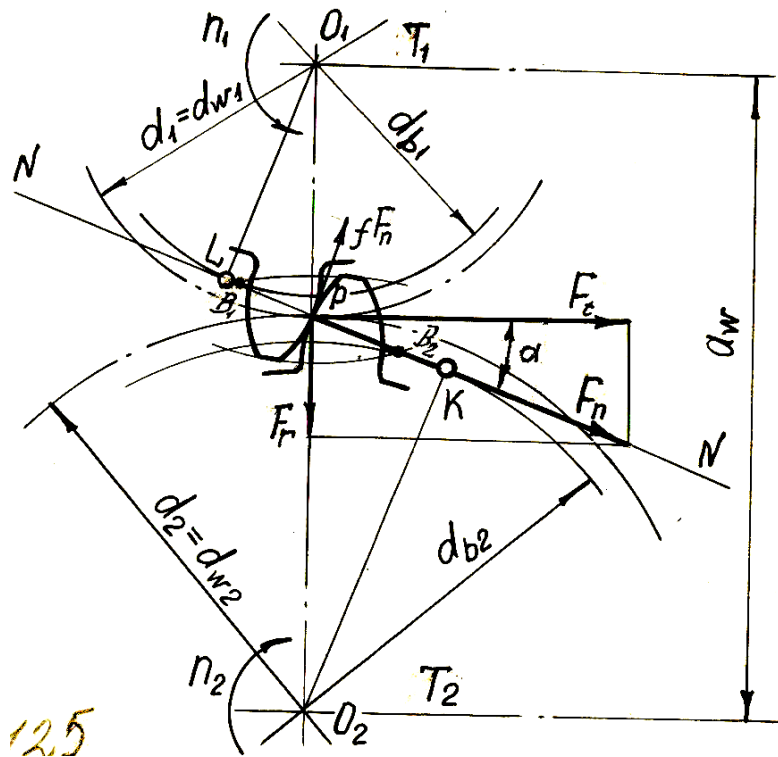
$$F_t = F_n \sin \alpha$$

და რადიალურ

$$F_r = F_n \operatorname{tg} \alpha$$

დატვირთვებად. გარდა ამ დატვირთვებისას გადაცემაში მოქმედებს აგრეთვე ხახუნის

$$F_f = fF_n$$

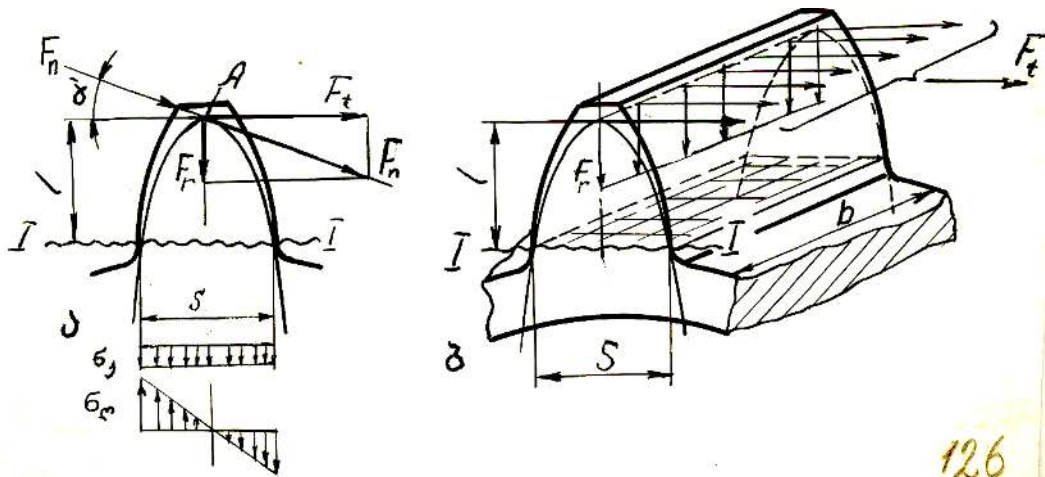


125

ძალაც, მაგრამ იმის გამო, რომ ხახუნის კოეფიციენტი ლითონური მასალებისათვის $f \approx 0,1$ მისი სიდიდე მცირეა და გაანგარიშებებში ძირითადად უგულებელყოფენ.

ღია ცილინდრული სწორკბილებიანი გადაცემების გაანგარიშება განვიხილოთ იმ შემთხვევისათვის, როდესაც კბილი ყველაზე მეტადაა დატვირთული, ანუ გადასაცემი დატვირთვა მოდებულია კბილის წვეროზე, რასაც ადგილი აქვს კბილების ურთიერთმოდებაში შესვლისას. ამ დროს კბილი განიცდის რთულ დეფორმაციას. საანგარიშო დამოკიდებულებების გამოყვანისას მივიღოთ შემდეგი დაშვებები:

1. F_n დატვირთვა გადაეცემა მხოლოდ ერთ კბილს.
2. გავასრიალოთ გადასაცემი F_n დატვირთვა კბილის სიმეტრიის ღერძამდე და იქ 0 წერტილში დავშალოთ ზემოთ აღნიშნულ ორ მდგენელად. ძალების დაშლის 0 წერტილიდან კბილში ჩახეხვით პირობითი წარმოსახვითი პროფილი, რომელიც წარმოადგენს ტოლწინააღობის ძელს და იგი F_t წრიული ძალისაგან განიცდის ღუნვას, F_r რადიალური ძალისაგან კი კუმშვას. კბილის თეორიულ და ჩახეხულ პროფილების ურთიერთდამთხვევის I-I



განივკვეთი წარმოადგენს სახიფათო კვეთს, რადგანაც სხვაობა თეორიულ და ჩახაზულ პროფილებს შორის ქმნის გარკვეულ სიმტკიცის მარაგს, რომელიც ამ კვეთში უტოლდება ნულს და ამ კვეთისათვის F_n ძალის მოქმედების მხარი I მაქსიმალურია. 3. F_t და F_r ძალები კბილის სიგრძეზე თანაბრად ნაწილდება. 4. F_r ძალა სიმცირის გამო გაანგარიშებისას მხედველობაში არ მიიღება. როგორც ჯამური ეპიურა გვიჩვენებს, მაქსიმალური ნორმალური ძაბვა აღიძვრება კბილის არამუშა შეკუმშულ ზედაპირზე, მაგრამ დადებითი ბზარები თითქმის ყოველთვის ჩნდება კბილის პირში I-I განივკვეთში, სადაც უმეტესად ხდება კბილის მოტეხვა F_t მღუნავი ძალისაგან, ხოლო მკუმშავი F_r ეწინააღმდეგება კბილის მოტეხვას. შესაბამისად I-I კვეთში სიმტკიცის პირობას აქვს სახე

$$\begin{aligned} \sigma_F = \sigma_{\text{ღ}} - \sigma_{\text{ბ}} &= \frac{M_{\text{ღ}}}{W} - \frac{F_r}{Sb} = \frac{F_t l}{bS^2} - \frac{F_r}{Sb} = \frac{6F_n \cos \alpha}{bS^2} - \frac{F_n \sin \alpha}{bS} = \\ &= \frac{F_t}{b \cos \alpha} \left(\frac{6l \cos \alpha}{S^2} - \frac{\sin \alpha}{S} \right) = \frac{F_t m}{b \cos \alpha m} \left(\frac{6l \cos \alpha}{S^2} - \frac{\sin \alpha}{S} \right) \leq [\sigma]_{F_1} \end{aligned}$$

ავღნიშნოთ

$$\frac{m}{\cos \alpha m} \left(\frac{6l \cos \alpha}{S^2} - \frac{\sin \alpha}{S} \right) = Y_F$$

და მას კბილის ფორმის კოეფიციენტს უწოდებენ, რომლის სიდიდეც აიღება სტანდარტებიდან კბილანის კბილთა z რიცხვის მიხედვით. აქ σ_F და $[\sigma]_F$ არის შესაბამისად მოქმედი და დასაშვები ძაბვა ღუნვაზე. თუ გავითვალისწინებთ კბილის სიგრძეზე დატვირთვის განაწილების უთანაბრობას $K_{F\beta} = 1,01 \div 1,17$ კოეფიციენტით და დინამიკურ დატვირთვის $K_{FV} = 1 \div 1,98$ კოეფიციენტით, რომელთა სიდიდეები შეირჩევა სტანდარტებიდან, მაშინ

$$\sigma_{F_1} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{FV}}{bm} Y_{F_1} \leq [\sigma]_F.$$

შემოაქვთ სიდიდე $\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = 0,2 \div 1,2$ რომელსაც კბილათვლის გვირგვინის სიგანის კოეფიციენტი ეწოდება. მის მიხედვით $b = \psi_{bd} d_1 = \psi_{bd} z m$. თუ გავითვალისწინებთ აგრეთვე, რომ

$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T}{mz}$ მაშინ წამყვანი კბილანისათვის გვექნება, რომ

$$\sigma_{F_1} = \frac{2T_{1F} K_{F\beta} K_{FV}}{mz_1 \psi_{bd} m z_1} Y_{F_1} \leq [\sigma]$$

საიდანაც

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_{1F} K_{F\beta} K_{FV}}{\psi_{bd} z_1^2 [\sigma]_{F_1}} Y_{F_1}}$$

თუ შემოვიტანთ აღნიშვნას $\sqrt[3]{2K_{FV} 10^3} = K_m = 14$ მაშინ მივიღებთ

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_{1F} K_{F\beta}}{z_1^2 \psi_{bd} [\sigma]_{F_1}} Y_{F_1}}.$$

ბოლო ორი ტოლობა წარმოადგენს ღია ცილინდრული სწორკბილებიანი გადაცემის ღუნვაზე სიმტკიცის პირობით საანგარიშო ფორმულებს, რომლებშიც T_1 მომენტი გამოსახულია

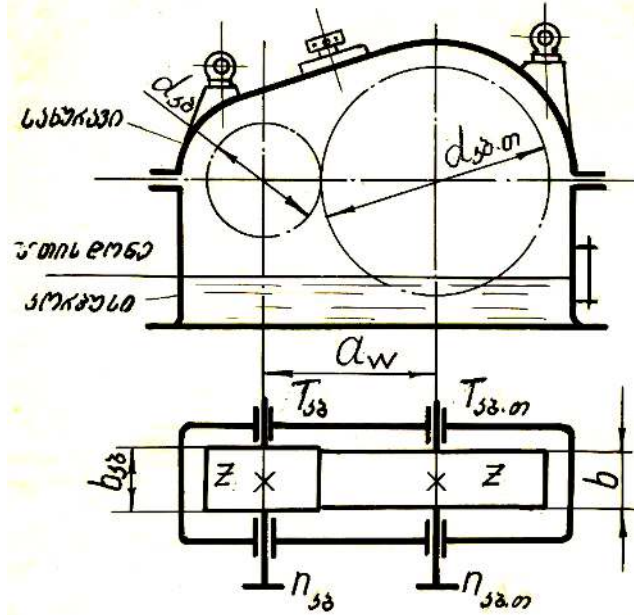
ნ.მ-ით, $[\sigma]_F$ ღუნვაზე დასაშვები ძაბვა მეგაპასკალებში MPa (კგძ/მმ²) -ით. კბილთა რიცხვი z ხელით გადაცემის შემთხვევაში უნდა იყოს 10...12-ზე, მანქანით გადაცემისას 16...17-ზე მეტი.

გადაცემის გაანგარიშებისას ბოლო ფორმულით განსაზღვრავენ მოდულის სიდიდეს, შეუსაბამებენ მის მნიშვნელობას სტანდარტულ სიდიდეს და სტანდარტული მოდულის მიხედვით გაიანგარიშებენ გადაცემის ძირითად პარამეტრებს:

კბილანის $d_1 = mz_1$ და კბილათვლის $d_2 = mz_2$ საწყისი წრეხაზების დიამეტრებს და კბილის სიგრძის კოეფიციენტს $\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$, რომელთა მიხედვითაც დაამუშავენ ცილინდრული კბილანისა და კბილათვლის კონსტრუქციებს.

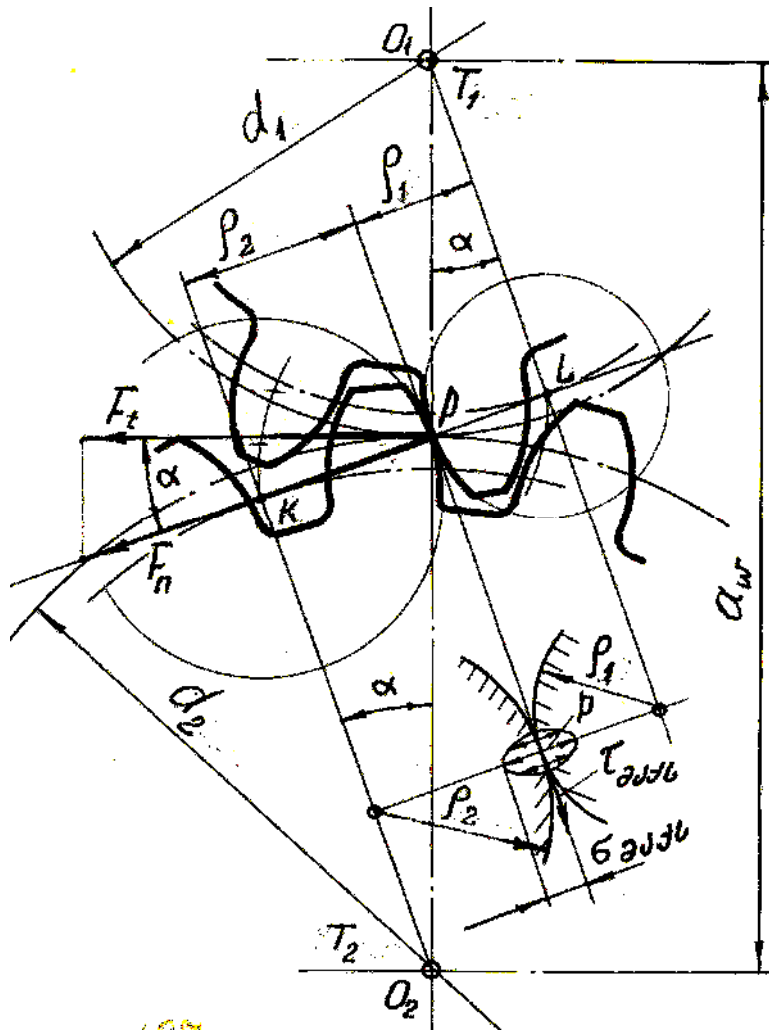
დახურული ცილინდრული სწორკბილა გადაცემები და მათი გაანგარიშება ზედაპირის კონტაქტურ სიმტკიცეზე

იმის გამო, რომ ღია გადაცემები მუშაობენ გარემოსთან უშუალო კონტაქტში, ისინი ადვილად ჭუჭყიანდებიან, იჟანგებიან და შესაბამისად მალე გამოდიან მწყობრიდან. ამიტომ საპასუხისმგებლო კბილანურ გადაცემებს ათავსებენ ლითონის ყოველმხრივ დახურულ გარსაცმებში და მათ რედუქტორებს უწოდებენ. რედუქტორებში გადაცემის შესაზეთად, გასაგრილებლად და ცვეთის პროდუქტების გამოსატანად ჩასხმულია ზეთი. ზეთი რედუქტორებში უნდა ჩაისხას იმ ღონეზე, რომ მან დაფაროს დიდი კბილანის ყველაზე ქვემოთ მდებარე კბილი. ნამუშავარი ზეთის გამოშვება და ცვეთის პროდუქტების გამოტანა ხდება რედუქტორის უმდაბლეს წერტილში მოთავსებული საცობიანი ხვრეტიდან. ნახაზზე მაგალითისათვის



ნაჩვენებია ერთსაფეხურიანი ცილინდრული სწორკბილა თარაზული რედუქტორის სქემა. ნებისმიერი რედუქტორი შედგება კორპუსისაგან, რომელსაც ზემოდან ჭანჭიკების ჯგუფის საშუალებით ეხურება სახურავი. ზეთის ჩასხმა ხორციელდება სახურავში არსებული ფანჯრიდან. ზეთის დონის კონტროლისათვის რედუქტორები აღჭურვილია ზეთის დონის მაჩვენებლით. იმის გამო, რომ რედუქტორები მუშაობისას ხურდებიან და წარმოშობილი ჭარბი წნევისაგან არ მოხდეს მისი დაზიანება მათ უკეთდებიან სასულეებს, რომელთა საშუალებითაც რედუქტორის შიდა წნევა უთანაბრდება გარე ატმოსფერულს. რედუქტორების ტრანსპორტირებისათვის გათვალისწინებულია რიმჭანჭიკები.

დახურული გადაცემების დაზიანების ძირითად სახეს წარმოადგენს კბილანების კბილების ზედაპირული ამოფხვნა, რაც გამოწვეულია კბილების ზედაპირული ფენების დაღლილობით და ლითონის კრისტალთშორისი ბმების შესუსტებით. აღნიშნულიდან გამომდინარე დახურული გადაცემების გაანგარიშების არსი მდგომარეობს იმაში, რომ კბილანების კბილებს უნდა გააჩნდეთ ისეთი ზედაპირული სიმტკიცე, რომ წინააღმდეგობა გაუწიონ ამოფხვნის მოვლენებს.



აღნიშნულის გამო დახურულ გადაცემების გაანგარიშებას ახდენენ დრეკადობის თეორიაში არსებული ე.წ. ჰერცის ფორმულით

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E}{2\pi(-\mu^2)} - \frac{q}{\rho}} \leq [\sigma]_H$$

რომელიც სამართლიანია მსახველზე შეკუმშული აბსოლიტურად გლუვი ორი ცილინდრის ერთმანეთზე უსრიალოდ გორვისას. კბილანური გადაცემებისათვის მისი გამოყენება გამართლებულია იმით, რომ კბილანების კბილების ურთიერთგადაგორება შეიძლება წარმოვიდგინოთ როგორც რაღაც ρ_1 და ρ_2 სიმრუდის რადიუსიანი ცილინდრების ერთმანეთზე გორვა. კონტაქტი მათ შორის ხდება ვიწრო ზოლზე და მის სიგანეზე წნევების განაწილების ეპიურას მიახლოებით პარაბოლის ფორმა

აქვს და ამ წნევით გამოწვეულ ძაბვას σ_H -ს კონტაქტურ ძაბვას უწოდებენ.

იმისათვის, რომ ჰერცის ფორმულა სამართლიანი იყოს კბილანური გადაცემების გაანგარიშებისათვის, ამისათვის მასში შემავალი სიდიდეები გამოვსახოთ კბილანური გადაცემის ძირითადი პარამეტრებით: კბილის ერთეულ სიგრძეზე დატვირთვის სიდიდე

$$q = \frac{F_n}{b} = \frac{F_t K_{Ha} K_{HV} K_{H\beta}}{bcos\alpha}$$

სადაც K კოეფიციენტები იგივე სიდიდეებია, როგორც გვექონდა ღია გადაცემების გაანგარიშებისას. დაყვანილი სიმრუდის რადიუსი

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

სადაც კბილანის ρ_1 და კბილათვლის ρ_2 სიმრუდის რადიუსები ნახაზიდან ტოლია

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2\sin\alpha} \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2\sin\alpha}$$

თუ შემდეგ ორ ტოლობას

$$u = \frac{d_1}{d_2} \quad \text{და} \quad a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

ამოვხსნით როგორც სისტემას მივიღებთ, რომ

$$d_1 = \frac{2a_w}{u+1} \quad \text{და} \quad d_2 = \frac{2a_w u}{u+1},$$

რომელთა ჩასმით ρ_1 და ρ_2 -ში, ხოლო მათი ჩასმით ρ ფორმულაში მივიღებთ, რომ დაყვანილი სიმრუდის რადიუსი

$$\rho = \frac{d_1 \sin \alpha}{2} \cdot \frac{1}{u+1}.$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ $\sin \alpha \cdot \cos \alpha = \frac{\sin 2\alpha}{2}$ და შევიტანთ q და ρ მნიშვნელობებს ჰერცის ფორმულაში მივიღებთ

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\mu^2)} \cdot \frac{2F_t}{b_2 \sin \alpha} \cdot \frac{2(u+1)}{(d_1 u)} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}} \leq [\sigma]_H.$$

შემოვიღოთ კოეფიციენტთა სიდიდეები: კოეფიციენტი რომელიც ითვალისწინებს კბილების ზედაპირების ფორმას და როცა $\alpha = 20^\circ$ მაშინ

$$Z_H = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\mu^2)}} = 1,76,$$

კოეფიციენტი რომელიც ითვალისწინებს შეუღლებული კბილანების მასალების მექანიკურ თვისებებს და ფოლადის კბილანებისათვის

$$Z_H = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\mu^2)}} = 2,75$$

სადაც

$$E = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$$

კბილანების მასალების დაყვანილი დრეკადობის მოდულია, რომელშიც E_1 კბილანის, ხოლო E_2 კბილათვლის მასალების დრეკადობის მოდულებია, $\mu \approx 0,3$ პუანსონის კოეფიციენტი, და გადახურვის ε კოეფიციენტის გავლენის გამათვალისწინებელი საკონტაქტო ხაზის შემაჯამებელ სიგრძეზე კოეფიციენტი, რომლის სიდიდე სწორკბილა გადაცემებისათვის

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_a}{3}} = 1 .$$

თუ გავითვალისწინებთ ამ კოეფიციენტებს მარტივი გარდაქმნებით მივიღებთ შემდეგ დამოკიდებულებას

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \cdot \frac{u+1}{u} K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}} \leq [\sigma]_H .$$

კბილებს შორის დატვირთვის განაწილების $K_{H\alpha}$ $K_{H\alpha}$ კოეფიციენტს თუ მივიღებთ 1-ის ტოლად, წრიულ ძალას გამოვსახავთ T_1 მომენტით

$$F_t = \frac{211000T_1}{d_1} \quad \text{და} \quad b = \psi_{bd} d_1$$

მაშინ ბოლო ტოლობა მიიღებს სახეს

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2000T_1}{d_1^3 \psi_{bd}} \cdot \frac{u+1}{u} K_{H\beta} \cdot K_{HV}} \leq [\sigma]_H ,$$

რომელიც წარმოადგენს დახურული ცილინდრული სწორკბილებიანი გადაცემის კუმშვის კონტაქტური ძაბვების მიხედვით შესამოწმებელ დამოკიდებულებას. ამ გადაცემის საანგარიშო დამოკიდებულების მისაღებად ავღნიშნოთ

$$\sqrt[3]{(Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon)^2 2000 K_{HV}} = K_d \approx 770$$

და ბოლო ტოლობის კბილანის საწყისი წრეხაზის დიამეტრის მიმართ ამოხსნით მივიღებთ დახუროლი ცილინდრული სწორკბილებიანი გადაცემის კუმშვის კონტაქტური ძაბვების მიხედვით საანგარიშო დამოკიდებულებას

$$d_1 = K_d \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

ხშირად საჭიროა გადაცემის გაანგარიშება განხორციელდეს არა კბილანის საწყისი წრეხაზის d_1 მიმართ, არამედ ცენტრთაშორის მანძილის a_w -ს მიმართ. ასეთი საანგარიშო დამოკიდებულების მისაღწევად საჭიროა საანგარიშო დამოკიდებულებებში გავითვალისწინოთ, რომ კბილანის მგრები მომენტი $T_1 = T_2 u$ კბილანის საწყისი წრეხაზის დიამეტრი $d_1 = \frac{2a_w}{u+1}$

და კბილანის სიგრძის კოეფიციენტი $\psi_{ba} = \frac{b}{a}$ და ტოლობის a_w -ს მიმართ ამოხსნით მივიღებთ დახურული ცილინდრული სწორკბილა გადაცემის კუმშვის კონტაქტური ძაბვების მიხედვით ცენტრთაშორისი მანძილის საანგარიშო დამოკიდებულებას

$$a_w = K_a (u+1)^3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}}$$

სადაც კოეფიციენტი $K_a = \sqrt{(Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon)^2 \cdot 0,5}$ $K_{HV} = 450$, ხოლო კოეფიციენტი $\psi_{ba} = 0,1 \div 1,25$. შესამოწმებელ და საანგარიშო დამოკიდებულებებში მგრები მომენტები T მოცემულია ნ.მ-ში, ხოლო კუმშვის კონტაქტური ძაბვის დასაშვები სიდიდე $[\sigma]_H$ მეგაპასკალებში (მპა).

გადაცემის გაანგარიშებისას ზემოთ მოყვანილი დამოკიდებულებებით განსაზღვრავენ ან კბილანის საწყისი წრეხაზის d_1 დიამეტრს ან ცენტრთა შორის მანძილის a_w სიდიდეს და შეუსაბამებენ განსაზღვრულ სიდიდეს სტანდარტულ მნიშვნელობას. შემდეგ დაუშვებენ კბილანისა და კბილათვლის

ჯამურ კბილთა რიცხვს $Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2$ ტოლობასთან $u = \frac{Z_2}{Z_1}$

ერთად როგორც სისტემის ამოხსნით განსაზღვრავენ კბილანის

კბილთა რიცხვს $Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{u+1} \geq 16 \div 17$, დაამრგვალებენ მას მთელ რიცხვამდე და მის მიხედვით დაადგენენ კბილათვლის კბილთა

რიცხვს $Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1$. მასაც დაამრგვალებენ მთელამდე და

საბოლოოდ დადგენილი Z_1 და Z_2 -ის მიხედვით დააზუსტებენ ჯამურ კბილთა რიცხვის სიდიდეს $Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2$ რომლის მიხედვითაც დამოკიდებულებიდან

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{mZ_{\Sigma}}{2}$$

განსაზღვრავენ გადაცემის მოდულის სიდიდეს

$$m = \frac{2a_w}{Z_{\Sigma}}$$

შეუსაბამებენ მის სიდიდეს სტანდარტულ მნიშვნელობას, სტანდარტული მოდულის მიხედვით დაადგენენ გადაცემის ძირითად პარამეტრებს

$$d_1 = mz_1, \quad d_2 = mz_2$$

და მათი კბილების სიგანეებს

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w, \quad b_1 = b_2 + (5 \div 10)$$

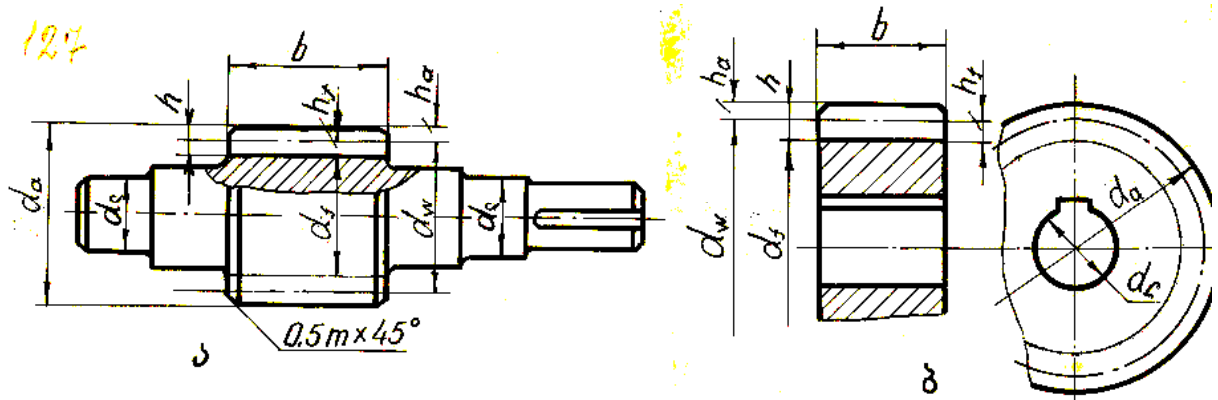
საპასუხისმგებლო გადაცემებს კიდევ ერთხელ ამოწმებენ ღუნვაზე სიმტკიცის პირობით

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{10900Z_{\Sigma}}{d_1} \sqrt{\frac{T_1}{b_1(u+1)u} K_{H\beta} \cdot K_{HV}} \leq [\sigma]_{\Sigma}$$

გაანგარიშების ბოლოს ახდენენ ცილინდრული კბილანების კონსტრუქციების დამუშავებას.

ცილინდრული კბილანების კონსტრუქციები

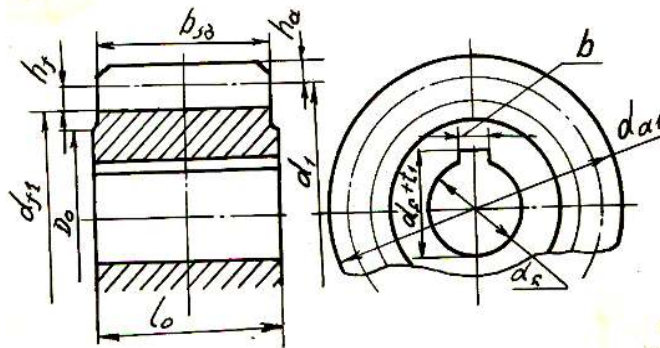
ცილინდრულ კბილანებს მრავალი სხვადასხვა სახის კონსტრუქცია აქვთ. მათი კონსტრუქციული სახე ძირითადად დამოკიდებულია საწყისი წრეხაზის დიამეტრის სიდიდეზე. როდესაც კბილანის საწყისი წრეხაზის დიამეტრი იმდენად



პატარაა, რომ იგი ნაკლებია იმ ლილვის გაორკეცებულ დიამეტრზე $d_1 \geq 2d$ ლ რომელზედაც იგი უნდა მოთავსდეს, მაშინ კბილანას ლილვთან ერთად მთლიანს ამზადებენ და

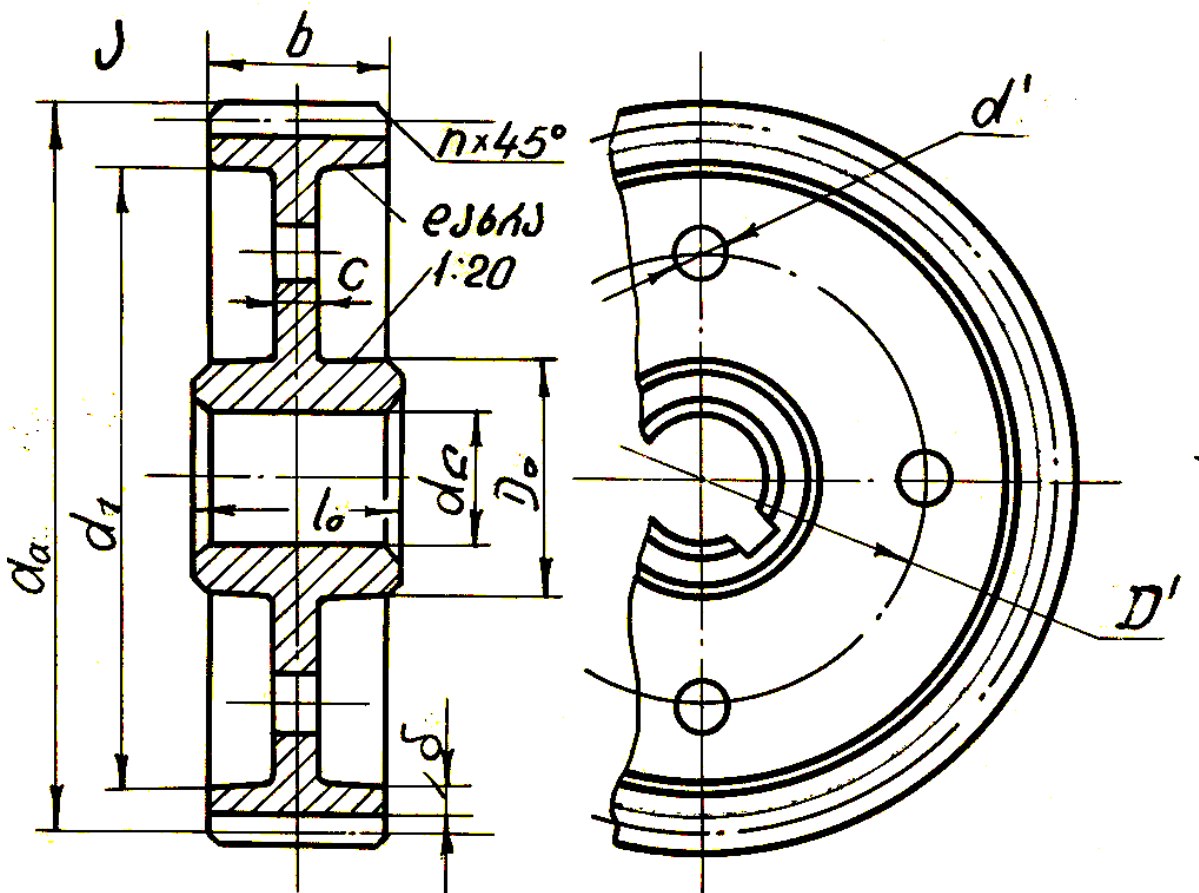
მას (ა) ნახაზზე ნაჩვენები სახე აქვს. როდესაც ზემოთ აღნიშნული პირობა დაკმაყოფილებული არაა ე.ი. $d > 2d$ ლ და კბილანის დიამეტრი 200...300 მმ-მდეა, მაშინ კბილანებს ლილვისგან ცალკე ამზადებენ ბადროს ანუ დისკოს სახით და ლილვებზე სოგმანების საშუალებით ამაგრებენ (ნახ ბ).

იმისათვის, რომ თავიდან აიცილონ კბილანების ტორსული ცემა უმეტეს შემთხვევებში კბილანებს ამზადებენ

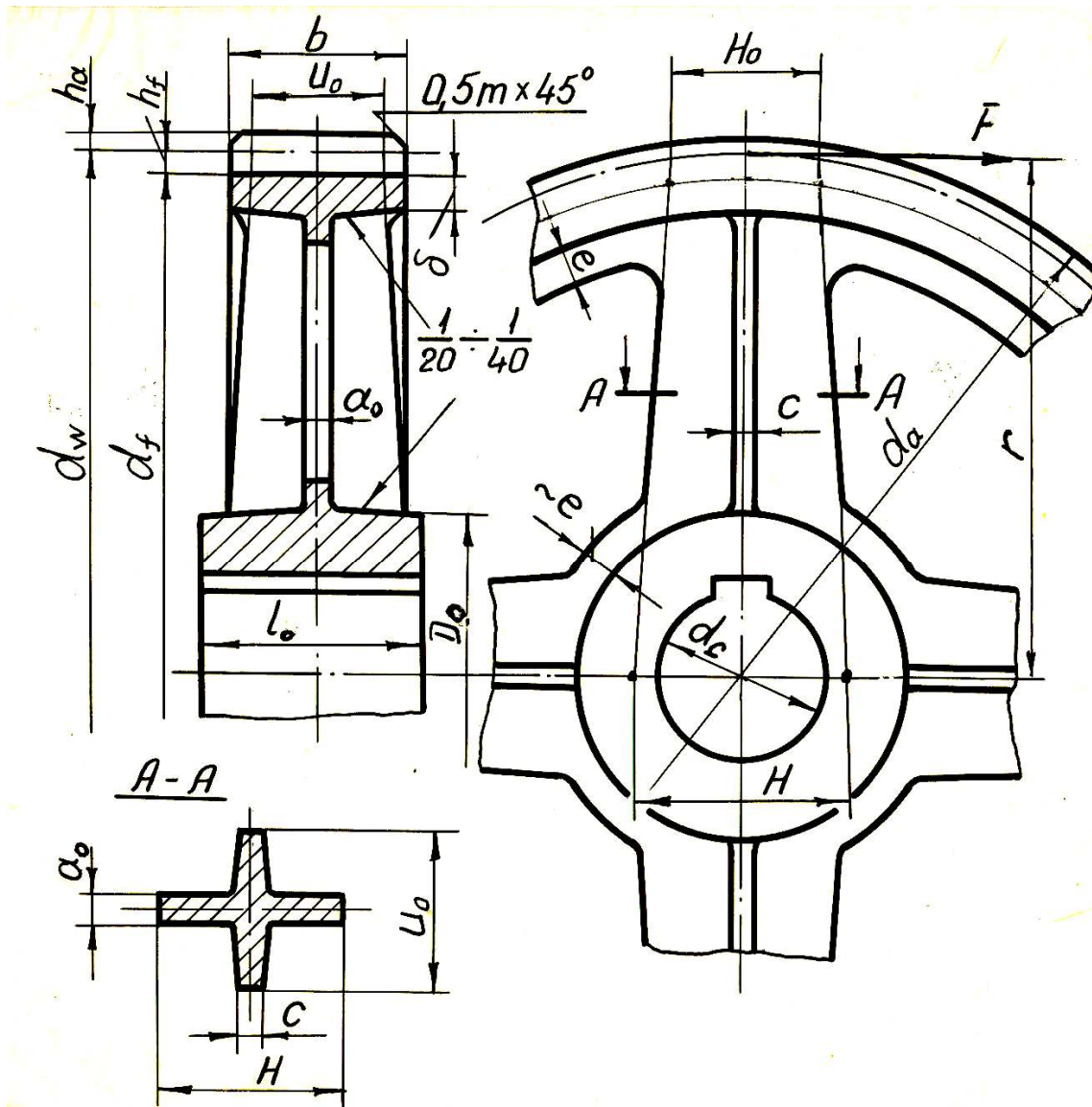


მორგვიანებს. მორგვი ეწოდება კბილანის იმ ნაწილს რითაც იგი ლილვზე ზის. მორგვის ზომები აიღება იმ ლილვის დიამეტრის მიხედვით, რომელზედაც კბილანაა მოთავსებული; მორგვის დიამეტრი აიღება $D_0 \approx (1,6 \div 2)d_{\text{კ}}$ ხოლო სიგრძე $I_0 = (1,2 \div 2)d_{\text{კ}}$.

როდესაც კბილანის დიამეტრი 300...400 მმ-მდეა, მაშინ კბილანის წონის შემცირების მიზნით კბილანების ბადროსებურ ნაწილს ამზადებენ შევიწროვებულს და ამ შევიწროვებულ ნაწილში აკეთებენ სიმსუბუქის ხვრეტებს. კბილანის იმ ნაწილს რომელზედაც კბილებია მოჭრილი ფერსო ეწოდება და მისი სისქე $\delta = (1,7 \dots 3)$ მ ან კიდევ $\delta \approx 0,3b$. რაც შეეხება სიმსუბუქის ხვრეტების $d_{\text{ხვრ}}$ დიამეტრს და მათი ცენტრების განლაგების $D_{\text{ხვრ}}$ დიამეტრს, ისინი აიღება კონსტრუქციული მოსაზრებებით ისეთნაირად, რომ არ დაირღვეს კბილანის სიმტკიცე. კბილანის დანარჩენი ზომები გამოითვლება ზემოთ განხილული კონსტრუქციების ანალოგიურად.



როდესაც კბილანის დიამეტრი 300...400 მმ-ზე მეტია, მაშინ მას ამზადებენ მანებიანს ანუ სოლებიანს. მანების რაოდენობა გამოითვლება დამოკიდებულებით $Z_{\text{მან}} = \frac{1}{6} \sqrt{d}$. ძირითადად კბილათვლებს ამზადებენ ოთხმანიანს როდესაც მათი დიამეტრი 600 მმ-მდეა, ექვსმანიანს როდესაც დიამეტრი 600...1000 მმ-ია და რვა მანიანს როდესაც დიამეტრი 1000 მმ-ზე მეტია. მანებს ამზადებენ ძირითადად ჯვარისებული განიკვეთის და ისინი კბილანის ცენტრისაკენ თანდათან ფართოვდებიან. გაანგარიშებისას იგულისხმება, რომ თითქოს მანი გაგრძელებულია კბილანის ღერძამდე, სადაც მისი ზომაა H , ხოლო მეორე მხარეს კი გაგრძელებულია საწყის წრეხაზამდე



სადაც მისი ზომაა H_0 . გადასაცემი F_t ძალისაგან მანები განიცდიან ღუნვას. გულისხმობენ, რომ ერთდროულად ღუნვაში მონაწილეობს მანების $1/3$, რის გამოც ღუნვაზე სიმტკიცის პირობას აქვს სახე

$$M_{\text{ღ}} = \frac{1}{3} Z_{\text{მან}} M[\sigma]_{\text{ღ}}$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ მღუნავი მომენტი

$$M_{\text{ღ}} = F_t r$$

და ღუნვას განიცდის მხოლოდ $a_0 H$ მართკუთხედი, რომლის წინაღობის მომენტი

$$W = \frac{a_0 H^2}{6}$$

სადაც ბადროს შევიწროებული სისქე $a_0 = \delta = \frac{H}{5}$. მაშინ მივიღებთ, რომ

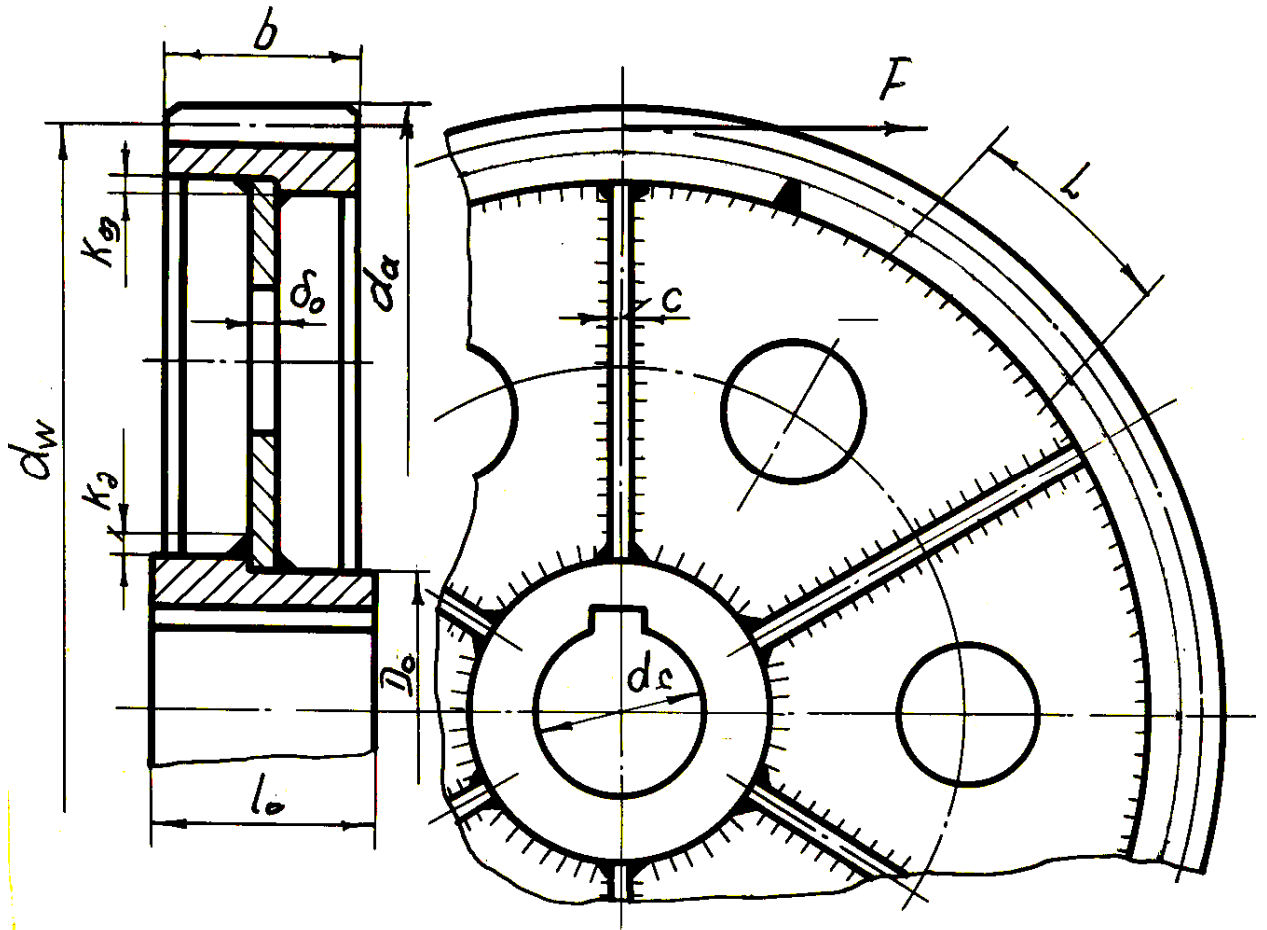
$$F_t r = \frac{Z_{\text{მან}}}{3} \frac{a_0 H^3}{6,5} [\sigma]_{\text{ღ}},$$

სადაც $r=d/2$

საიდანაც განისაზღვრება მანის წარმოსახვითი სიგანე კბილანის სიმეტრიის ღერძზე

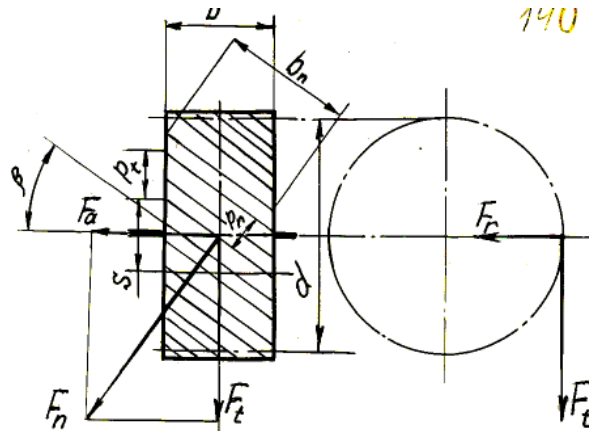
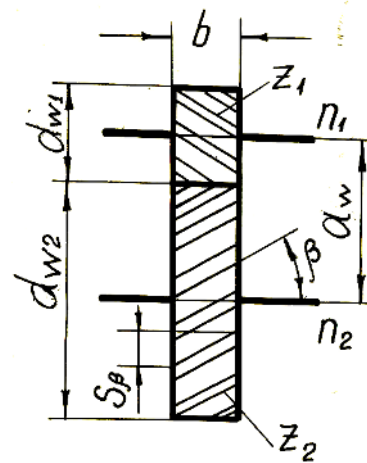
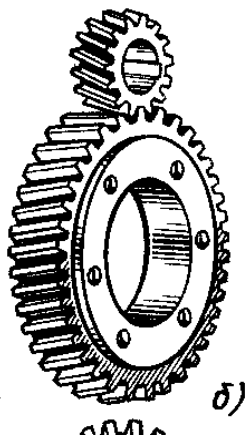
$$H = \sqrt[3]{\frac{90 F_t r}{Z_{\text{მან}} [\sigma]_{\text{ღ}}}},$$

ხოლო მანის წარმოსახვითი სიგანე კბილანის საწყის წრეხაზზე აიღება $H_0 = 0,8 H$. ხანდახან კბილათვლებს შედუღებითაც ამზადებენ.



ირიბკბილუბიანი ცილინდრული კბილანუბით
გადაცემუბი და მათი ბაანბარიშუბის თავისუბურუბანი

ხშირად კბილანუბზე კბილუბს გარკვეული β კუთხით დახრილი მდუბარუბა აქვთ. ასეთ შემთხვევაში ამბობენ, რომ გვაქვს ირიბკბილუბიანი გადაცემუბი. ირიბკბილუბიანი გადაცემა რომ განხორციელდეს საჭიროა მოდუბაში მყოფ კბილანას და კბილათვალს გააჩნდეთ ერთნაირი β კუთხე, ოღონდ ურთიერთსაწინააღმდეგო დახრის კბილუბი.



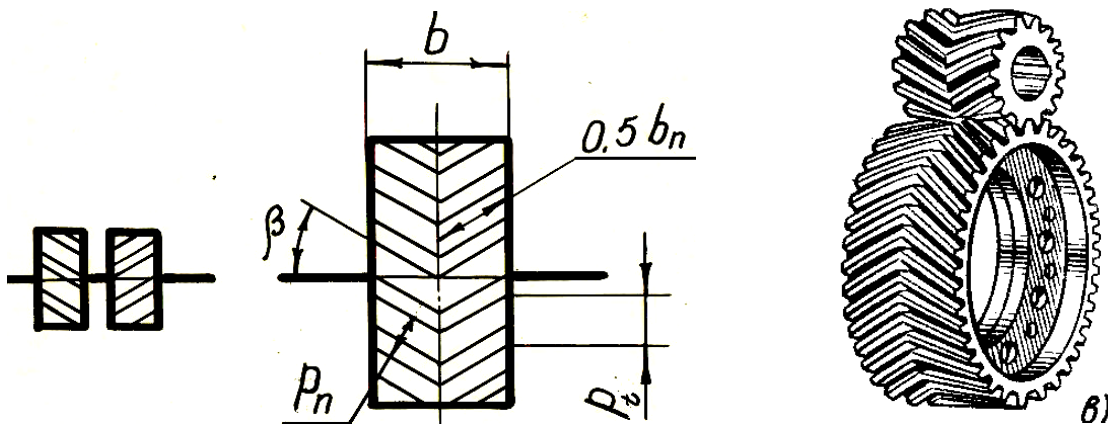
კბილის დახრის კუთხე შეიძლება იყოს $8^{\circ} \dots 20^{\circ}$. კბილის დახრის გამო ასეთ გადაცემებში გაზრდილია კბილის სიგრძე და იგი ტოლია

$$b_n = \frac{b}{\cos \beta},$$

რის გამოც ასეთი გადაცემები სწორკბილებიანთან შედარებით მუშაობენ მდოვრედ, დარტყმების გარეშე, უხმაუროდ, გადასცემენ უფრო დიდ მგრეხავ მომენტებს და სიმძლავრეებს და იძლევიან მაღალი ბრუნთა რიცხვების განხორციელების საშუალებას. გადაცემის ნაკლს წარმოადგენს ის, რომ ჯერ ერთი იგი შედარებით ძნელი დასამზადებელია და ძვირია, მეორე მხრივ კი ის, რომ გადასაცემი დატვირთვა აქ იშლება არა ორ, როგორც ეს გვექონდა სწორკბილანებიანებში, არამედ სამ მდგენელად:

წრიულ $F_t = \frac{2T}{d}$, ღერძულ $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$ და რადიალურ $F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$

ძალეზად. ნაკლია აგრეთვე ის, რომ დამატებით წარმოშობილი ღერძული ძალა F_a ცდილობს ირიბიკბილანა ბრუნვისას გადაადგილოს ღერძის გასწვრივ, რის გამოც ასეთი გადაცემები მოითხოვენ სპეციალური საბჯენი საყრდენების მოწყობას. ღერძული ძალის მოქმედების თავიდან ასაცილებლად ერთი და



იგივე ლილვზე აყენებენ ურთიერთსაწინააღმდეგო დახრის მქონე ორ ტოლ კბილანას ან კიდევ იყენებენ ეგრეთ წოდებულ შევრონულ კბილანებს ანუ ისეთ კბილანებს, რომლებსაც ფერსოზე გააჩნიათ ურთიერთსაწინააღმდეგო დახრის კბილები. შევრონულ კბილანებში $\beta = 25^\circ \div 40^\circ$.

ირიბიკბილებიან კბილანებს აქვთ ორი სახის ბიჯი: ნორმალური P_n გაზომილი კბილის მართობ ანუ ნორმალურ სიბრტყეში და ტორსული P_t გაზომილი კბილანის განაპირა ანუ ტორსულ სიბრტყეში. მათ შორის ნახაზიდან შემდეგი დამოკიდებულებაა $P_n = P_t \cos \beta$. შესაბამისად ასეთ გადაცემებში გვაქვს ორი სახის მოდული: ნორმალური m_n და ტორსული m_t , იგივე ურთიერთდამოკიდებულებით

$$m_n = m_t \cos \beta .$$

ამ ორი მოდულიდან ნორმალური გამოიყენება კბილის სიმტკიცეზე გაანგარიშებისათვის, ხოლო ტორსული კი

გადაცემის ძირითადი პარამეტრების განსაზღვრისათვის. აღნიშნულიდან გამომდინარე ირიბკბილებიანი კბილანის საწყისი წრეხაზის დიამეტრი ტოლია

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta} .$$

ღია ირიბკბილებიანი გადაცემის გაანგარიშება მიმდინარეობს ზუსტად სწორკბილებიანის ანალოგიურად ღუნვაზე სიმტკიცის პირობით და იგივე დამოკიდებულებებით განისაზღვრება ნორმალური m_n მოდულის სიდიდე, ოღონდ კბილის დახრის გათვალისწინებით, აქ კოეფიციენტი $K_a = 11,2 \div 12,5$, ხოლო კოეფიციენტი $K_m = 850 \div 1100$. მოდულის ფორმულაში შემავალი ყველა სხვა სიდიდეები ისევე შეირჩევა, როგორც სწორკბილებიანებისათვის, გარდა Y_F კოეფიციენტისა, რომელიც ამ შემთხვევაში შეირჩევა სტანდარტებიდან ე.წ. დაყვანილი კბილთა რიცხვის მიხედვით. პირობითად გულისხმობენ, რომ ირიბკბილა კბილანის კბილს ისეთი ფორმა ექნება, როგორიც ექნებოდა მისი კბილის მართობული სიბრტყით გაკვეთის შედეგად მიღებული ელიფსის უდიდესი სიმრუდის რადიუსით შემოსახულ კბილანის კბილს. ცნობილია, რომ ელიფსის ნახევარ ღერძები ტოლია

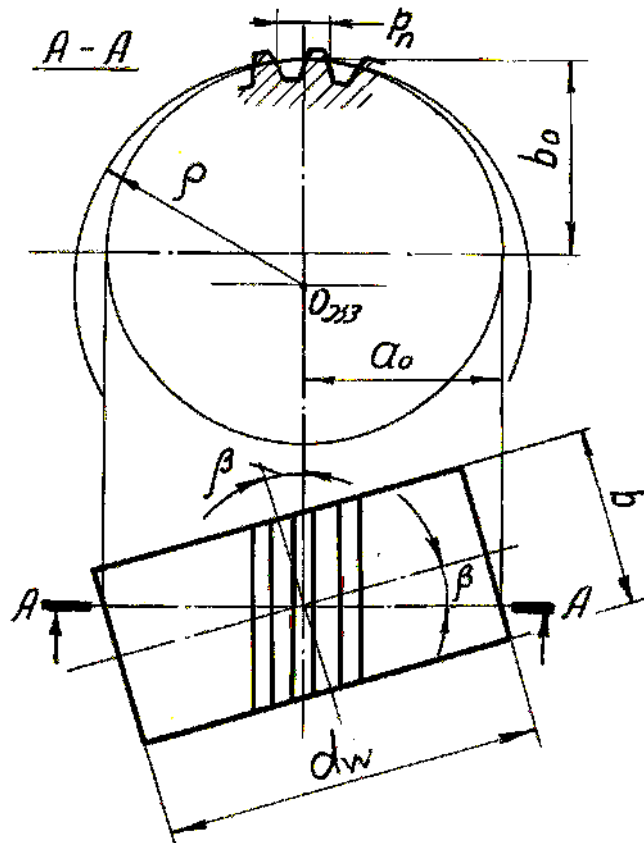
$$a_0 = \frac{d}{2 \cos \beta} ; \quad b_0 = \frac{d}{2} .$$

ელიფსის სიმრუდის რადიუსი

$$\rho = \frac{a_0^2}{b_0} = \frac{d}{(2 \cos \beta)^2} \cdot \frac{2}{d} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta} = \frac{m_t z}{2 \cos^2 \beta} = \frac{m_n z}{2 \cos^3 \beta} ,$$

მეორეს მხრივ წარმოსახვითი კბილანის რადიუსი

$$\rho = \frac{m_n z_{დაყ}}{2} .$$



ამ რადიუსების გატოლებით $\frac{m_n z_{დაყ}}{2} = \frac{m_n z}{2 \cos^3 \beta}$, აქედან დაყვანილი კბილთა რიცხვი

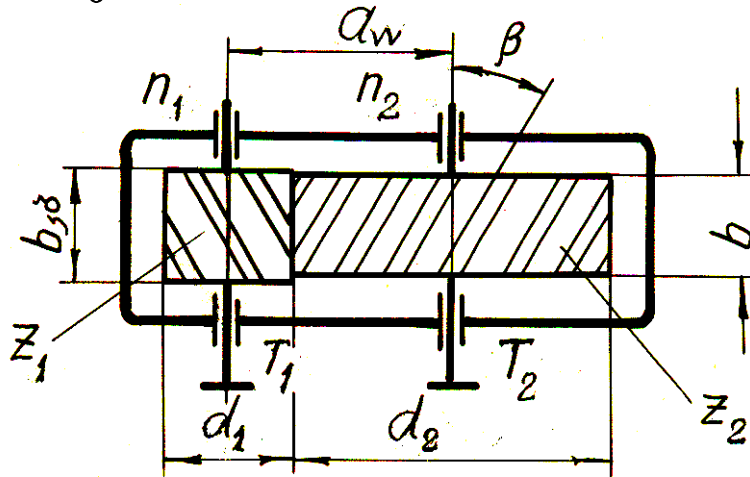
$$z_{დაყ} = \frac{z}{\cos^3 \beta} .$$

რომლის მიხედვითაც სტანდარტებიდან შეირჩევენ Y_F კოეფიციენტს და ზემოთ აღნიშნული ფორმულებიდან ერთ-ერთით განსაზღვრავენ ნორმალური მოდულის სიდიდეს; შეუსაბამებენ მის სიდიდეს სტანდარტულს; სტანდარტული ნორმალური m_n მოდულის მიხედვით გაიგებენ ტორსული მოდულის m_t სიდიდეს და მის მიხედვით დაადგენენ გადაცემის ძირითად პარამეტრებს – კბილანისა და კბილათვის საწყისი წრეხაზების დიამეტრებს

$$d = m_n z = \frac{m_n z}{\cos \beta}$$

განგარიშების ბოლოს დაამუშავენ ირიბკბილა კბილანების კონსტრუქციებს, რომლებიც ზუსტად ცილინდრული სწორკბილებიანი კბილანების ანალოგიურია.

დახურული ირიბკბილა ცილინდრული გადაცემები ანუ ირიბკბილა რედუქტორები, რომლის ერთსაფეხურიანი სახე ნაჩვენებია ნახაზზე



იანგარიშება სწორკბილებიანი რედუქტორების მსგავსად კუმშვის კონტაქტური ძაბვების მიხედვით, ზუსტად იგივე დამოკიდებულებებით, რითაც სწორკბილებიანები, ოღონდ გადაცემის მზიდუნარიანობის გაზრდის გასათვალისწინებლად საანგარიშო ფორმულებში იცვლება კოეფიციენტთა რიცხვითი მნიშვნელობები $K_a = 480$, $K_a = 670$. აქაც განგარიშებულ ცენტრთაშორის მანძილის სიდიდეს a_w შეუსაბამებენ სტანდარტულს და სტანდარტული a_w -ს მიხედვით შეირჩევენ ნორმალური მოდულის სადიდეს ზღვრებში

$$m_n = (0,01...0,02)a_w$$

მასაც შეუსაბამებენ სტანდარტულ მნიშვნელობას და სტანდარტული m_n და კბილის დახრის β კუთხის წინასწარ დაშვებული სიდიდის მიხედვით დამოკიდებულებიდან

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_s z_1 + m_s z_2}{2} = \frac{m_s (z_1 + z_2)}{2} = m_s z_{\Sigma} = \frac{m_s z_{\Sigma}}{2 \cos \beta}$$

განსაზღვრავენ ჯამურ კბილთა რიცხვის სიდიდეს

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n},$$

რომლის მიხედვითაც გაიგებენ კბილანის კბილთა რიცხვს

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u + 1}$$

დაამრგვალებენ მას უახლოეს მთელ რიცხვამდე და განსაზღვრავენ კბილათვლის კბილთა რიცხვს

$$z_2 = z_{\Sigma} + z_1$$

მასაც დაამრგვალებენ მთელ რიცხვამდე და მათ მიხედვით დააზუსტებენ ჯამურ კბილთა რიცხვს

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2.$$

დაზუსტებული z_{Σ} -ის მიხედვით კი საბოლოოდ დააზუსტებენ კბილის დახრის კუთხის მნიშვნელობას

$$\cos \beta = \frac{m_n z_{\Sigma}}{2a_w}.$$

ამ სიდიდეების მიხედვით განსაზღვრავენ გადაცემის ძირითად პარამეტრებს: კბილანისა და კბილათვლის საწყისი წრეხაზების დიამეტრებს

$$d_1 = m_s z_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}, \quad d_2 = m_s z_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}$$

და კბილის სიგრძეებს

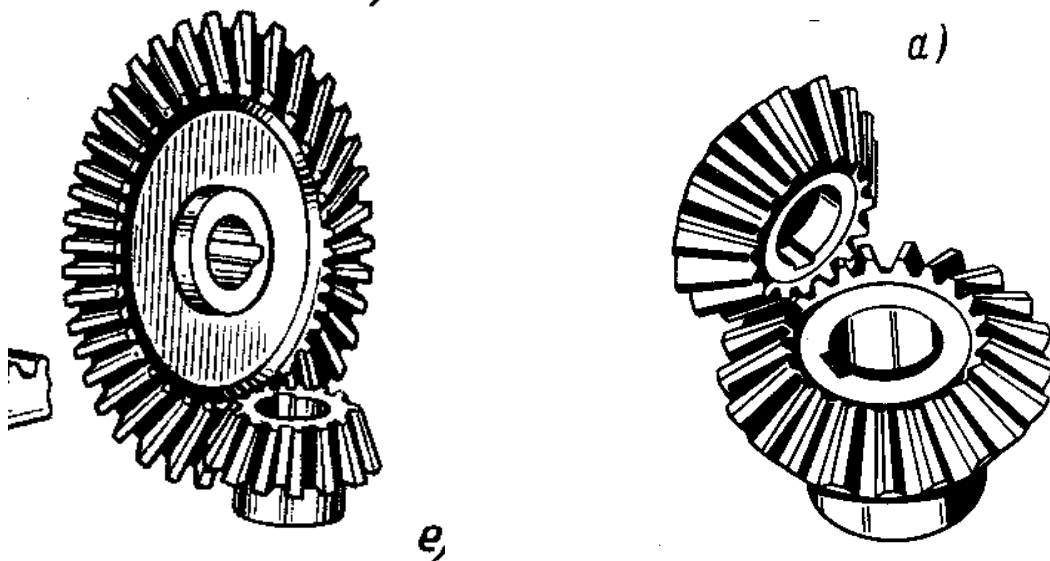
$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w; \quad b_1 = b_2 + (5 \div 10) \text{ მმ}; \quad b_n = \frac{b}{\cos\beta}.$$

საბოლოოდ დაამუშავენ ირიბკბილებიანი კბილანების კონსტრუქციებს სწორკბილანებიანების ანალოგიურად.

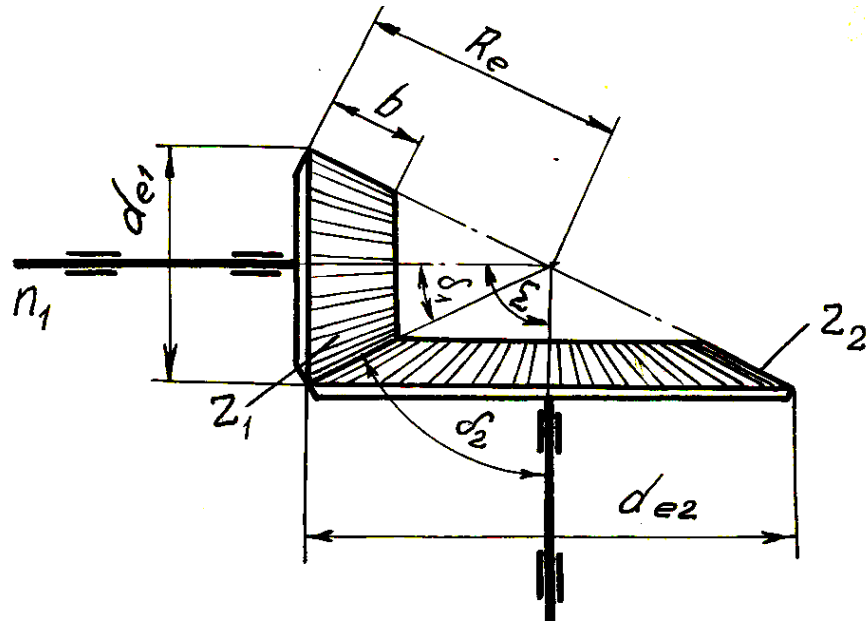
კონუსურ კბილანებიანი გადაცემები და მათი ბაზაბარიშების თავისებურებები

როდესაც საჭიროა განხორციელდეს ბრუნვითი მოძრაობის გადაცემა სიბრტყეში ერთი-მეორეს მიმართ გარკვეული კუთხით განლაგებულ ურთიერთგადამკვეთ ლილვებს შორის, მაშინ იყენებენ კონუსურ კბილანებიან გადაცემებს.

ასეთი გადაცემა ხორციელდება ერთმანეთთან მოდებაში მყოფი კონუსური კბილანისა და კბილათვლის მეშვეობით, რომლებიც თავის მხრივ წარმოადგენენ წაკვეთილ კონუსებს. კონუსების მსახველის გასწვრივ მოჭრილია კბილები. ამ გადაცემამ რომ იმუშაოს აუცილებელია კბილანების ბრუნვის



დერძები და მსახველები იკვეთებოდნენ ერთი და იგივე 0 წერტილში. კუთხე ლილვების ბრუნვის დერძებს შორის $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$ სადაც δ_1 და δ_2 წაკვეთილი კუნუსების ნახევარ კუთხეებია, შეიძლება იყოს ნებისმიერი, უმეტესად იგი 90° ტოლია. ასეთ გადაცემებში არა გვაქვს ცენტრთაშორის მანძილი, ამიტომ მის მაგივრად გაანგარიშებებში იყენებენ საკონუსო მანძილს ანუ დისტანციას R_e .



კონუსურ კბილებიანი გადაცემებისათვის გადაცემის რიცხვი ტოლია

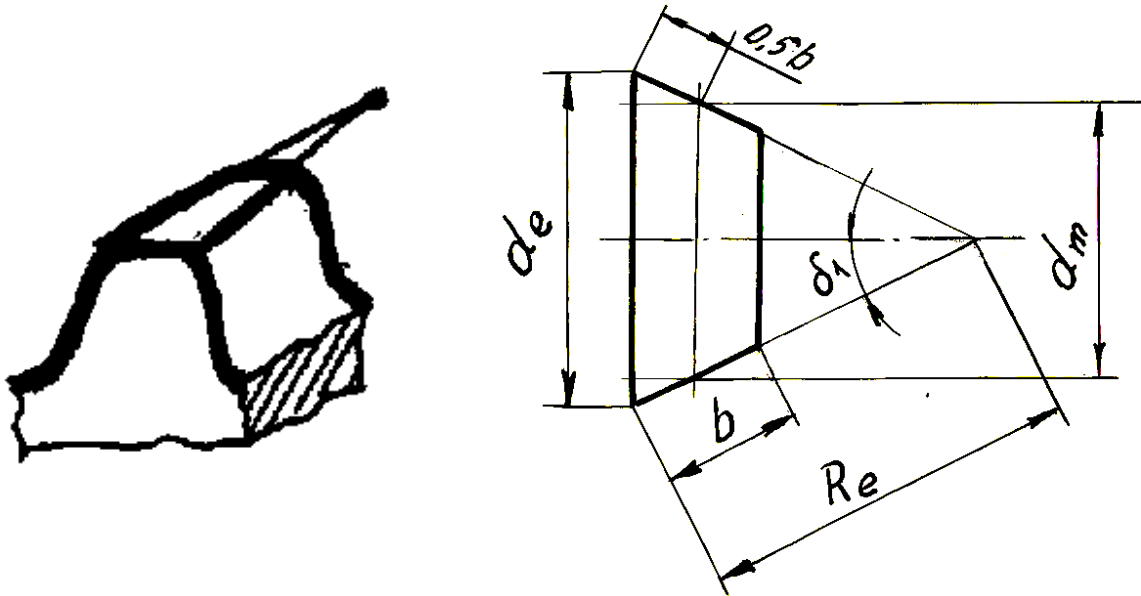
$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} .$$

ბოლო ორი ტოლობის ერთობლივი ამოხსნით განისაზღვრება კონუსური კბილანის და კბილათვლის შემქმნელი წაკვეთილი კონუსების ნახევარკუთხეები

$$\delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma} ; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{u \sin \Sigma}{1 + u \cos \Sigma} ;$$

როცა $\Sigma = 90^\circ$ მაშინ $tg\delta_1 = \frac{1}{u}$; $tg\delta_2 = u$.

იმის გამო, რომ კონუსურ კბილანებზე კბილები მოჭრილია მსახველთა გასწვრივ ისინი კბილანის ცენტრისკენ თანდათან ვიწროვდებიან, რის გამოც კბილის მთელ სიგრძეზე გვაქვს როგორც



დიამეტრის, ასევე მოდულის სხვადასხვა სიდიდეები. გაანგარიშებებში ძირითადად იყენებენ კონუსური კბილანების გარე საწყისი წრეხაზის d_{e_1} დიამეტრს, შესაბამისად გარე m_{t_e} მოდულს და საშუალო d_m დიამეტრს და მის შესაბამის საშუალო m_{t_e} მოდულს.

მათ შორის დამოკიდებულების დასამყარებლად ნახაზიდან გეომეტრიულად გვაქვს

$$d_{e_1} = \frac{d_{m_1} + 2b}{2 \sin \delta_1}$$

ანუ

$$m_{t_e} z_1 = m_{t_m} z_1 + b \sin \delta_1.$$

უკანასკნელი გაყოფთ z_1 -ზე

$$m_{t_e} = m_{t_m} + \frac{b \sin \delta_1}{z_1}$$

ეს ტოლობა ამყარებს დამოკიდებულებას გარე და საშუალო მოდულებს შორის.

ღია კონუსური კბილანებით გადაცემის გაანგარიშება მიმდინარეობს ღუნვაზე სიმტკიცის პირობით ღია ცილინდრული სწორკბილებიანი გადაცემის ანალოგიურად. აქ განისაზღვრება საშუალო მოდულის სიდიდე

$$m_{t_m} = k_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta}}{0,85 \psi_{bd} z_1^2 [\sigma_F] Y_F}}$$

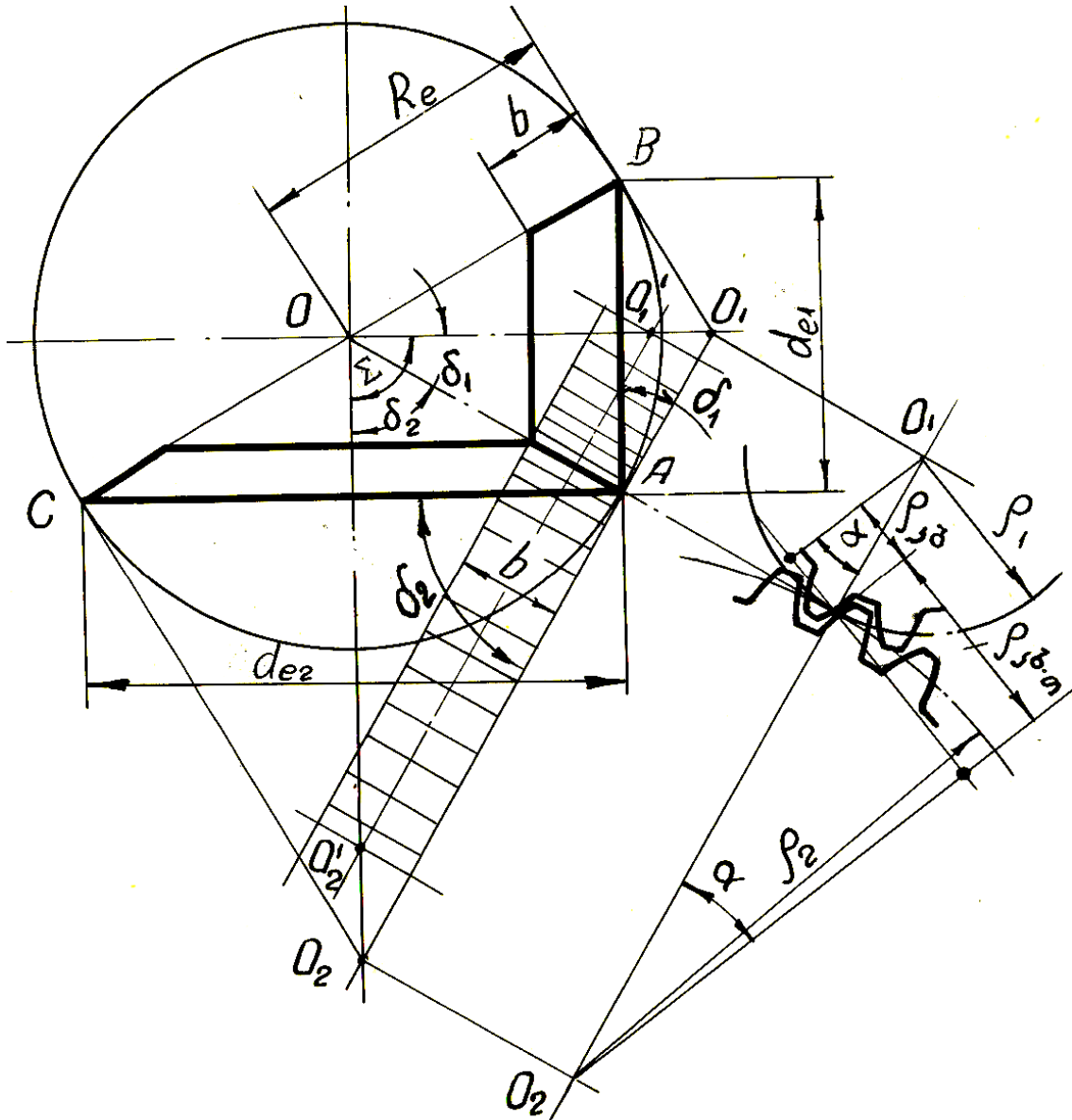
სადაც დამატებითი კოეფიციენტი 0,85 ითვალისწინებს კონუსურ გადაცემებში კბილის შესუსტებას, გამოწვეულს კონუსურ კბილანებში მისი ცენტრისაკენ თანდათანობით შევიწროვებით,

$\psi_{bd} = \frac{b}{d_m} = 0,3 \div 1,0$ კბილათვლის სიგანის კოეფიციენტი.

დანარჩენი ყველაფერი ღია ცილინდრული კბილანების გაანგარიშების ანალოგიურია, გარდა კბილის ფორმის Y_F კოეფიციენტისა, რომელიც აიღება ცილინდრული ირიბკბილებიანი გადაცემის მსგავსად დაყვანილი კბილთა რიცხვის მიხედვით. მისი სიდიდის განსაზღვრისათვის წარმოვიდგინოთ, რომ კონუსური კბილანის და კბილათვლის ღერძები სივრცეში დაუმაგრებელია, მაშინ მათი ერთმანეთზე გორვისას მათი განაპირა წერტილები აღწერენ სფეროს, რომელზეც განლაგებული უნდა იყოს დაყვანილი კბილთა რიცხვი. რადგან სფეროს ზედაპირის სიბრტყეზე გაშლა კბილის პროფილის გამოსახვაზავად შეუძლებელია, ამიტომ A წერტილში გავატაროთ OA მართობი, რომლის გადაკვეთაც კბილანების ბრუნვის ღერძებთან, წარმოადგენს დაყვანილ რადიუსებს

$$\rho_1 = \frac{d_{e1}}{2} = \frac{m_{t_e} z_{1დაყ}}{2} ; \quad \rho_2 = \frac{d_{e2}}{2} = \frac{m_{t_2} z_{2დაყ}}{2} ;$$

რადიუსებიან ცილინდრული კბილანების ბრუნვის ცენტრებს. პრაქტიკულად კი კბილის მიახლოებითი დაპროფილება ხდება



დამატებითი კონუსების განფენაზე, რომელთა რადიუსებია

$$\rho_1 = \frac{d_{e_1}}{2\cos\delta_1} = \frac{m_{t_e} z_1}{2\cos\delta_1}; \quad \rho_2 = \frac{d_{e_2}}{2\cos\delta_2} = \frac{m_{t_e} z_2}{2\cos\delta_2}.$$

ბოლო ორი ტოლობის მარჯვენა მხარეების გატოლებით, განისაზღვრება დაყვანილი კბილთა რიცხვის სიდიდე

$$z_{1დაყ} = \frac{z_1}{\cos\delta_1}; \quad z_{2დაყ} = \frac{z_2}{\cos\delta_2}.$$

ღია კონუსური კბილანებით გადაცემის გაანგარიშებისას ზემოთ მოყვანილი დამოკიდებულებებით განსაზღვრავენ საშუალო მოდულის m_{t_m} სიდიდეს და მის მიხედვით გაიგებენ გარე მოდულის m_{t_e} სიდიდეს. შეუსაბამებენ გარე m_{t_e} მოდულის მნიშვნელობას სტანდარტულ სიდიდეს და სტანდარტული გარე მოდულის მიხედვით განსაზღვრავენ გადაცემის ძირითად პარამეტრებს: კონუსური კბილანის და კბილათვლის გარე საწყისი წრეხაზის დიამეტრებს

$$d_1 = m_{t_e} z_1 \quad d_2 = m_{t_e} z_2$$

და საკონუსო მანძილს

$$R_e = \frac{d_{e_1}}{2\sin\delta_1} = \frac{d_{e_2}}{2\sin\delta_2} = 0,5\sqrt{d_{e_1}^2 + d_{e_2}^2} = 0,5m_{t_e}\sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5m_{t_e}z_1\sqrt{u^2 + 1}$$

რის შემდეგაც დაამუშავენ კონუსური კბილანების კონსტრუქციებს.

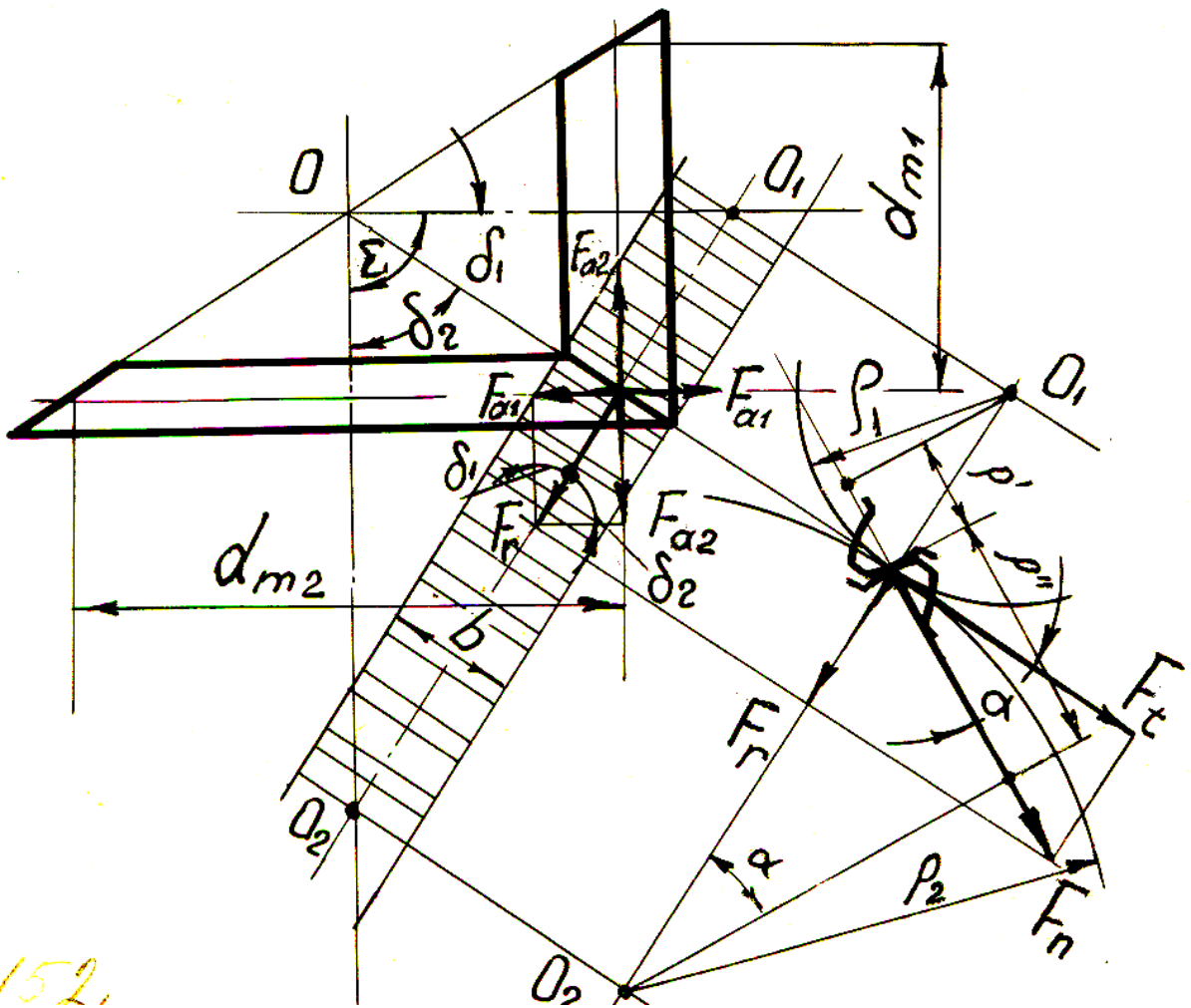
კონუსური კბილანებით გადაცემაში იგულისხმება, რომ გადასაცემი დატვირთვა მოქმედებს წარმოსახვითი კბილანების მოდების ხაზის მართობად. დავშალოთ ეს F_n ძალა წრიულ F_t და რადიალურ F_r ძალებად. ამ ძალებს თვლიან შეყურსულად კბილის შუაში მდებარე ერთ წერტილში. ამ წერტილში F_r დავშალოთ ღერძების პარალელურ F_{a_1} და F_{a_2} ძალებად. რომელთაგანაც

$$F_{a_1} = F_{r_2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$$

კბილანისათვის ღერძული ძალაა, ხოლო კბილათვისთვის რადიალური;

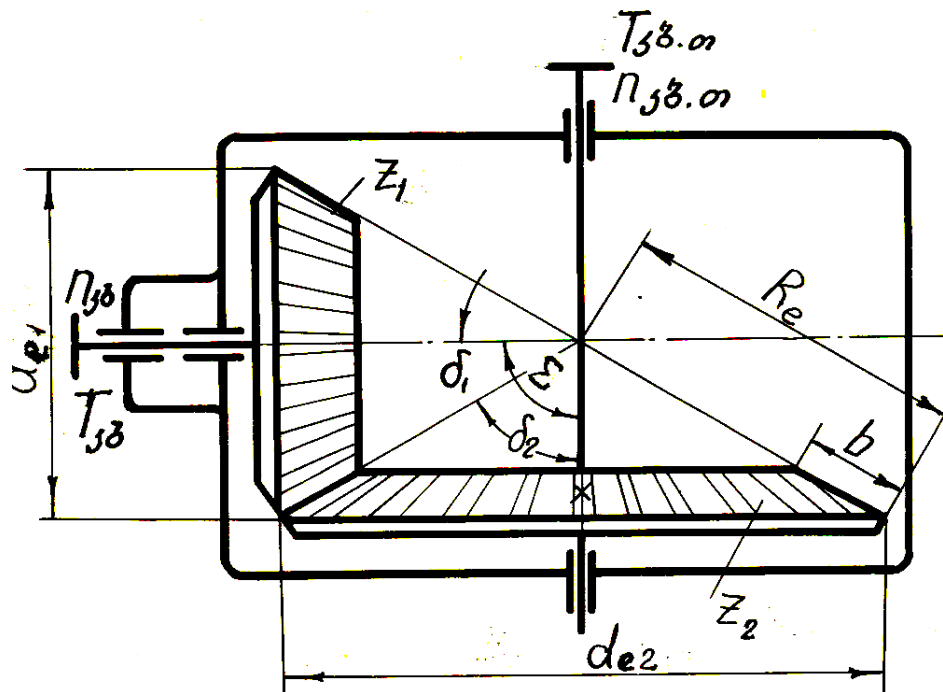
$$F_{r_1} = F_{a_2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$$

კი პირიქით – კბილანისათვის რადიალური, კბილათვისთვის კი ღერძული ძალაა. აღნიშნული ძალების მიხედვით წარმოებს



ლილვების გაანგარიშება და ლილვებს მათ მისაღებად სათანადოდ მისაბრჯენ მოწყობილობებს უკეთებენ.

დახურული კონუსური კბილანებით გადაცემები ანუ კონუსური რედუქტორები გაიანგარიშება აქამდეს განხილული ყველა დახურული გადაცემების ანალოგიურად. მიღებულია, რომ კონუსური კბილანების კბილის სიმტკიცე კონტაქტური ძაბვის



მიხედვით ისეთივეა, როგორც კბილის სიგრძის საშუალო კვეთში აღებული ექვივალენტური ცილინდრული კბილანის სიმტკიცე. აღნიშნულის გამო დახურული კონუსურ კბილანებიანი გადაცემის კონტაქტური ძაბვების მიხედვით შესამოწმებელ და საანგარიშო დამოკიდებულებებს აქვთ შემდეგი სახე:

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{F_t(u^2 + 1)}{0,85 d_{m1} b u}} K_{H\beta} \cdot K_{HV} \leq [\sigma_H];$$

$$d_{m1} = 770^3 \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \psi_{bd} [\sigma_H]^2 u}}$$

ამ ფორმულებში 0,85 ითვალისწინებს გადაცემის მზიდუნარიანობის შესუსტებას, $\psi_{bd} = \frac{b}{d_{m_1}}$ და როცა $\frac{b}{R_e} = 0,3$ და $b \leq 10m_{t_1}$ მაშინ $\psi_{bd} = 0,3 \div 0,6$; $K_{H\beta} \cdot K_{HV} \approx 1,3$.

გადაცემის გაანგარიშებისას განსაზღვრავენ კბილანის საშუალო საწყისი წრეხაზის d_{m_1} დიამეტრს და მის მიხედვით გაიგებენ კბილის სიგრძეს $b = \psi_{ba} d_{m_1}$, შემდეგ განსაზღვრავენ კბილანის გარე საწყისი წრეხაზის დიამეტრს $d_{e_1} = d_{m_1} + b \sin \delta_1$ შეირჩევენ კბილანის კბილთა რიცხვს $z_{1\text{მომ}} > 16$ და გაიგებენ

გარე მოდულის სიდიდეს $d_{t_e} = \frac{d_{e_1}}{z_1}$ შეუსაბამებენ მის

მნიშვნელობას სტანდარტულ სიდიდეს და სტანდარტული გარე მოდულის მიხედვით დაადგენენ გადაცემის ძირითად პარამეტრებს: კონუსური კბილანის და კბილათვლის გარე საწყისი წრეხაზის დიამეტრებს

$$d_{e_1} = m_{t_e} z_1, \quad d_{e_{21}} = m_{t_e} z_2$$

და საკონუსე მანძილს

$$R_e = \frac{d_{e_1}}{2\sin\delta_1} = \frac{d_{e_2}}{2\sin\delta_2} = 0,5\sqrt{d_{e_1}^2 + d_{e_2}^2} = 0,5m_{t_e}\sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5m_{t_e}z_1\sqrt{u^2 + 1},$$

რის შემდეგადაც დაამუშავენ კონუსური კბილანების კონსტრუქციებს.

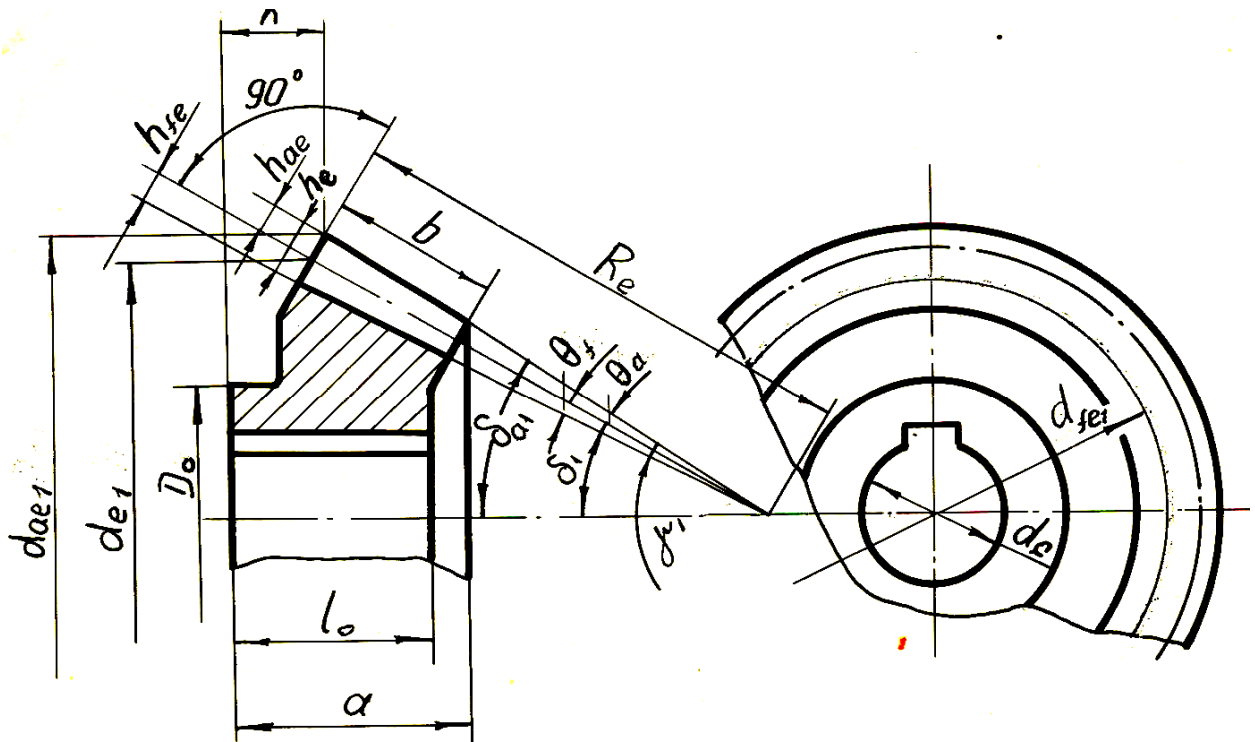
კონუსური კბილანების კონსტრუქციები

კონუსურ კბილანებს ცილინდრული კბილანების ანალოგიური კონსტრუქცია აქვთ, ოღონდ იმ განსხვავებით, რომ მათზე კბილები მოჭრილია წაკვეთილი კონუსის მსახველის გასწვრივ. კონუსური კბილანების ზომები ცილინდრული კბილანების მსგავსად გამოითვლება, გარდა რამოდენიმე მათგანისა: აქ კბილის თავის სიმაღლე $h_{ae} = m_{te}$; კბილის ძირის სიმაღლე $h_{fe} = 1,25m_{te}$; შვერილების წრესაზის დიამეტრი

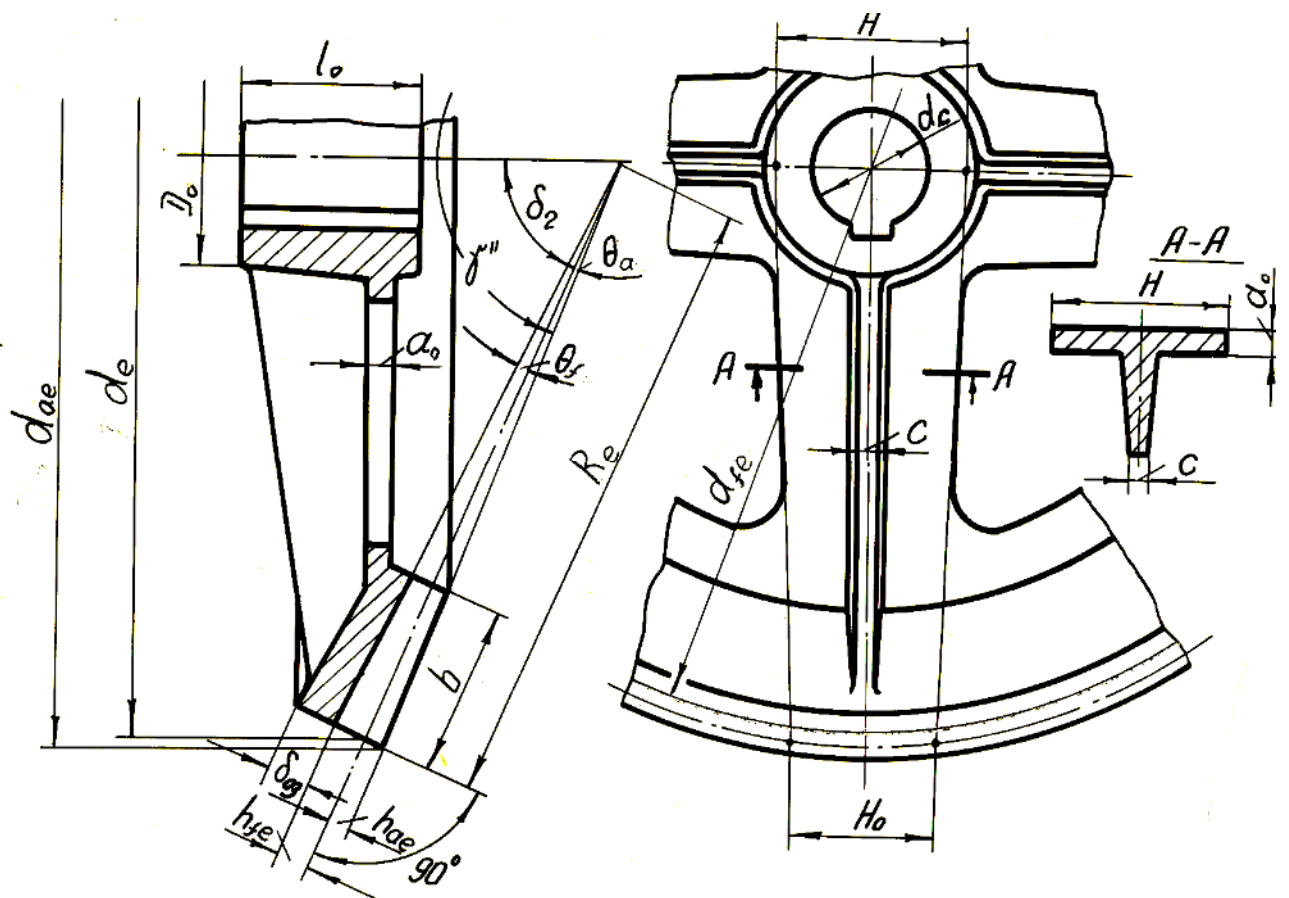
$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \cos \delta_1; \text{ კბილის შვერილების კუთხე } \operatorname{tg} \theta_a = \frac{h_{ae}}{R_e};$$

$$\text{კბილის ძირის კუთხე } \operatorname{tg} \theta_f = \frac{h_{af}}{R_e}; \text{ კბილანის წვეროს მთლიანი}$$

$$\text{ნახევარკუთხე } \delta_{a1} = \delta_1 + \theta; \text{ წვეროს მთლიანი კუთხე}$$



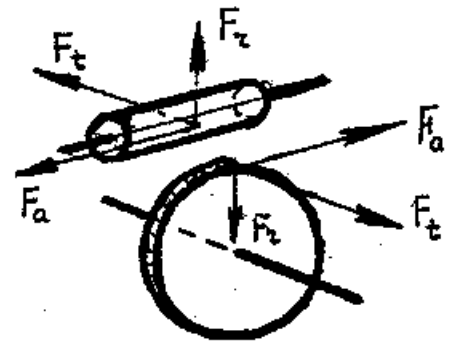
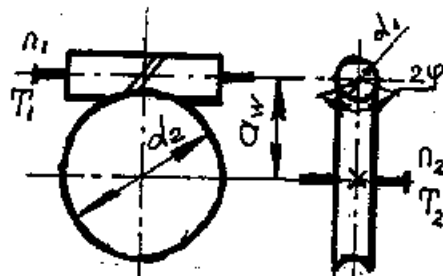
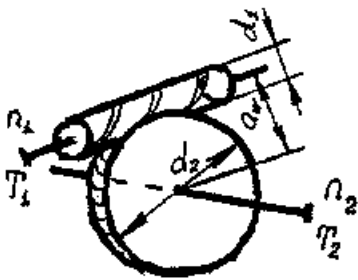
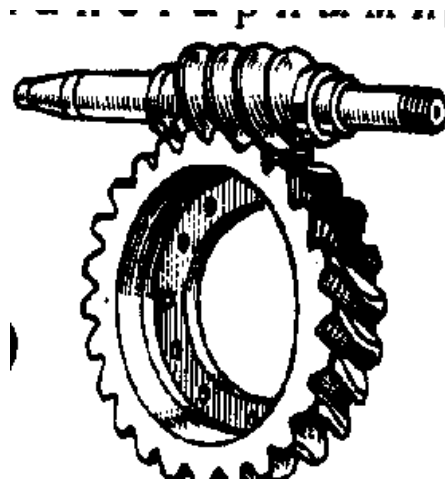
$\gamma = 2\delta_{a_1}$. კონუსური კბილა თვლების მანებს რუსული დიდი ტესებრი განიკვეთი აქვთ, რომლის მხოლოდ aH მართკუთხედი მონაწილეობს ღუნვაში. რადგან ესეც ზუსტად ცილინდრული კბილანების ანალოგიურია, ამიტომ მანის საანგარიშო დამოკიდებულებებიც იგივეა.



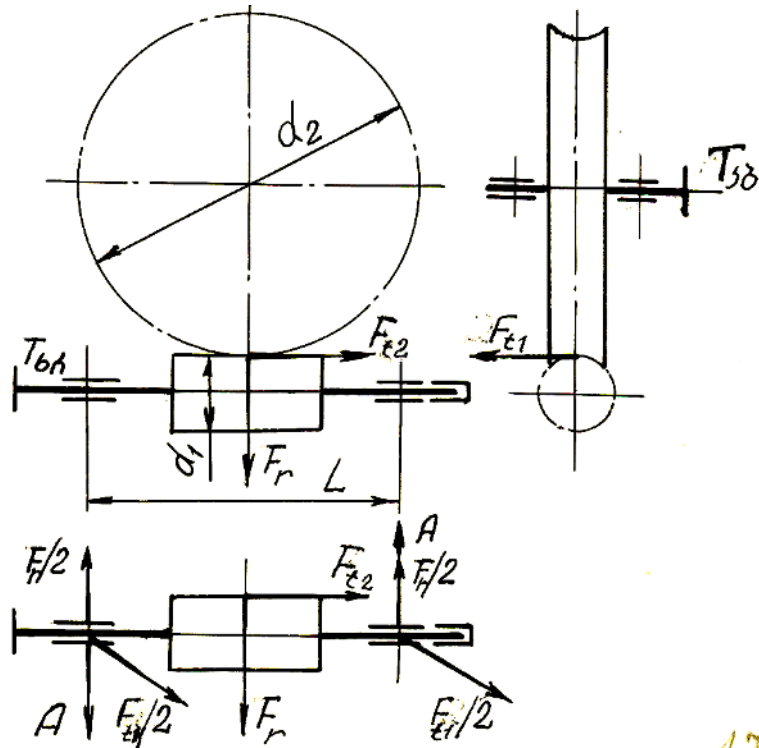
ჭიასრახნული გადაცემები

კინემატიკა, მოქმედი დატვირთვები და ღია გადაცემის გაანგარიშება

ჭიასრახნული გადაცემები გამოიყენება სივრცეში ურთიერთაცდენილ ლილვებს შორის მოძრაობის გადასაცემად. პირობითი კუთხე ამ ლილვებს შორის უმეტესად 90° -ია. ჭიასრახნული გადაცემა შესდგება ერთმანეთთან ურთიერთმოდებაში მყოფი ჭიასრახნისა და ჭიაკბილანისაგან. ჭიასრახნი წარმოადგენს



ცილინდრულ სხეულს, რომელზედაც მოჭრილია 1, 2, 3 ან 4 სვლიანი ტრაპეცოიდალურ პროფილიანი ხრახნი, ხოლო ჭიაკბილანა წარმოადგენს ცილინდრულ ირიბკბილა თვალს, რომელზედაც კბილები ისეა მოჭრილი, რომ ისინი რაღაც გარკვეული 2φ კუთხით შემოეხვიონ ჭიახრახნს. ასეთი გადაცემები იძლევიან საშუალებას განვახორციელოთ დიდი გადაცემის რიცხვები $u \approx 7 \div 500$ -მდე, უმეტესად 100-მდე, გადაცემა მუშაობს მდორედ, უხმაუროდ, დარტყმების გარეშე, აქვს თვითმუხრუჭობის უნარი და კომპაქტურია. გადაცემის ნაკლოვანებას მიეკუთვნება ის, რომ ჭიახრახნისა და ჭიაკბილანის მოდებაში ინტენსიური ხახუნის გამო აქვს შედარებით დაბალი მ.კ.კ. $\eta \approx 0,7 \div 0,8$. ეს იწვევს გადიდებულ ცვეთას, გადაცემის გახურებას და ზღუდავს გადასაცემ სიმძლავრეს 50...100 კვტ-ით. ნაკლს მიეკუთვნება აგრეთვე ჭიახრახნის და ჭიაკბილანის ღილეებზე მოქმედი ღერძული ძალის არსებობაც, რადგან ამ შემთხვევაში ჭიახრახნისა და



ჭიაკბილანის მოდებაში აღძრული ძალა იშლება სამ მდგენელად:

ჭიახრახნის ღერძულ $F_a = \frac{2T_2}{d_2}$ ძალად, რომელიც იმავდროულად

წარმოადგენს ჭიაკბილანის წრიულ ძალას; ჭიახრახნის წრიულ

ძალად $F_r = \frac{2T_1}{d_1}$ რომელიც იმავდროულად ჭიაკბილანის ღერძული

ძალაა და რადიალურ $F_r = F_a \operatorname{tg} \alpha$ ძალად, რაც გადაცემის ლილვების საყრდენებში რადიალურ-მისაბრჯენი საკისრების გამოყენებას მოითხოვს.

ჭიახრახნული გადაცემების გადაცემის რიცხვის დასადგენად გამოვიდვართ იმ მოსაზრებით, რომ ჭიახრახნის

წინსვლითი $V_{ხრ} = \frac{S_0 n_1}{60}$ $V_{ხრ} = S_0 n_1 / 60$ სიჩქარე ტოლი უნდა

იყოს ჭიაკბილანის წრიული სიჩქარის $V_{კბ} = \frac{\pi d_2 n_2}{60}$. თუ

გავითვალისწინებთ, რომ ხრახნის სვლა $S_0 = z_1 P = z_1 \pi d_1 \operatorname{tg} \lambda$ და

$d_2 = m z$, მაშინ გადაცემის რიცხვის განმარტების თანახმად

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1 \operatorname{tg} \lambda},$$

სადაც λ ჭიახრახნის ასვლის კუთხეა, ხოლო $z_1 = 1, 2, 3$ ან 4 ჭიახრახნის სვლათა რიცხვია, აქ d_1 არის ჭიახრახნის, d_2 კი ჭიაკბილანის გამყოფი წრესაზების დიამეტრი. ჭიახრახნი რომ არ ჩაიჭედოს ჭიაკბილანის კბილებში აუცილებელია მისი კბილთა რიცხვი $z_2 \geq 28$ და რადგან $z_{1\text{მაქ}} = 4$ ამიტომ ჭიაგადაცემების მინიმალური გადაცემის რიცხვი

$$U_{\text{მინ}} = \frac{z_{2\text{მინ}}}{z_{1\text{მაქ}}} = \frac{28}{4} = 7.$$

გაანგარიშებებში იყენებენ კოეფიციენტს

$$q = \frac{d_1}{m} = 7...28,$$

რომელიც გვიჩვენებს მოდულების რიცხვს ჭიახრახნის საწყისი წრესაზის დიამეტრში.

ღია ჭიახრახნული გადაცემის გაანგარიშება მიმდინარეობს აქამდე განხილული ყველა ღია გადაცემების ანალოგიურად ღუნვაზე სიმტკიცის პირობით და მოდულის საანგარიშო დამოკიდებულებას აქვს სახე

$$m = 12,5 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_F}{q z_2 [\sigma_F] Y_F}},$$

ამ ფორმულაში შემავალი ყველა სიდიდე აიღება როგორც წინა შემთხვევებში, გარდა კბილის ფორმის Y_F კოეფიციენტისა, რომელიც ჭიახრახნული გადაცემებისათვის შეირჩევა სტანდარტებიდან ირიბკბილებიანი გადაცემის ანალოგიურად დაყვანილი კბილთა რიცხვის მიხედვით, ოღონდ დაყვანილი კბილთა რიცხვის სიდიდე გამოითვლება დამოკიდებულებით

$z_{დაყ} = \frac{z_2}{\cos \lambda}$. გამოთვლილი მოდულის სიდიდეს შეუსაბამებენ უახლოეს სტანდარტულ მნიშვნელობას და სტანდარტული მოდულის მიხედვით განსაზღვრავენ გადაცემის ძირითად პარამეტრებს: ჭიახრახნის და ჭიაკბილანის საწყისი წრესაზის დიამეტრებს

$$d_1 = m q \quad d_2 = m z_2$$

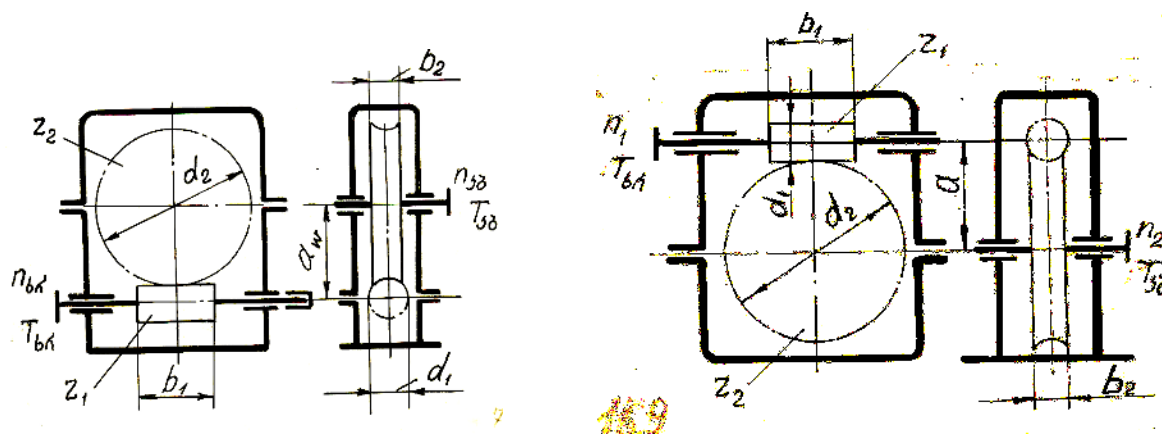
და ჭიაკბილანის ჭიახრახნზე შემოხვევის კუთხეს

$$2\varphi = \frac{2b}{d_1} \cdot \frac{180^\circ}{\pi},$$

რის შემდეგაც გაანგარიშების ბოლოს დაამუშავენ ჭიახრახნის და ჭიაკბილანის კონსტრუქციებს.

დახურული ჭიაბადაცემები და მათი გაანგარიშება კონტაქტურ სიმტკიცეზე.

ინტენსიური ხახუნის გამო ჭიახრახნული გადაცემები ძირითადად დახურული სახით სრულდება. დახურული ჭიახრახნული გადაცემები ანუ ჭიარედუქტორები გვხვდება ჭიახრახნის ზედა, ქვედა, შვეული და თარზული განლაგებით. ნახაზზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია როგორც ჭიახრახნის ზედა ისე ქვედა განლაგებიანი რედუქტორის სქემა.



ჭიახრახნული რედუქტორები გაანგარიშება ისევე როგორც აქამდე განხილული ყველა დახურული გადაცემები კონტაქტური დაბევის მიხედვით და მათ შესამოწმებელ და საანგარიშო დამოკიდებულებებს აქვთ შემდეგი სახე

$$\sigma_H = \frac{5400}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{z_2/q + 1}{a_w}\right)^3 T_2 K_H} \leq [\sigma]_H,$$

$$a_w = (z_2/q + 1) \sqrt{\left(\frac{5400}{(z_2/q)[\sigma]_H}\right)^2 T_2 K_H}$$

გადაცემის გაანგარიშებისას განსაზღვრავენ ცენტრთაშორის მანძილის a_w -ს სიდიდეს და შეუსაბამებენ მის მნიშვნელობას უახლოეს სტანდარტულს. შემდეგ სტანდარტული a_w -ს მიხედვით დამოკიდებულებიდან

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{mq + mz_2}{2} = \frac{m(q + z)}{2}$$

გამოთვლიან გადაცემის მოდულის სიდიდეს

$$m = \frac{2a_w}{q + z_2}$$

შეუსაბამებენ მის მნიშვნელობას სტანდარტულ სიდიდეს და სტანდარტული მოდულის მიხედვით დაადგენენ გადაცემის ძირითად პარამეტრებს, ჭიახრახნის და ჭიაკბილანის საწყისი წრეხაზის დიამეტრებს:

$$d_1 = mq ; \quad d_2 = mz_2$$

რომლებიც აუცილებელია უნდა აკმაყოფილებდნენ პირობას

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = a_w^{\text{სტანდ.}}$$

თუ ეს პირობა დაკმაყოფილებული არაა, მაშინ გადაცემას აუცილებელია უნდა ჩაუტარდეს კორექცია, რისთვისაც განისაზღვრება კორექციის კოეფიციენტი

$$x = \frac{a_w^{\text{სტანდ.}}}{2} - 0,5(z_2 + q)$$

რომლის მიხედვითაც შეცვლიან ჭიახრახნის საწყისი წრეხაზის დიამეტრს

$$d_1 = m(q + 2x).$$

გაანგარიშების ბოლოს დაამუშავებენ ჭიახრახნის და ჭიაკბილანის კონსტრუქციებს.

ჰიაბადაცემების თბური ბაანბარიშება.

ინტენსიური ხახუნის გამო ჭიარედუქტორები საკმაოდ ხურდება. ამიტომ მათ ძირითადად უტარებენ თბურ გაანგარიშებას, რომელიც დამყარებული რეჟიმით მუშაობისას წარმოებს სითბური ბალანსის საფუძველზე, ე.ი. სითბოს გამოყოფის და სითბოს გადაცემის ურთიერთტოლობის პირობის მიხედვით. გადაცემის მიერ ერთ წამში გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა მისი უწყვეტი მუშაობისას გადასაცემი სიმძლავრისა და მ.ქ.კ.-ის გათვალისწინებით ტოლია

$$Q_{\text{გამოყ}} = P(1 - \eta)$$

რედუქტორის კორპუსის მიერ გარემოში გაყვანილი სითბოს რაოდენობა იმავე დროში იქნება

$$Q_{\text{გაყვ}} = K_1 S (t_{\text{ზეთ}} + t_3)$$

სადაც K_1 კორპუსის მიერ სითბოს გადაცემის კოეფიციენტი ტ/მ²გრ – გარემოზე გადაცემული სითბოს გადაცემის კოეფიციენტია ტემპერატურის 1⁰-ით ცვლილებისას; S – კორპუსის ზედაპირის ფართობია მ²; $t_{\text{ზეთ}}$ ზეთის ტემპერატურაა გრადუსებში; $t_3 = 20^{\circ}C$ – გარემოს ჰაერის ტემპერატურაა.

სითბური ბალანსის საფუძველზე

$$Q_{\text{გამოყ}} = Q_{\text{გაყვ}}$$

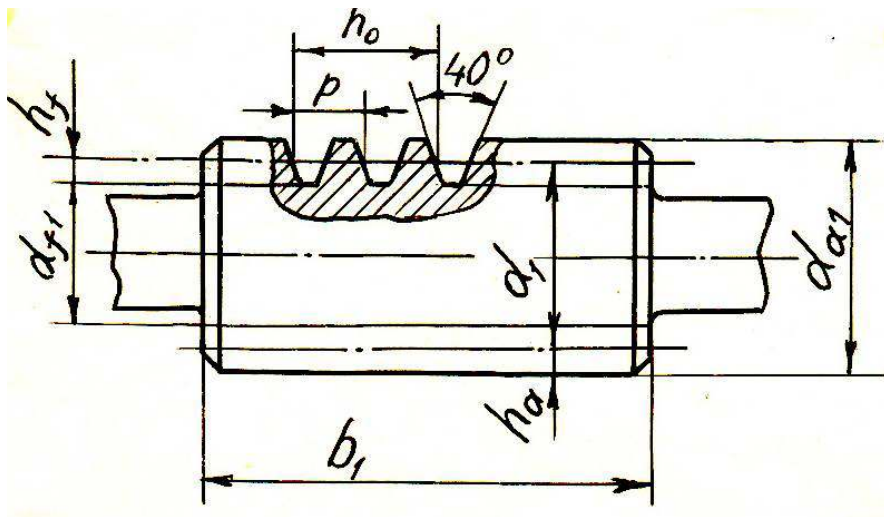
მნიშვნელობათა ჩასმით განვსაზღვრავთ ზეთის ტემპერატურას

$$t_{\text{ზეთ}} = \frac{P(1 - \eta)}{K_1 S + t_h} \leq [t_{\text{ზეთ}}].$$

ჩვეულებრივად $[t_{\text{ხეთ}}] = 80^\circ$ თუ აღმოჩნდა, რომ $t_{\text{ხეთ}} > [t_{\text{ხეთ}}]$ მაშინ აუცილებელია ხელოვნური გაციების მოწყობა.

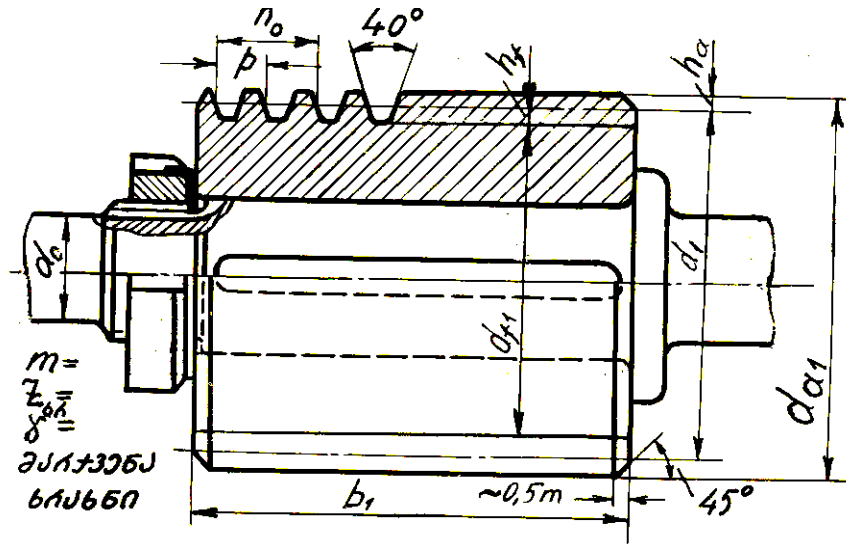
ჭიახრახნის და ჭიაკბილანის კონსტრუქციები

ჭიახრახნი წარმოადგენს ცილინდრულ სხეულს, რომელზედაც მოჭრილია 1, 2, 3 ან 4 სვლიანი ტრაპეციული ან მასთან მიახლოებული პროფილის მქონე ხრახნი. თუ დაცულია პირობა, რომ $\frac{d_1}{2\pi} \leq 1,25$ მაშინ ჭიახრახნს ღილვთან ერთად მთლიანს ამზადებენ

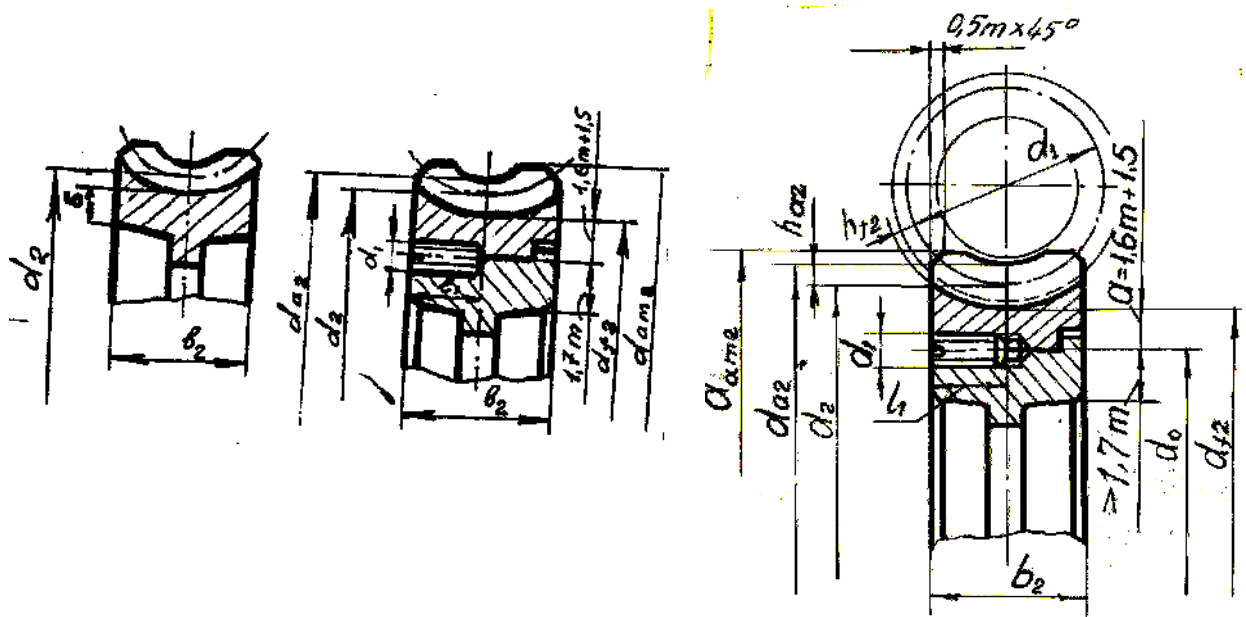


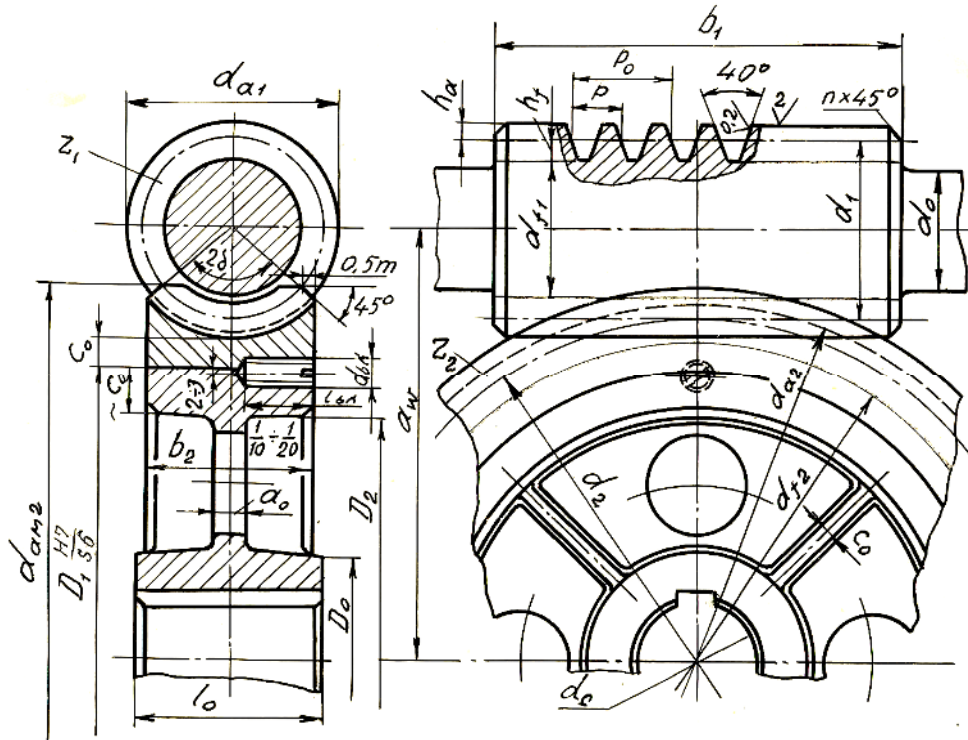
(როგორც ნახაზზეა ნაჩვენები), წინააღმდეგ შემთხვევაში მას ცალკე ამზადებენ და ღილვზე სოგმანით და ჩამკეტი ქანჩით ამაგრებენ.

ჭიახრახნის მუშა ხრახნკუთხეილიანი სიგრძე, როცა მისი სვლათა რიცხვი $z_1 = 1$ ან 2 $b_1 \geq (11 + 0,067z_2)m$, ხოლო, როცა



$z_1 = 3$ ან 4 მაშინ $b_1 \geq (12,5 + 0,097z_2)m$. რაც შეეხება ჭიაკბილანის კონსტრუქციას, იგი იგივე ცილინდრული კბილათვალია, ოღონდ მასზე კბილები ისეა მოჭრილი, რომ ისინი ჭიახრახნს შემოეხვიონ 2φ კუთხით. ნელმავალ გადაცემებში ჭიაკბილანა მთლიანად თუჯისგან მზადდება, ხოლო სწრაფმავლებში ცვეთის შემცირების მიზნით შედგენილი





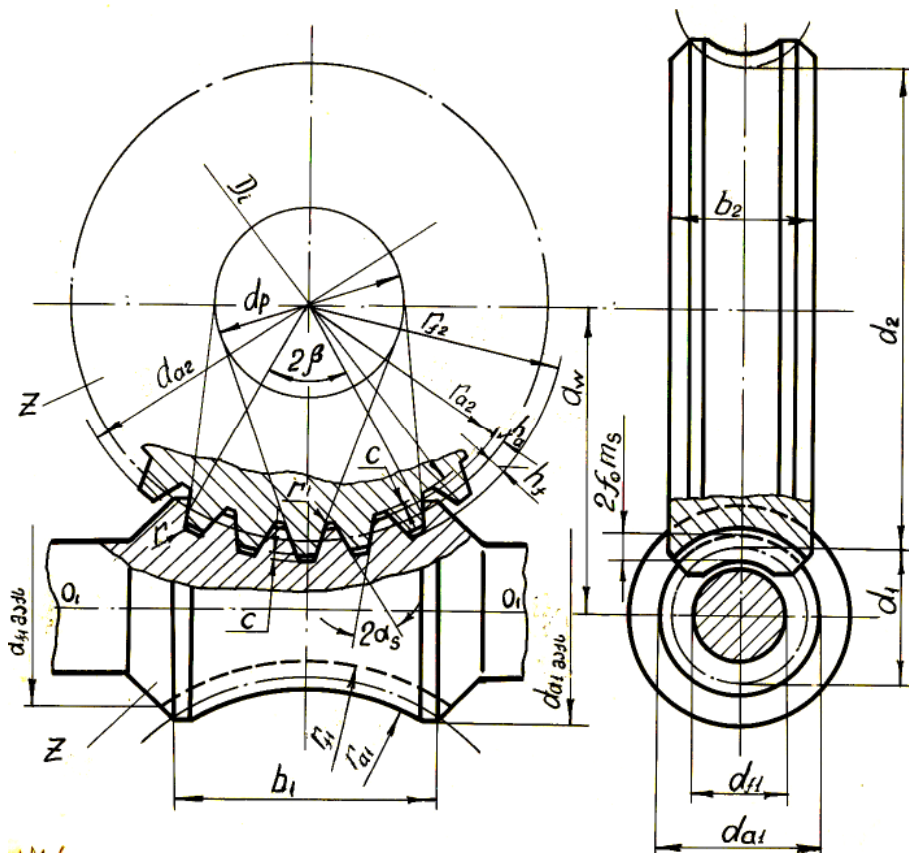
– გვირგვინი ბრინჯაოსაგან, ფერსო კი თუჯისაგან, რომლებიც ერთმანეთზე იწნეხება და შემობრუნებისაგან დაცულია $d_1 x I_1$ სრახნებით. ჭიაკბილანას ზომები ისევე იანგარიშება როგორც ცილინდრული კბილანების ოღონდ დამატებითი გარე შემოჩარხვის დიამეტრით

$$d_{aM_2} = d_{a_2} + (1 \div 2)m ,$$

ხოლო სიგანე აიღება როცა $z_1 = 1$ ან 2 მაშინ $b_2 \leq 0,75d_{a_1}$, ხოლო თუ $z_1 = 3$ ან 4 მაშინ $b_2 \leq 0,67d_{a_1}$ გვირგვინის და ფერსოს ზომები ნაჩვენებია ნახაზზე.

ზოგადი ცნობები გლობოიდურ გადაცემებზე

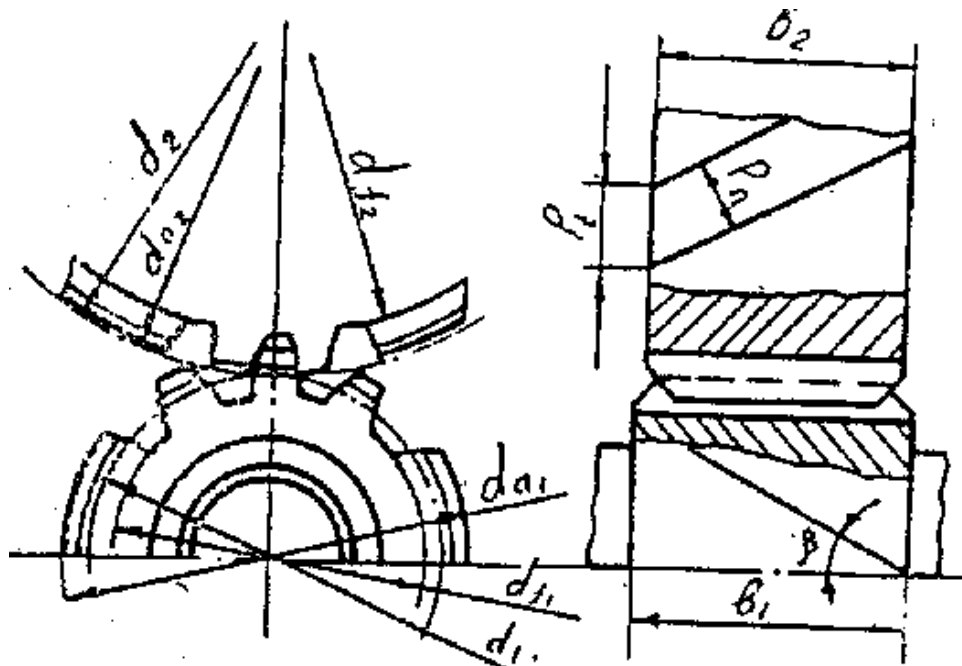
გლობოიდურ გადაცემებში ჭიახრახნის ხვეები შეიქმნება გლობოიდზე. ამ გადაცემის მზიდუნარიანობა დაახლოებით ჩვეულებრივ ჭიახრახნული გადაცემის მზიდუნარიანობაზე 1,5...2-ჯერ უფრო მეტია. გლობოიდურ გადაცემებში საკონტაქტო ხაზის უფრო ხელსაყრელი განლაგების გამო უმჯობესდება ჰიდროდინამიკური შეზეთვის პირობები და მოღებაში იმყოფება ჭიაკბილანის კბილების და ჭიახრახნის ხვიათა უფრო მეტი რიცხვი. ჭიახრახნის დერძულ კვეთში კბილანის კბილების ხრახნის ხვეების პროფილი სწორხაზოვანია. გლობოიდური გადაცემების გაანგარიშება ჩვეულებრივი ჭიახრახნული გადაცემის ანალოგიურია. ამჟამად ასეთი გადაცემების გაანგარიშებისას იყენებენ ცხრილებს და გრაფიკებს. ასეთი



გადაცემა მოითხოვს დამზადების და მონტაჟის უფრო მეტ სიზუსტეს და ხელფენურ გაციებას. გაძნელებულია აგრეთვე გადაცემის აწყობის სამუშაოები, რადგანაც ხრახნის ჩასმა ხორციელდება მხოლოდ მისი კბილანისაკენ რადიალური გადაადგილებით. ამის გამო გლობოიდური გადაცემები ჩვეულებრივ ჭიაგადაცემებზე უფრო იშვიათად გამოიყენება პრაქტიკაში.

ზოგადი ცნობები ნოვიკოვის მოღებით გადაცემებზე

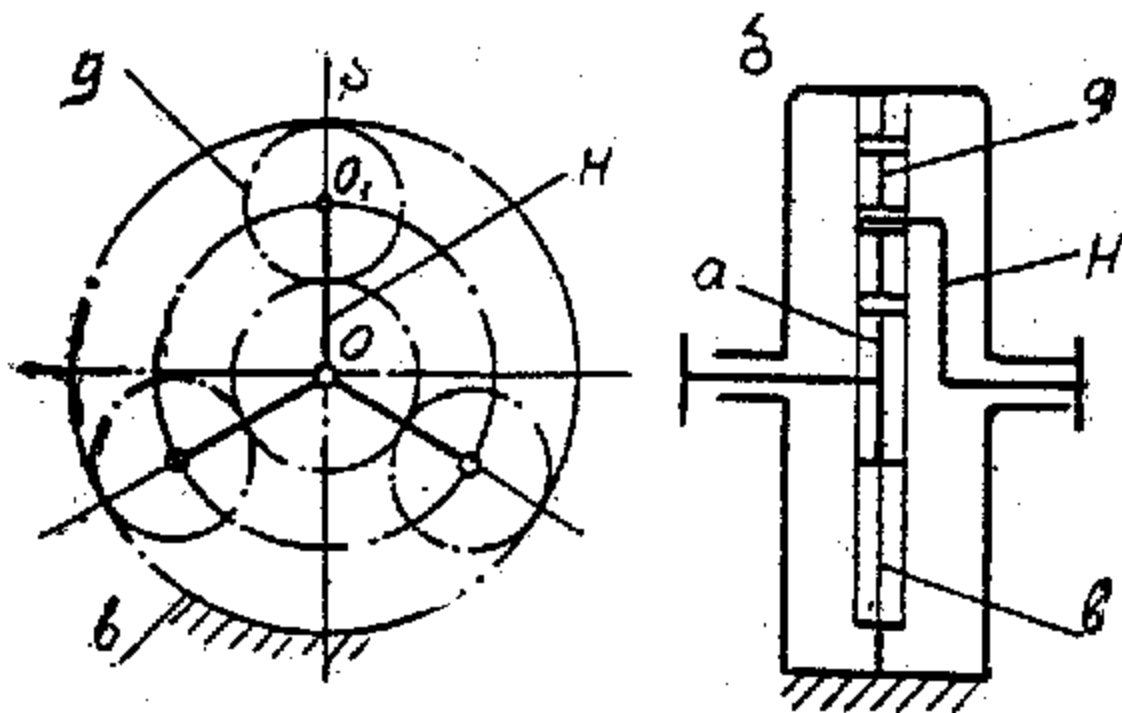
ნოვიკოვის გადაცემის კბილები ირიბია და მათი პროფილი შესრულებულია წრესხაზის რკალებით. ძირითადად ვხვდებით ნოვიკოვის ორი სახის კბილანურ გადაცემებს: პირველში კბილანის კბილების პროფილი ამოზნექილია, ხოლო კბილათვლის კბილების პროფილი – ჩაზნექილი: მეორეში



როგორც კბილანის, ისე კბილათვლის პროფილი ამოზნექილ-ჩაზნექილია. ნოვიკოვის კბილანური გადაცემები შესაძლოა იყოს როგორც ცილინდრული ისე კუნუსური. უფრო გავრცელებულია ცილინდრული, რომელშიც მოდების ხაზი განლაგებულია კბილათვლების დერძების პარალელურად, რის გამოც კბილების კონტაქტი აქ გადაადგილდება არა კბილების პროფილზე, როგორც ეს ხდება ევოლვენტურ გადაცემებში, არამედ კბილის გასწვრივ. ვინაიდან კბილანისა და კბილათვლის კბილების პროფილების სიმრუდის ნოვიკოვის გადაცემებში სიდიდით ძალზე მცირედ განსხვავდებიან ერთმანეთისაგან, ამიტომ მიმუშავების შემდეგ კბილები ეხება ერთმანეთს მათი მთელი სიმაღლის ხაზზე. კონტაქტის ამ ხაზის მართობ სიბრტყეში კბილების ხრახნული ზედაპირების დიდი სიმრუდის რადიუსების გამო კბილები ეხება ერთმანეთს მნიშვნელოვანი სიგრძის მონაკვეთზე. ამრიგად ნოვიკოვის გადაცემებში გადასაცემი დატვირთვა ნაწილდება კონტაქტის შედარებით დიდ ფართობზე დასაშვები დატვირთვა ნოვიკოვის გადაცემებისათვის დაახლოებით 1,5...1,7-ჯერ მეტია, ვიდრე ევოლვენტური გადაცემებისათვის; დიდი დატვირთვის უნარი წარმოადგენს ნოვიკოვის გადაცემის ძირითად ღირსებას.

ზოგადი ცნობები კლანეტარულ გადაცემებზე

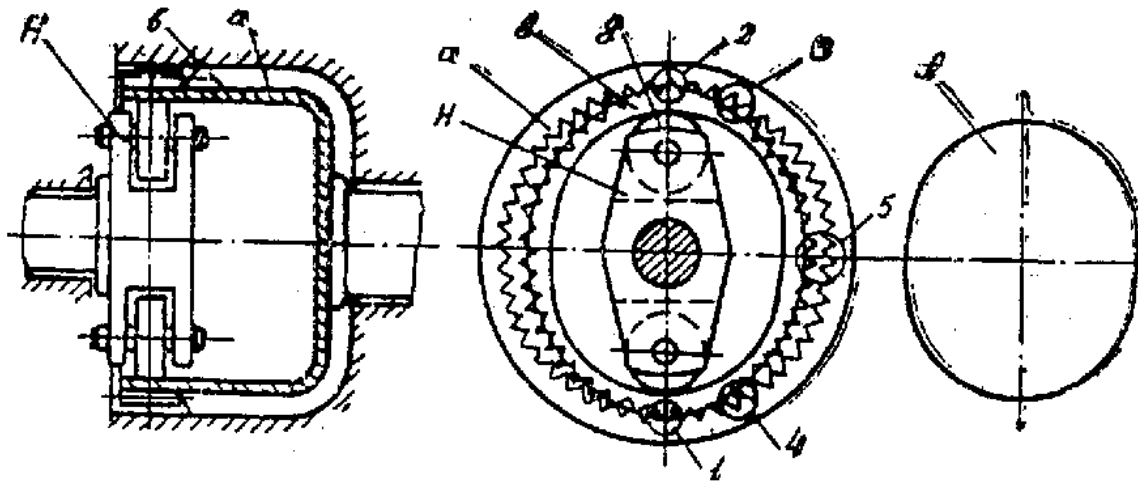
კლანეტარული კბილანური გადაცემა წარმოადგენს კბილათვლების რიგით შეერთებას, რომლის შემადგენლობაში შედის ერთი ან რამოდენიმე კბილათვალი მოძრავი გეომეტრიული დერძებით. ასეთი გადაცემის უმარტივესი სქემა წარმოდგენილია ნახაზზე. გადაცემა შედგება გარე მოდების ცენტრალური a თვალისა, შიდა მოდების ცენტრალური b თვალისა და H მატარისაგან, რომელზედაც დამაგრებულია G სატელიტების O_1



დერძი. მაგალითად, თუ b რგოლს ხისტად დავამაგრებთ, მაშინ ნახაზზე წარმოდგენილი სქემა საშუალებას იძლევა მოძრაობა გადავცეთ a ცენტრალური თვალიდან H მატარზე და პირიქით, H მატარიდან a ცენტრალურ თვალზე. პლანეტურულ გადაცემებს ფართოდ იყენებენ სატრანსპორტო მანქანათმშენებლობაში, ჩარხმშენებლობაში და ხელსაწყოთმშენებლობაში მათი შემდეგი ღირსების გამო: მაღალი გადაცემის რიცხვების განხორციელება მცირე გაბარიტების და მასის პირობებში, მდორე, უხმაურო მუშაობა, შემცირებული დატვირთვები კბილანებსა, ლილვებზე და საყრდენებზე, დიფერენციალურ მექანიზმად გამოყენების შესაძლებლობა და სხვა. გადაცემის უარყოფით მხარეებს მიეკუთვნება მაღალი მოთხოვნები გადაცემის ელემენტების დამზადების სიზუსტის მიმართ, მათი შედარებით დიდი რაოდენობა და დაშლა აწყობის სირთულე.

ზოგადი ცნობები კბილანურ ტალღურ გადაცემებზე

ტალღური კბილანური გადაცემები კინემატიკური
თვალსაზრისით წარმოადგენს პლანეტარულ გადაცემებს ერთი



დრეკადი კბილათვალთ. ყველაზე უფრო მეტად გავრცელებული ტალღური კბილანური გადაცემა შედგება: *H* მატარისაგან ანუ გენერატორისაგან, რომელზედაც დამაგრებულ ღერძებზე თავისუფლად ბრუნავს ორი გორგოლაჭი *g*, უძრავი ხისტი *a* კბილათვალისგან შიდა მოდების კბილებით და მბრუნავი დრეკადი *b* კბილათვალისაგან გარე მოდების კბილებით. ხისტი კბილათვალი შეერთებულია გადაცემის კორპუსთან. დრეკადი *b* კბილათვალს ამზადებენ თხელი ჭიქის სახით, რომელიც ადვილად დეფორმირდება, როგორც ეს ნაჩვენებია ნახაზზე, ან კიდევ თავისუფლად დეფორმირებადი რგოლის სახით. თუ დავამაგრებთ უძრავად ხისტ *a* კბილანას და ვაბრუნებთ *H* გენერატორს საათის ისრის მიმართულებით, დრეკადი *b* კბილათვალი დაიწყებს მოძრაობას საათის ისრის საწინააღმდეგო მიმართულებით. ამ დროს კბილანური მოდებია 1 და 2 გადაადგილდება და წარმოქმნის დრეკადი რგოლის დეფორმაციის მორბენალ ტალღას, რის გამოც ასეთ გადაცემებს ტალღური გადაცემები უწოდეს, ხოლო მატარს – ტალღური გენერატორი. ე.ი. ტალღურ კბილანურ გადაცემაში ბრუნვითი მოძრაობა ხორციელდება წამყვანი რგოლიდან ამყოლზე

დრეკადი b კბილათვლის მორბენალი ტალღური დეფორმაციის აღმოცენების შედეგად. ტალღური გადაცემის გადაცემის რიცხვი

$$u = \frac{z_b}{z_a - z_b}$$

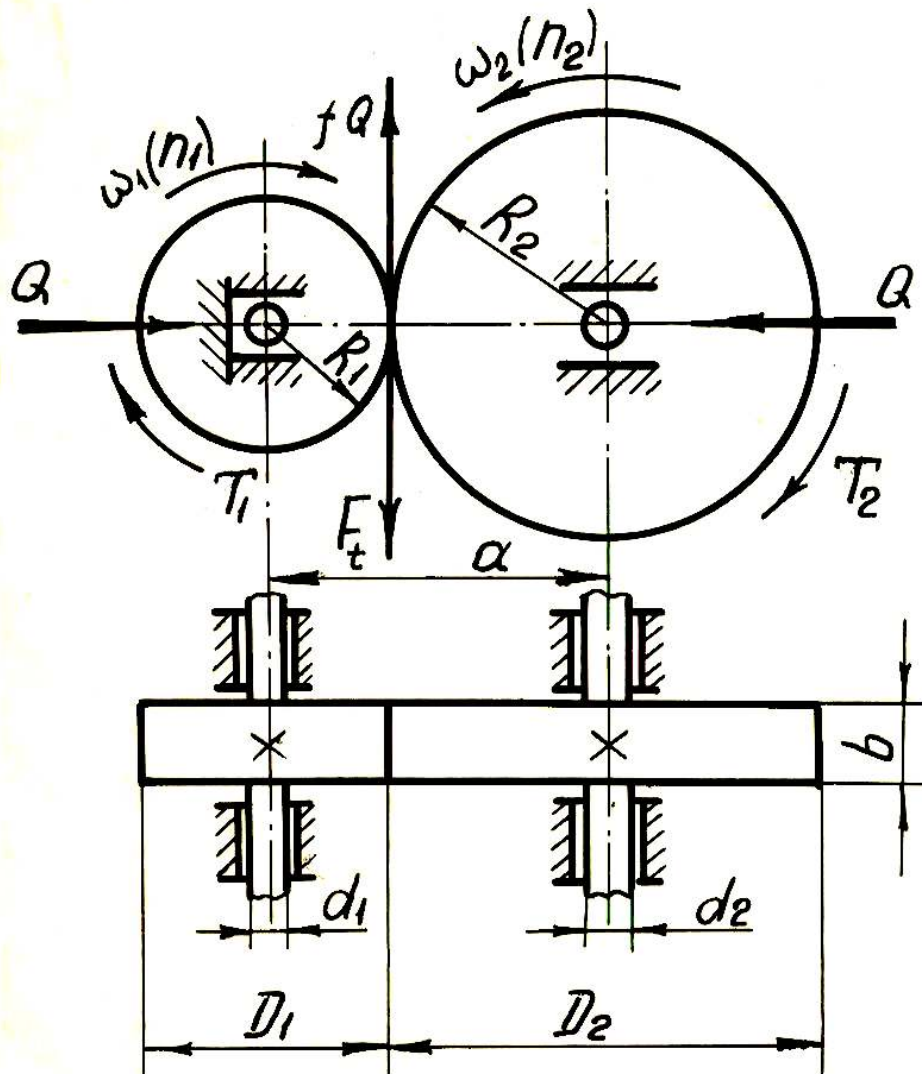
სადაც z_a და z_b არის სათანადოდ, ხისტი და დრეკადი კბილათვლის კბილთა რიცხვები. ტალღური გადაცემის დადებითი მხარეებია: დიდი გადაცემის რიცხვების განხორციელება ერთ საფეხურში ($u = 60 \dots 300$), მაღალი კინემატიკური სიზუსტე და მოძრაობის გადაცემის საშუალება ჰერმეტიკულ სივრცეში. უარყოფით თვისებას წარმოადგენს გენერატორის წამყვანი ლილვის შეზღუდული ბრუნვის სიხშირე.

ფრიქციული გადაცემები

ფრიქციული გადაცემები მიეკუთვნება ხახუნით გადაცემებს უშუალო შეხებით და როგორც სახელწოდებიდან ჩანს, ამ შემთხვევაში გადაცემა ხორციელდება წამყვან და მიმყოფ ლილვებზე წამოგებულ საგორავეებს შორის მათი ურთიერთდაწოლის შედეგად აღძრული ხახუნის ანუ ფრიქციული ძალით. ფრიქციული გადაცემების დადებით მხარეს წარმოადგენს ის, რომ ისინი ძალზედ ადვილად განსახორციელებელია, მარტივი და იაფია. ნაკლია ის, რომ მუშაობისას მოსალოდნელია საგორავეების ურთიერთმოსრიალება, რის გამოც ასეთი გადაცემები არ იძლევიან საშუალებას დავიცვათ გადაცემის u რიცხვის მუდმივობა, რომელიც ამ შემთხვევაში ტოლია:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D(1 - \varepsilon)}$$

სადაც D_1 და D_2 წამყვანი და მიმყოლი საგორავების დიამეტრებია, $\varepsilon = 0,015 \div 0,03$ დრეკადი სრიალის კოეფიციენტი. საგორავების ფარდობითი სრიალი წარმოადგენს თავის მხრივ დადებით თვისებას, რადგან საგორავების ურთიერთმოსრიალებით შეიძლება თავიდან ავიცილოთ მანქანის დაზიანება გადატვირთვის შემთხვევაში. გადაცემის ნაკლია ისიც, რომ საგორავების ურთიერთშეხების განსახორციელებლად საჭიროა სპეციალური დამჭერი მოწყობილობა. ნახაზზე ნაჩვენებია ურთიერთპარალელურ ღერძებს შორის განხორციელებული ცილინდრულ საგორავებიანი ფრიქციული გადაცემა. ასეთი



გადაცემის გაანგარიშებისას ცნობილია გადასაცემი სიმძლავრე P და ბრუნთა რიცხვები n_1 და n_2 . განსაზღვრავენ გადაცემის რიცხვს $u = \frac{n_1}{n_2}$ და თითოეულ ლილვზე მომქმედ მგრეს მომენტებს

$$T_1 = \frac{9550 \cdot 10^3 \cdot P_1}{n_1}; \quad T_2 = \frac{9550 \cdot 10^3 \cdot P_2}{n_2} \quad \text{ნმმ-ში;}$$

სადაც $P_1 = \frac{P_2}{\eta}$; $\eta \approx 0,7...0,93$ – გადაცემის მ.კ.კ. შემდეგ გაიგებენ წამყვანი და მიმყოლი ლილვების დიამეტრებს

$$d_{1\text{კ}} = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau_{\text{გრ}}]}} \quad d_{2\text{კ}} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau_{\text{გრ}}]}}$$

სადაც $[\tau]$ არის დასაშვები ძაბვა ლილვის მასალისათვის და შეიძლება პატარა საგორავის დიამეტრს ზღვრებში

$$D_1 = (6...10)d_{1\text{კ}}$$

რომლის მიხედვითაც გადაცემის რიცხვის ფორმულის საშუალებით განსაზღვრავენ დიდი საგორავის დიამეტრს

$$D_2 = uD_1\eta.$$

გვეცოდინება რა დიამეტრთა სიდიდეები შეიძლება გავიგოთ გადასაცემი წრიული ძალის სიდიდე

$$F_t = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{2T_2}{D_2}.$$

იმისათვის, რომ გადაცემამ შესძლოს F_t წრიული ძალის გადაცემა საჭიროა საგორავები ერთმანეთს დაეჭიროს ისეთი Q ძალით, რომ დაჭერისაგან საგორავებს შორის აღძრული ხახუნის fQ ძალა

მეტი იყოს გადასაცემ F_t წრიულ ძალაზე. საიმედოობისათვის შემოაქვთ კოეფიციენტი

$$c = 1,05 \div 1,25$$

და შესაბამისად გვაქვს

$$fQ \geq cF_t,$$

საიდანაც განისაზღვრება საგორაგების მინიმალური ურთიერთდაჭერის ძალის სიდიდე

$$Q = \frac{cF_t}{f}.$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ საგორაგებს შორის ხახუნის კოეფიციენტის მნიშვნელობა $f = 0,1$ მაშინ მივიღებთ, რომ

$$Q = 12,5F_t$$

რაც მიგვითითებს იმაზე, რომ ფრიქციული გადაცემები მოითხოვენ საკმაოდ დიდ დაჭერის ძალას. ამის გამო ფრიქციულ გადაცემებს ძირითადად იყენებენ მცირე სიმძლავრეების (30 კვტ–მდე) გადასაცემად. გაანგარიშებულ ფრიქციულ გადაცემებს ხშირად ამოწმებენ ხვედრით დაწნევაზე

$$q = \frac{Q}{b} = [q]$$

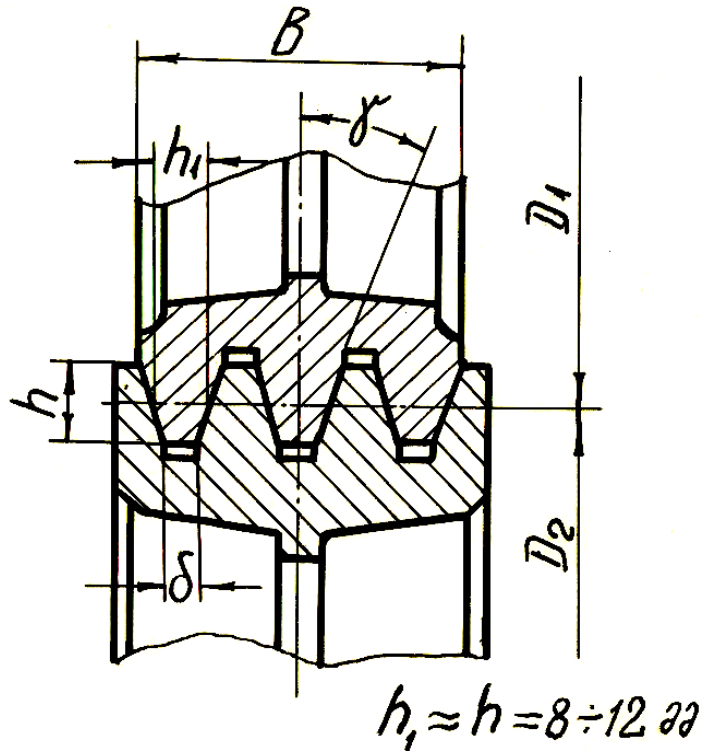
სადაც $[q]$ საგორაგების მასალების დასაშვები ხვედრითი დატვირთვაა. უმეტესად ამ დამოკიდებულების მიხედვით ადგენენ

საგორაგის საჭირო სიგანეს $b = \frac{Q}{[q]}$. ზოგიერთ საპასუხისგებლო

ფრიქციულ გადაცემებს, რომლებიც განკუთვნილია დიდი სიმძლავრეების გადასაცემად ანგარიშობენ დახურული

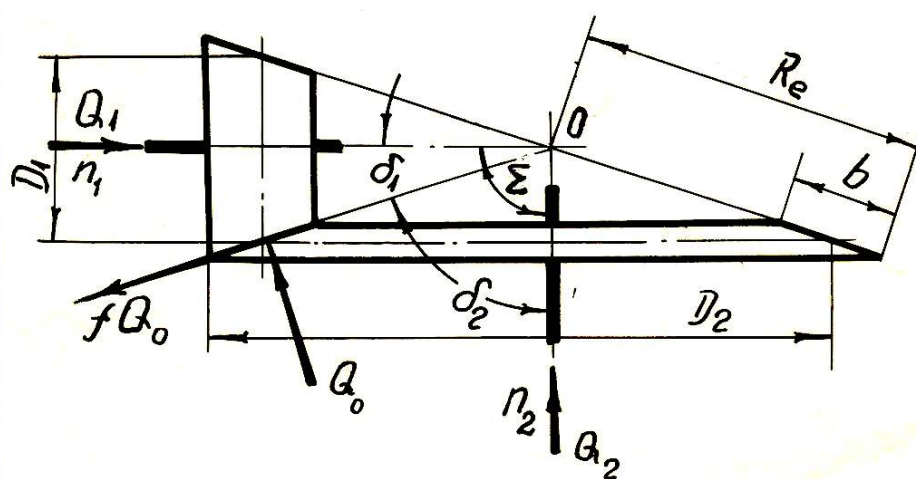
კბილანური გადაცემების ანალოგიურად კონტაქტური ძაბვების მიხედვით.

ცილინდრულ საგორავებიან ფრიქციულ გადაცემებში საგორავების დაჭერის ძალის შემცირების მიზნით იყენებენ სოლისებრ ღარებიან საგორავებს. ამ დროს საგორავების



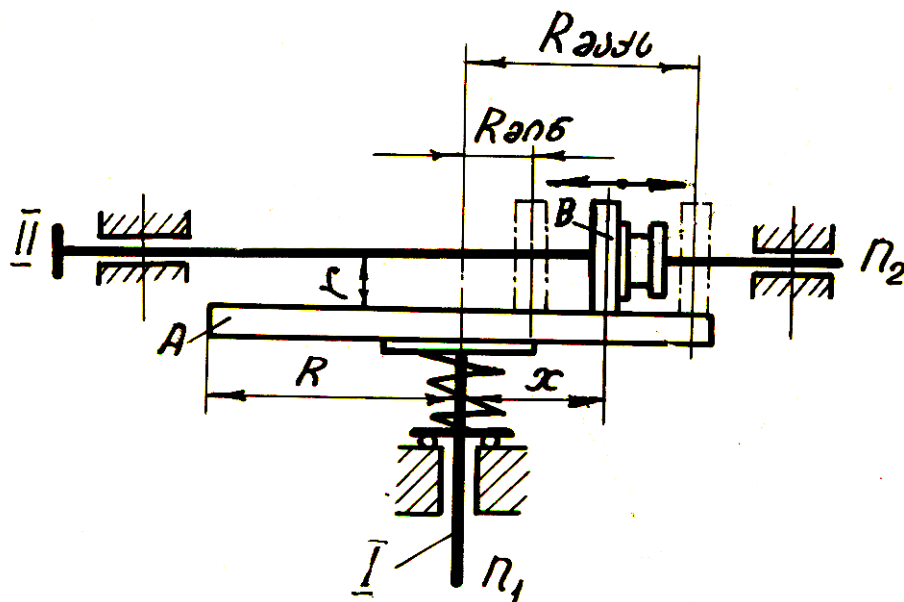
ზედაპირებზე ამოღებულია სოლისებრი ღარები, რომლებითაც საგორავები ერთმანეთში ზის. აღნიშნულის ხარჯზე გაზრდილია საგორავების ურთიერთშეხების ფართი და შესაბამისად მცირდება დაჭერის ძალა 2...3-ჯერ. იმისათვის, რომ არ მოხდეს საგორავების ურთიერთგაჭედვა სოლისებრი ღარის კუთხე 2γ აიღება დაახლოებით 35° -ის ტოლი, ხოლო სოლის სიმაღლე h -ს არ იღებენ 10...12 მმ-ზე მეტს.

როდესაც ფრიქციული გადაცემის საშუალებით უნდა განხორციელდეს ბრუნვითი მოძრაობის გადაცემა ერთმანეთის მიმართ გარკვეული კუთხით განლაგებულ ლილგებს შორის, მაშინ იყენებენ კონუსურ საგორავებიან ფრიქციულ გადაცემებს,



რომლებსაც კონუსური კბილანური გადაცემის ანალოგიური კინემატიკა და გეომეტრია აქვთ, თღონდ საგორავების გარე ზედაპირებზე კბილები არაა მოჭრილი. ასეთი გადაცემის გაანგარიშება ზემოთ განხილულის ანალოგიურია, მუშაობის პრინციპში კი ის განსხვავებაა, რომ საგორავები ერთმანეთზე რომ არ ასხლტდეს ისინი ორივენი უნდა დაეჭირონ ერთმანეთს Q_1 და Q_2 ძალებით.

ტექნიკაში ფრიქციულ გადაცემებს, რომელთა საშუალებითაც შესაძლებელია ბრუნთა რიცხვის უსაფეხურო რეგულირება, ფრიქციულ ვარიატორებს უწოდებენ. ნახაზზე



ნახვენებია უმარტივესი ფრიქციული ვარიატორის სქემა. გადაცემა სორციელდება მართობულად განლაგებულ

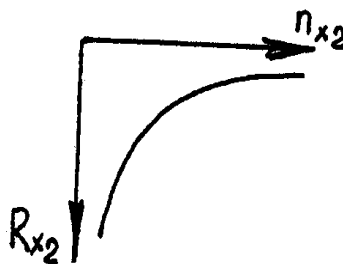
ურთიერთგადაძვევით ლილვებს შორის. პატარა საგორავს აქვს ბრუნვის ღერძის გასწვრივი გადაადგილების საშუალება, ხოლო დიდი საგორავი მიჭერილია მასზე ზამბარის საშუალებით. ბრუნთა რიცხვის რეგულირება ხორციელდება პატარა საგორავის გრძივი გადაადგილების გზით. განაპირა მდგომარეობაში ყოფნისას ხორციელდება მაქსიმალური გადაცემის რიცხვი $n_{აბ}$ და შესაბამისად მინიმალური ბრუნთა რიცხვი n_2 , ცენტრთან მიახლოებით ხდება ბრუნთა რიცხვის n_2 ზრდა, ზუსტად ცენტრზე უტოლდება ნულს, ხოლო მეორე მხარეს გადაადგილებისას ხდება მიმყოლი საგორავის ბრუნვის მიმართულების შეცვლა. პატარა საგორავის წრიული სიჩქარე $v_1 = \omega_1 R_1$ ტოლი უნდა იყოს დიდი საგორავის წრიული სიჩქარის $v_2 = \omega_2 R_2$ მაშასადამე მიმყოლო (დიდი) საგორავის კუთხური სიჩქარე წამყვანი საგორავის ნებისმიერ R_X მანძილზე განლაგებისათვის ტოლია

$$\omega_{x_2} = \omega_1 \frac{R_1}{R_{X_2}} .$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ კუთხური სიჩქარე $\omega = \frac{\pi n}{30^\circ}$ მაშინ ვნახავთ, რომ მიმყოლი დიდი საგორავის ბრუნთა რიცხვი დამოკიდებულია იმაზე თუ გეომეტრიულად მისი ბრუნვის ღერძის მიმართ სად იმყოფება პატარა საგორავი ანუ R_{X_2} მანძილზე ე.ი.

$$n_{X_2} = n_1 \frac{R_1}{R_{X_2}}$$

მათ შორის ურთიერთდამოკიდებულებას გრაფიკულად ნახაზზე ნაჩვენები სახე აქვს.



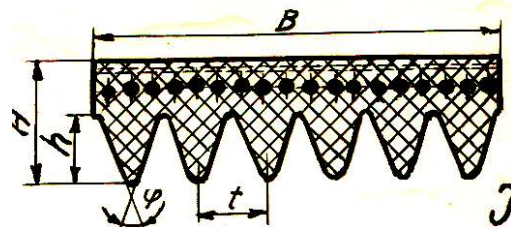
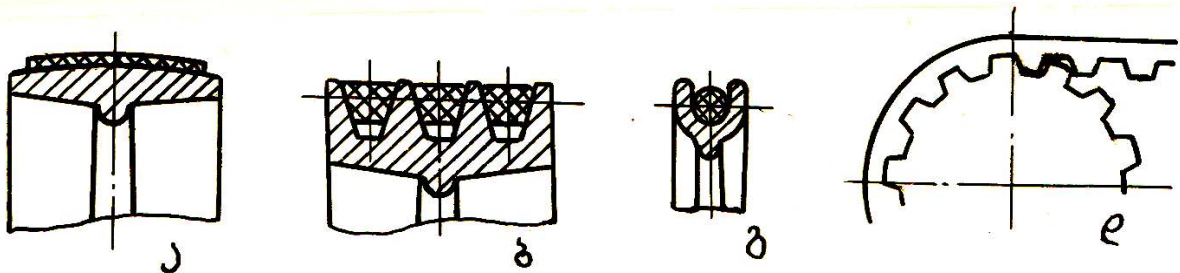
ფრიქციული ვარიატორები ხასიათდებიან ე.წ. რეგულირების დიაპაზონით

$$D = \frac{n_{2_{მავ}}}{n_{2_{მოფ}}} = \frac{u_{მავ}}{u_{მოფ}} = \frac{R_{2_{მავ}}}{R_{2_{მოფ}}}$$

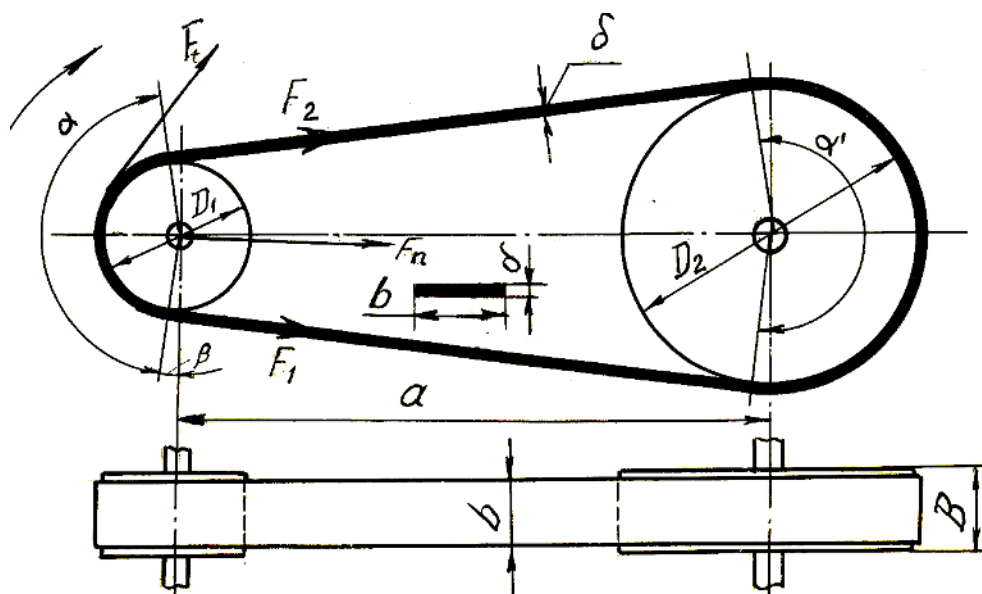
პრაქტიკულად $D = 2 \div 6$

ბრტყელღველური გადაცემები

ღველური გადაცემები მიეკუთვნება ხახუნით გადაცემებს შუალედი შემხები ტანებით. ასეთ გადაცემებში წამყვან და მიმყოლ ლილვებზე წამოგებულ საღვედე ბორბლებზე რაღაც წინასწარი F_0 დაჭიმულობით შემოდებულია უსასრულო სიგრძის ღვედი. გადაცემა ხორციელდება ღვედსა და საღვედე ბორბლებს შორის აღძრული ხახუნის ძალების მეშვეობით. ღვედებს ძირითადად აქვთ ბრტყელი (ა), სოლისებრი (ბ), წრიული (გ), კბილებიანი (დ) და პოლისოლური



(ე) ფორმა. აღსანიშნავია, რომ კბილებიანი ღვედებით გადაცემა კბილანური მოდებით გადაცემებს მიეკუთვნება და ცალკე არის განხილული. ნახაზზე ნაჩვენებია ჰორიზონტალური ბრტყელღვედური გადაცემა განხორციელებული ურთიერთპარალელურ ღილეებს შორის. როგორც ავლნიშნეთ ბრუნვითი მოძრაობის გადაცემა ხორციელდება ღვედსა და საღვედე ბორბლებს შორის აღძრული ხახუნის



ძალებით და ეს ძალები მით მეტია, რაც მეტია ღვედის საღვედე ბორბლებზე შემოხვევის α კუთხის მნიშვნელობა. ღვედის დაჭიმულობებს შორის შემდეგი დამოკიდებულებაა

$$F_1 > F_0 > F_2.$$

ნახაზიდან გეომეტრიულად გადასაცემი წრიული ძალა

$$F_t = F_1 - F_2.$$

მმთ-დან ცნობილია ღვედის წამყვან და მიმყოლ შტოების დაჭიმოლობებს შორის არსებული დამოკიდებულება

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}$$

სადაც $e = 2,71$ ნეპერის რიცხვია, f - ხახუნის კოეფიციენტი ღვედსა და საღვედე ბორბალს შორის. თუ ამოვხსნით ბოლო ორ ტოლობას, როგორც განტოლებათა სისტემას დავადგენთ წამყვან და მიმყოფლ შტოთა დაჭიმულობებს

$$F_1 = \frac{F_t e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_2 = \frac{F_t e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}.$$

როდესაც ღვედის სიჩქარე 16 მ/წმ-ზე მეტია, მაშინ მხედველობაში მიიღება ცენტრიდანული ძალებით გამოწვეული ღვედის დამატებითი დაჭიმვა $F_v = \frac{qv^2}{g}$ სადაც q 1 მ სიგრძის ღვედის წონაა, g სიმძიმის ძალის აჩქარება. შესაბამისად

$$F_1 = \frac{F_t e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} + \frac{qv^2}{g}; \quad F_2 = \frac{F_t e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} + \frac{qv^2}{g}.$$

გადაცემის გააგარიშებისას ცნობილი იქნება გადასაცემი სიმძლავრე და ბრუნთა რიცხვები. გადაცემის მ.კ.კ. აიღება ჩვეულებრივად $\eta \approx 0,96 \div 0,98$ ფრიქციული გადაცემის ანალოგიურად გადაცემის რივხვი

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}.$$

სადაც $\varepsilon = 0,01 \div 0,02$ ღვედური გადაცემის დრეკადი სრიალის კოეფიციენტი. შემდეგ გაიგებენ პატარა საღვედე ბორბლის დიამეტრს

$$D_1 = (1150 \div 1350) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}},$$

შეუსაბამებენ მის მნიშვნელობას სტანდარტულს და სტანდარტული D_1 მიხედვით გადაცემის რიცხვის ფორმულიდან დაადგენენ დიდი საღვედე ბორბლის დიამეტრს D_2 რომელსაც ასევე შეუსაბამებენ სტანდარტულ მნიშვნელობას და სტანდარტული D_1 და D_2 მიხედვით დააზუსტებენ გადაცემის რიცხვის ფაქტიურ მნიშვნელობას

$$u_{\text{ფაქ}} = \frac{D_2}{D_1};$$

შემდეგ დაუშვებენ ღვედის საღვედე ბორბალზე გადარბენათა რიცხვს

$$u_0 = \frac{V}{L} \leq [u_0] = 3 \div 5$$

და მის მიხედვით გამოითვლება ღვედის მინიმალური სიგრძე

$$L_{\text{მინ}} = \frac{V}{[u_0]}$$

რომლის მიხედვითაც განსაზღვრავენ ცენტრთაშორისი მანძილის მინიმალურ სიდიდეს

$$a_{\text{მინ}} = \frac{1}{8} \{ 2L_{\text{მინ}} - \pi(D_1 + D_2) + \sqrt{[2L_{\text{მინ}} - \pi(D_1 + D_2)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2} \}$$

შემდეგ შეირჩევენ ცენტრთაშორის მანძილს ზღვრებში

$$a_{\text{მინ}} < a < (1,5...2)(D_1 + D_2)$$

შერჩეული ცენტრთა შორის მანძილის მიხედვით კი საბოლოოდ დაადგენენ ღვედის საჭირო სიგრძეს

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}$$

და უმცირეს საღვედე ბორბალზე შემოხვევის კუთხის მნიშვნელობას

$$\alpha = 180^\circ - \frac{(D_2 - D_1)}{a} \cdot 60^\circ,$$

შემდეგ განსაზღვრავენ ღვედის განივკვეთის ფართობს დამოკიდებულებით

$$S = b\delta = \frac{F_t}{[K_0]C_0C_\alpha C_\nu C_H}$$

სადაც $[K_0]$ სასარგებლო ძაბვაა ღვედში და აიღება სტანდარტებიდან ე.წ. სრიალის მრუდების მიხედვით ან გამოითვლება ემპირიული დამოკიდებულებით

$$[K_0] = a - \frac{W\delta}{D_{\text{მინ}}};$$

სადაც a და W მუდმივებია და მათი მნიშვნელობა აიღება სათანადო ცხრილებიდან ღვედის მიხედვით. კოეფიციენტებიდან C_0 ითვალისწინებს გადაცემის სახეს (ჰორიზონტალური, დახრილი და ა.შ.), C_α – შემოხვევის კუთხის მნიშვნელობას, C_ν – ღვედის სიჩქარეს, C_H – მუშაობის რეჟიმს და მათი მნიშვნელობები აიღება სტანდარტებიდან. განსაზღვრავენ რა ღვედის განივკვეთის S ფართობს, დაუშვებენ ღვედის δ სისქეს და გაიგებენ ღვედის სიგანეს $b = \frac{S}{\delta}$ რომლის მიხედვითაც ახდენენ საჭირო ღვედის შერჩევას სტადარტიდან და იქვე ამოიწერენ ბორბლის სიგანეს B და შეამოწმებენ ფარდობას

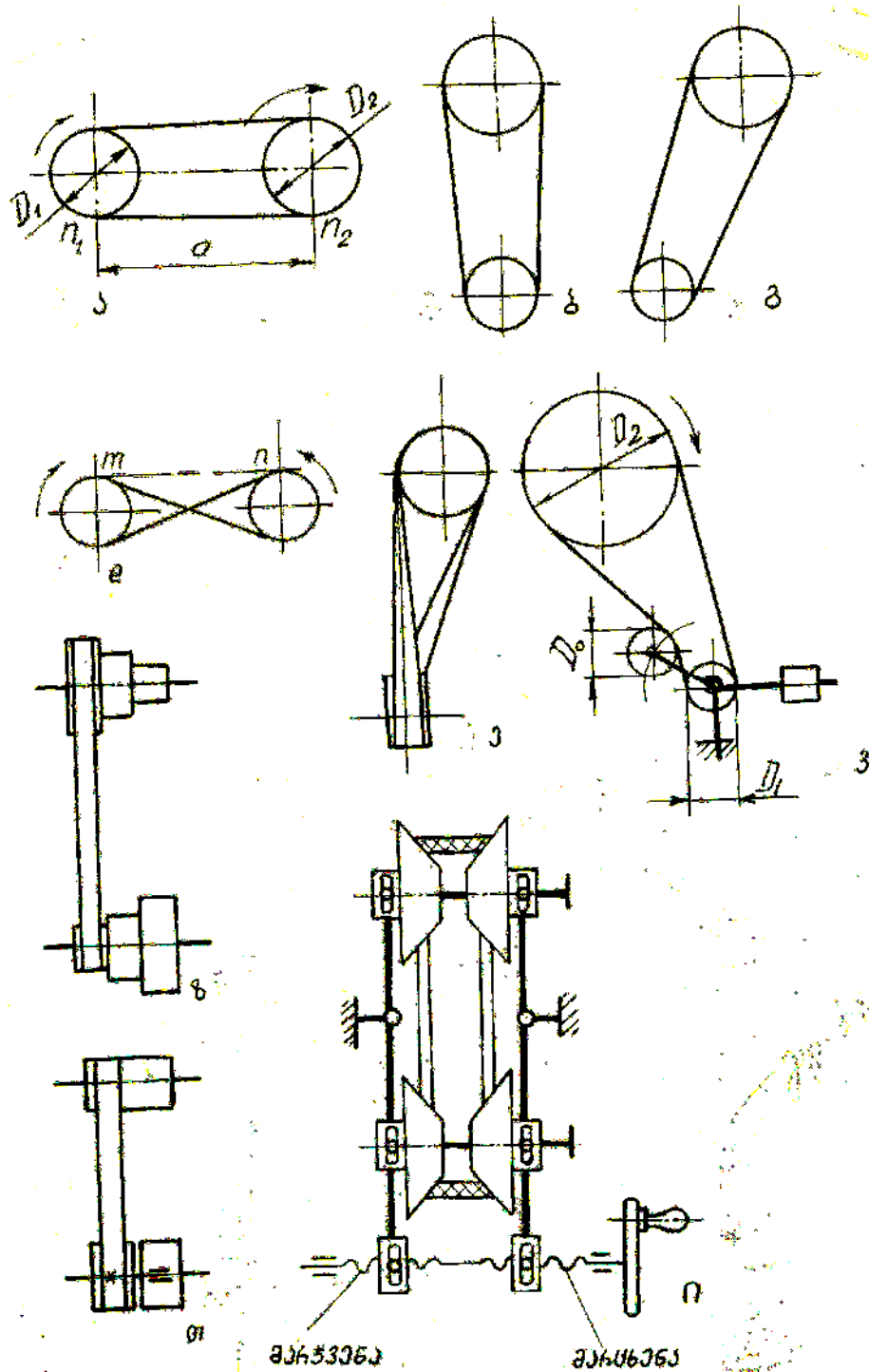
$$\frac{D_{\text{მასქ}}}{B} = 6 \div 12;$$

შემდეგ გამოითვლიან ლილვებზე მოქმედ ძალებს

$$F_{n\text{მასქ}} = 1,5F_n = 3\sigma_0 S \sin \frac{\alpha}{2}$$

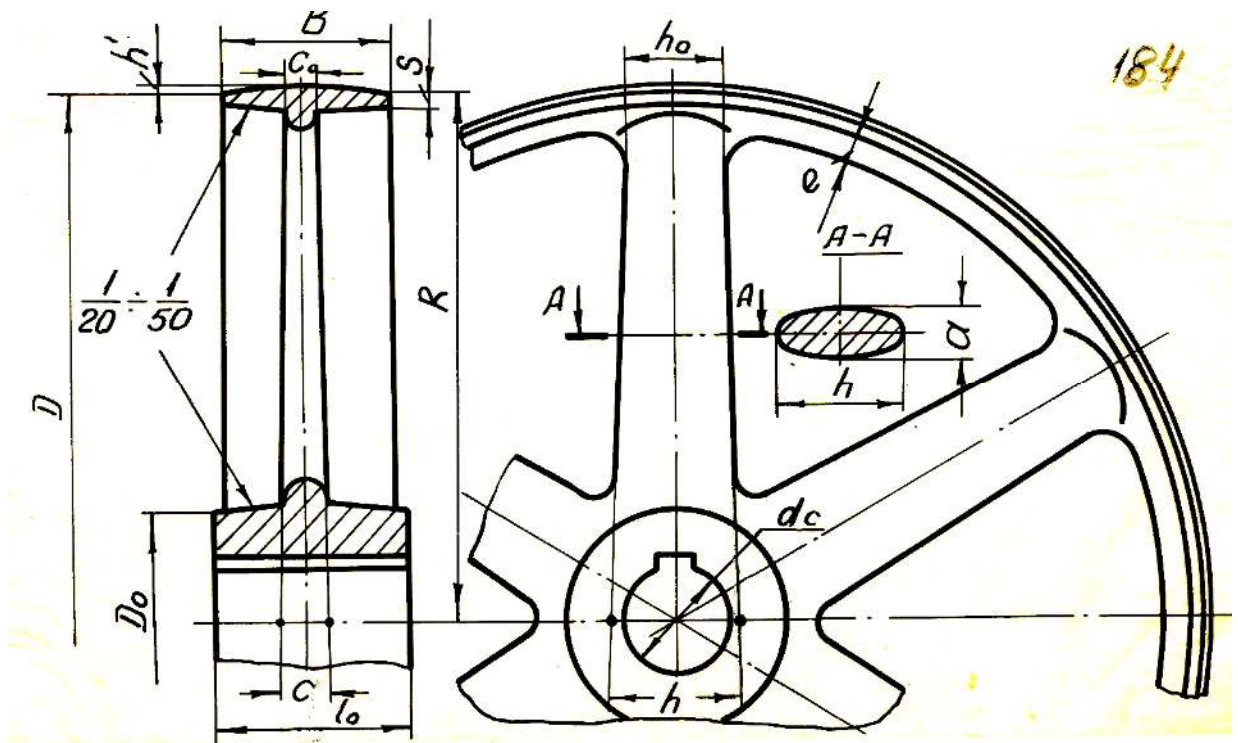
სადაც $\sigma_0 = 1,8$ ნ/მმ² რეკომენდირებული ძაბვაა ღვედში გამოწვეული მისი წინასწარი დაჭიმულობით. გაანგარიშების ბოლოს დაამუშავებენ საღვედე ბორბლების კონსტრუქციებს.

რაც შეეხება ბრტყელღვედური გადაცემების სახეებს, ისინი გარდა განხილული ჰორიზონტალური გადაცემებისა გვხვდება:



ვერტიკალური (ა), დახრილი (ბ), გადაჯვარედინებული ერთ სიბრტყეში (გ) და სხვადასხვა სიბრტყეში (დ), დამჭიმ გორგოლაჭიანი (ე); სადაც დამჭიმი გორგოლაჭი უნდა აუცილებლივ დაყენდეს მიმყოფ შტოზე, რათა არ მოხდეს მისი ამოყირავება. საფეხურებიან ბორბლიანი (ვ) რომელიც გამოიყენება მაშინ როდესაც მიმყოფ ლილვს უნდა ჰქონდეს სხვადასხვა ბრუნთა რიცხვი.

საღვედე ბორბლების კონსტრუქციები ცილინდრული კბილანების კონსტრუქციების ანალოგიურია, ოღონდ მათ ფერსოზე კბილები არაა მოჭრილი და იმისათვის, რომ მუშაობისას ღვედი საღვედე ბორბლიდან არ გადმოვარდეს ფერსო მზადდება ამოზნექილი ამოზნექის ω ისრით, რომლის



სიდიდეს შეირჩევა სტანდარტებიდან. საღვედე ბორბლების ზომები გამოითვლება კბილანების ზომების ანალოგიურად, გარდა ფერსოს სისქისა, რომელიც ამ შემთხვევაში

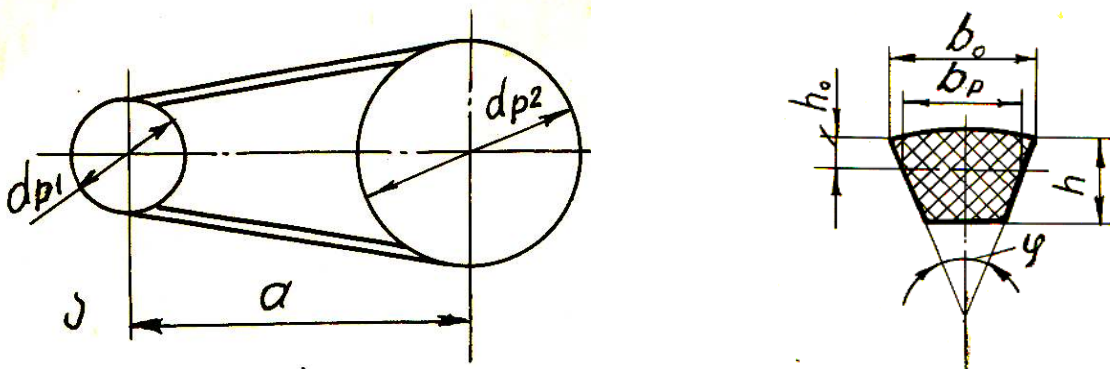
$$S = 0,01 \frac{D}{2} + (2 \div 3)$$

განსხვავებულია აგრეთვე მანის განივკვეთი, ამ შემთხვევაში იგი წარმოადგენს ელიფსს და მისი წარმოსახვითი სისქე ბორბლის სიმეტრიის ღერძზე

$$h = \sqrt[3]{\frac{75T}{z_{მან}[\sigma]_{ღ}}}$$

სოლდვედური გადაცემები

სოლდვედურ გადაცემებში ღვედის განივკვეთს სოლისებური ფორმა აქვს და ისინი მოთავსებულია საღვედე ბორბლების ფერსოებში ამოღებულ შესაბამის სოლისებურ ღარში. ღვედი შეეხება ღარს გვერდითი ზედაპირებით, ხოლო შიდა ზედაპირსა და ღარის ფსკერს შორის შენარჩუნებულია ღრეჩო h_1 , რის გამოც გაზრდილია ღვედსა და საღვედე ბორბალს შორის კონტაქტის ფართი და შეჭიდულობა. ღვედსა და საღვედე ბორბალს შორის შეჭიდულობის გაზრდით შესაბამისად შემცირებულია ღვედის საღვედე ბორბალზე მოსრიალების შესაძლებლობა, რის შედეგადაც სოლისებრღვედური გადაცემები გადასცემენ უფრო დიდ სიმძლავრეებს და მგრეხავ მომენტებს, მუშაობენ უფრო მაღალი ბრუნთა რიცხვებით და უხმაუროდ. ერთ გადაცემაში რამოდენიმე ღვედის პარალელურად მუშაობით



უზრუნველყოფილია გადაცემის გაზრდილი საიმედოობა. გადაცემის ნაკლია ის, რომ ბრტყელდვედურ გადაცემასთან შედარებით დვედი გაცილებით მალე ცვდება და მის საღვედე ბორბალზე მოხსნა - დაყენებისათვის რომელიმე საღვედე ბორბლის ლილვს უნდა გააჩნდეს განივი გადაადგილების საშუალება, ე.ი. აუცილებელია დამჭიმი მოწყობილობის გამოყენება. სოლისებური დვედები სტანდარტიზირებულია. სულ არსებობს 7 სტანდარტული სახე O, A, B, B, Γ, Д, E. დვედების საჭირო რაოდენობა Z გამოითვლება დამოკიდებულებით

$$z = \frac{F_t}{[K_0]C_0 C_\alpha C_v C_H S}$$

დვედების რაოდენობა აიღება 1-დან 5-მდე, ძალზე იშვიათად 7-მდე.

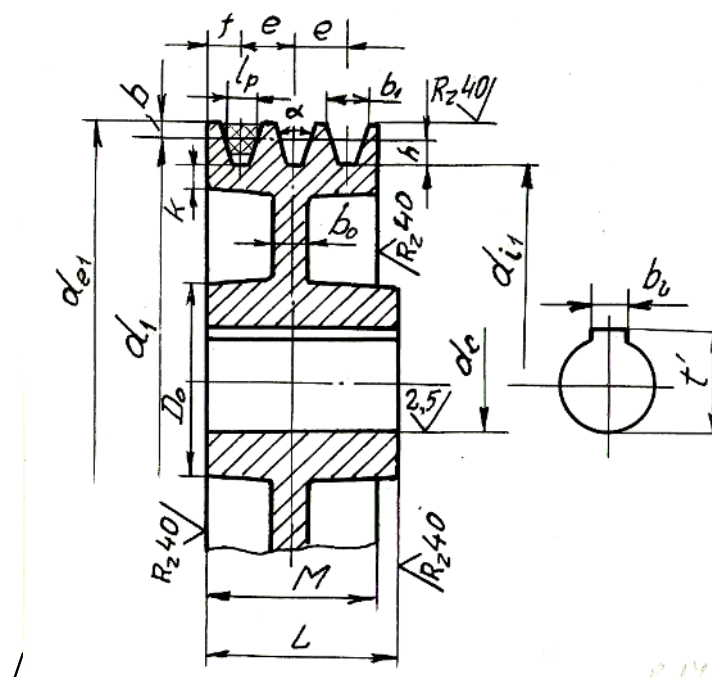
გაანგარიშება ბრტყელდვედურის ანალოგიურია. განსხვავებას წარმოადგენს ის, რომ აქ საღვედე ბორბალზე გადარბენათა რიცხვი

$$u_0 = \frac{V}{L} < 10$$

და მინიმალური ცენტრთაშორის მანძილი

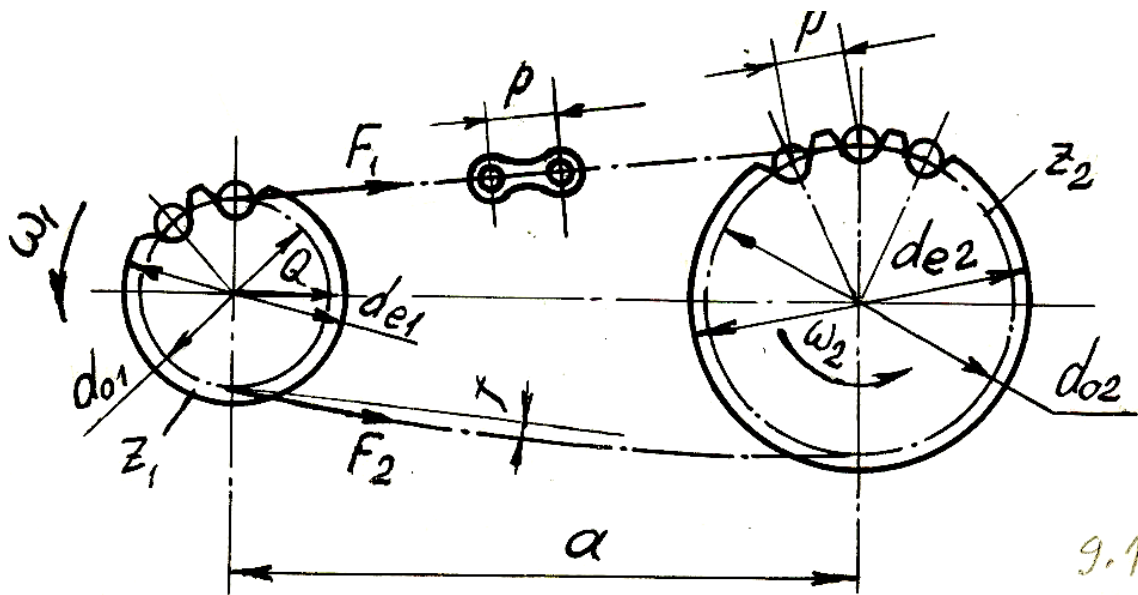
$$a_0 = 0,55(d_1 + d_2) + h \quad \text{ან} \quad a_0 > d_{\text{მპქ}}$$

საღვედე ბორბლებს ისეთივე კონსტრუქცია აქვთ,

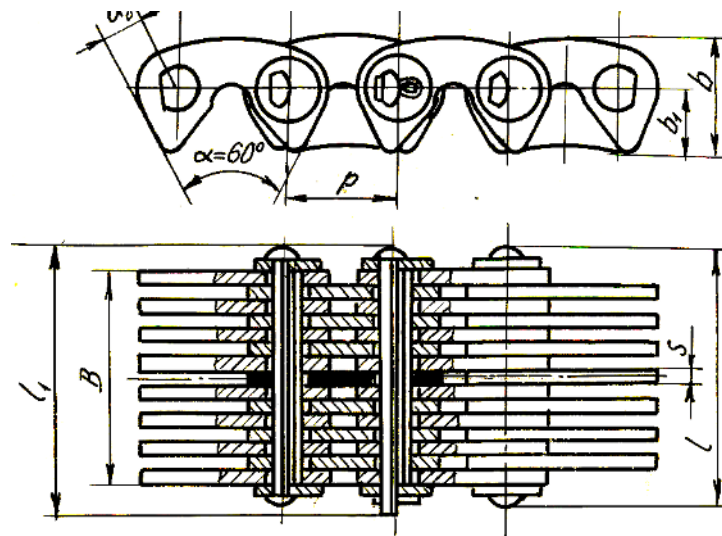
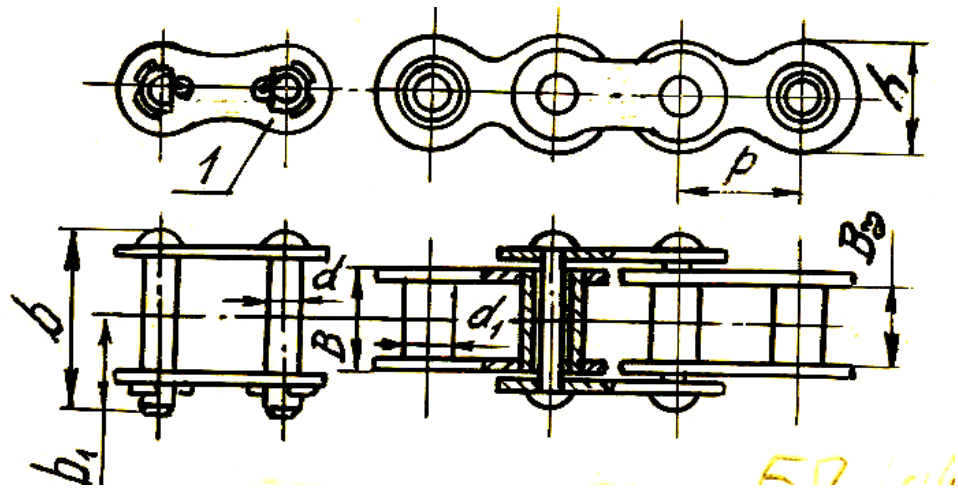


ჯაჭვური გადაცემები

ჯაჭვური გადაცემები მიეკუთვნება მოდებით გადაცემებს შუალედი შემხები ტანებით, რადგან წამყვან და მიმყოფ ლილვებზე წამოგებულ ვარსკვლავებზე შემოდებულია შუალედი ტანი – ჯაჭვი. ბრუნვითი მოძრაობების გადასაცემად გამოიყენება გადამცემი ანუ ამძრავი ჯაჭვები. ჯაჭვური გადაცემის დადებით მხარეებს მიეკუთვნება ის, რომ ის საშუალებას იძლევა განვახორციელოთ გადაცემის მუდმივი რიცხვი $u = 15$ -მდე, სიჩქარე $V = 15 \div 20$ მ/წმ-მდე, გადაცემით დიდი სიმძლავრეები $N = 120$ კვტ-მდე, ერთი ამძრავი ვარსკვლავს საშუალებით ერთდროულად მოძრაობაში შესაძლებელია რამოდენიმე მიმყოფი ვარსკვლავს მოყვანა. ნაკლს წარმოადგენს ის, რომ გადაცემა მუშაობს საკმაოდ დიდი ხმაურით, ჯაჭვი სახსრებში სწრაფად ცვლება, შესაბამისად განიცდის დაგრძელებას, რის გამოც მთითხოვს პერიოდულ დაჭიმვას.



ბრუნვითი მოძრაობის გადასაცემად ძირითადად გამოიყენება მილისა გორგოლაჭიანი და კბილებიანი ჯაჭვები.



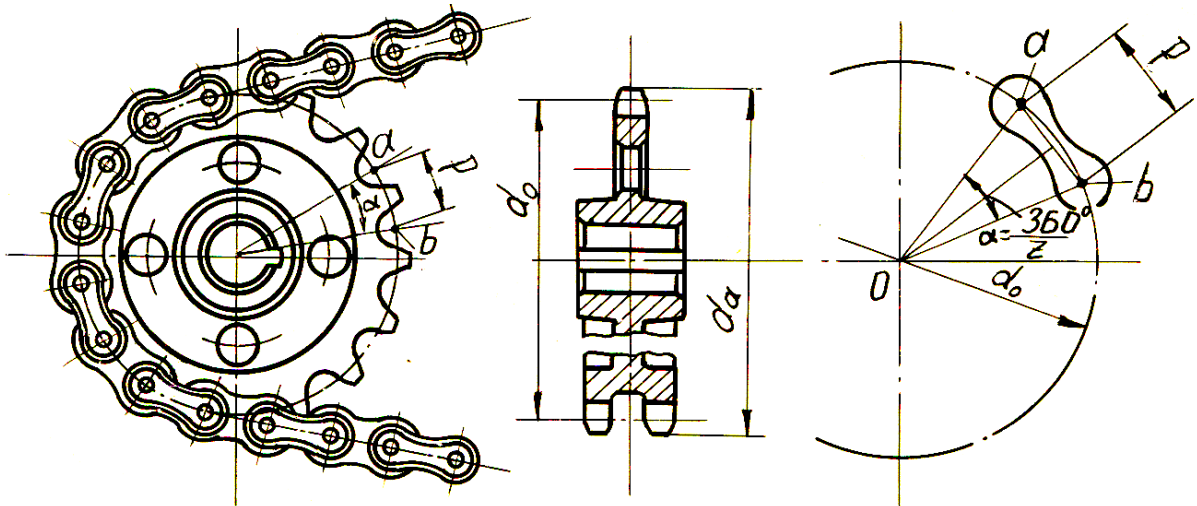
ვარსკვლავების დიამეტრების გამოთვლისათვის ნახაზიდან გეომეტრიულად შეიძლება დავწეროთ, რომ

$$\frac{P}{2} = \frac{d}{2} \sin \frac{180^\circ}{z}$$

ამგვარად ვარსკვლავას დიამეტრი

$$d = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z}},$$

სადაც ჯაჭვის ბიჯი $P = 8 \div 120$ მმ, ხოლო ვარსკვლავას



კბილთა რიცხვი z აიღება უმცირესისათვის 15...40, უდიდესისათვის, როგორც წესი $Z_2 \leq 140$. ჯაჭვები სტანდარტიზირებულია. გადაცემის გაანგარიშებისას მათი შერჩევა სტანდარტებიდან ხორციელდება P ბიჯის მიხედვით, რომლის სიდიდის დასადგენად ჯერ შეირჩევენ ჯაჭვის რგოლის სახსარში საშუალო წნევის სიდიდის მნიშვნელობას $[P]$ და შემდეგ მილისა გორგოლაჭიანი ჯაჭვებისათვის დამოკიდებულებით

$$P_2 \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 K}{m z_1 [P]}} \quad \text{ან} \quad P_2 \approx 60 \sqrt[3]{\frac{T_1 K}{m z_1 n_1 [P]}}$$

ხოლო კბილებიანისათვის

$$P \geq 3,3 \sqrt[3]{\frac{T_1 K}{\psi_p z_1 [P]}} \quad \text{ან} \quad P \approx 70 \sqrt[3]{\frac{N_1 K}{\psi_p z_1 n_1 [P]}}$$

გაიგებენ ბიჯის სიდიდეს. ამ ფორმულებში T_1 მგრები მომენტი უმცირეს ვარსკვლავას ლილვზე, N_1 სიმძლავრე იმავე ლილვზე, n_1 იმავე ლილვის ბრუნთა რიცხვი, $\psi_p = \frac{B}{P} = 1,8 \div 4,8$

კბილებიანი ჯაჭვის სიგანის კოეფიციენტი, $K = K_1 K_2 K_3 K_4$ დატვირთვის კოეფიციენტი, რომელთაგანაც $K_1 = 1 \div 1,45$ ითვალისწინებს დატვირთვის ხასიათს, $K_2 = 0,8 \div 1,5$ შეხეთვის პირობებს, $K_3 = 1 \div 1,45$ მუშაობის რეჟიმის კოეფიციენტი და $K_4 = 0,8 \div 1$ ჯაჭვის სიგრძის კოეფიციენტი, m რიგთა რიცხვია, B კბილებიანი ჯაჭვის სიგანე. განსაზღვრავენ ჯაჭვის მრღვევ დატვირთვას $F_{გრლ} = F_i n^I K_{ექსპლ}$ სადაც F_i წრიული ძალაა, $n^I = 7 \div 55$ სიმტკიცის მარაგის კოეფიციენტი, $K_{ექს} = 2 \dots 2,5$ ექსპლუატაციის კოეფიციენტი. გამოთვლილი P ბიჯის და $F_{გრლ}$ მრღვევი დატვირთვის მიხედვით სტანდარტებიდან შეირჩევენ ჯაჭვს. შემდეგ განსაზღვრავენ ოპტიმალურ ცენტრთაშორის მანძილს

$$a = (30 \div 50)P ; \quad a_{აქ} = 80P ; \quad a_{გრლ} = \frac{d_1 + d_2}{2} + (30 \div 50) გმ.$$

განისაზღვრება ჯაჭვის მუხლთა, ანუ რგოლთა რიცხვი

$$m_0 = 2 \frac{a}{P} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{P}{2}$$

რეკომენდირებულია აღებული იქნას რგოლების ლუწი რიცხვი. შესაბამისად ჯაჭვის სიგრძე

$$L = m_0 P$$

შერჩეული სიდიდეების მიხედვით საბოლოოდ დაზუსტდება ცენტრთაშორისი მანძილის სიდიდე

$$a^I = \frac{P}{\pi} \left[m_0 - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(m_0 - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

გადაცემის ნორმალური მუშაობისათვის ჯაჭვის ამყობ შტოს უნდა ჰქონდეს მცირეოდენი ჩაღუნვა f , რისთვისაც

ცენტრთაშორის მანძილს ამცირებენ $(0,002 \div 0,004)a^1$ -ით.

ჯაჭვის შტოებში მოქმედი დატვირთვებია: წამყვან შტოში

$$F_1 = F_t + F_v + F_f ;$$

ამყოლ შტოში

$$F_2 = F_v + F_f$$

სადაც

$$F_t = \frac{2T}{d_0}$$

წრიული ძალაა;

$$F_v = \frac{qV^2}{g}$$

ცენტრიდანული ძალისგან გამოწვეული დატვირთვაა;

$F_f = K_f qa$ ამყოლი შტოს ჩაღუნვით გამოწვეული დატვირთვაა.

ამ ფორმულებში q ერთი მეტრი ჯაჭვის წონაა, g სიმძიმის

ძალის აჩქარება; კოეფიციენტი $K_f = 1 \div 6$ ითვალისწინებს

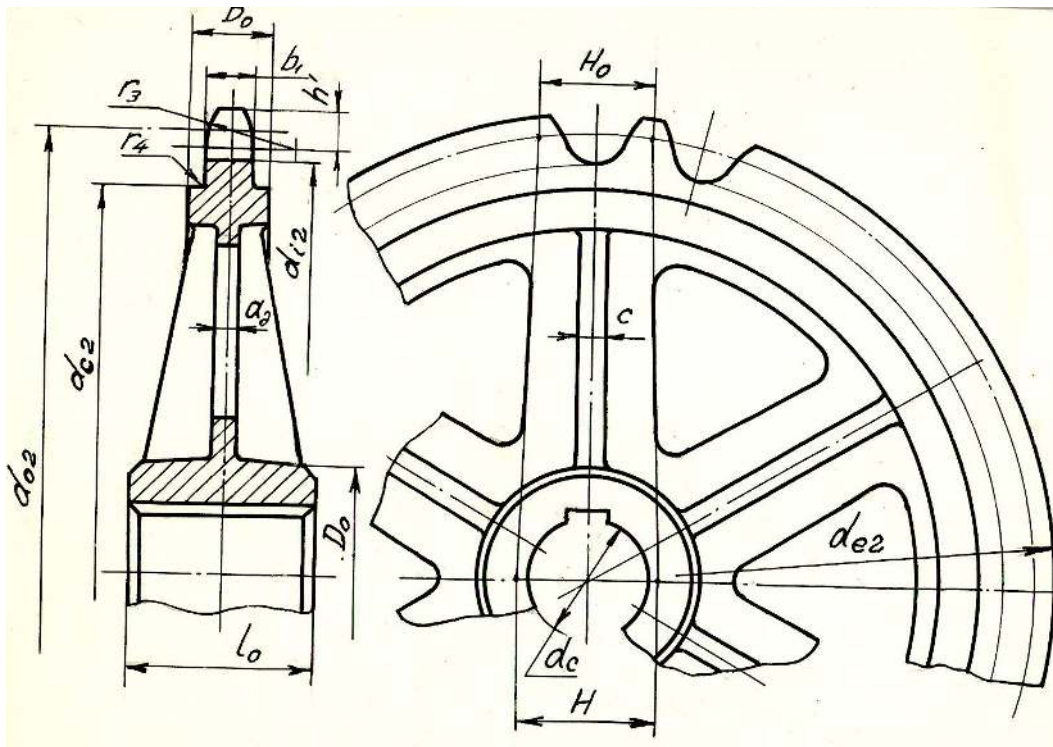
ჯაჭვის ჩაღუნვის ისრის სიდიდეს. საპასუხისმგებლო

შემთხვევებში შევამოწმებთ შერჩეულ ჯაჭვს სიმტკიცეზე

$$n = \frac{F_{მრღ}}{K_1 F_t + F_v + F_f} \geq [n]$$

სადაც დასაშვები სიმტკიცის მარაგის $[n]$ კოეფიციენტი მილისა გორგოლაჭიანი ჯაჭვებისათვის აიღება 7...18, ხოლო კბილებიანისათვის 12,7...31,75.

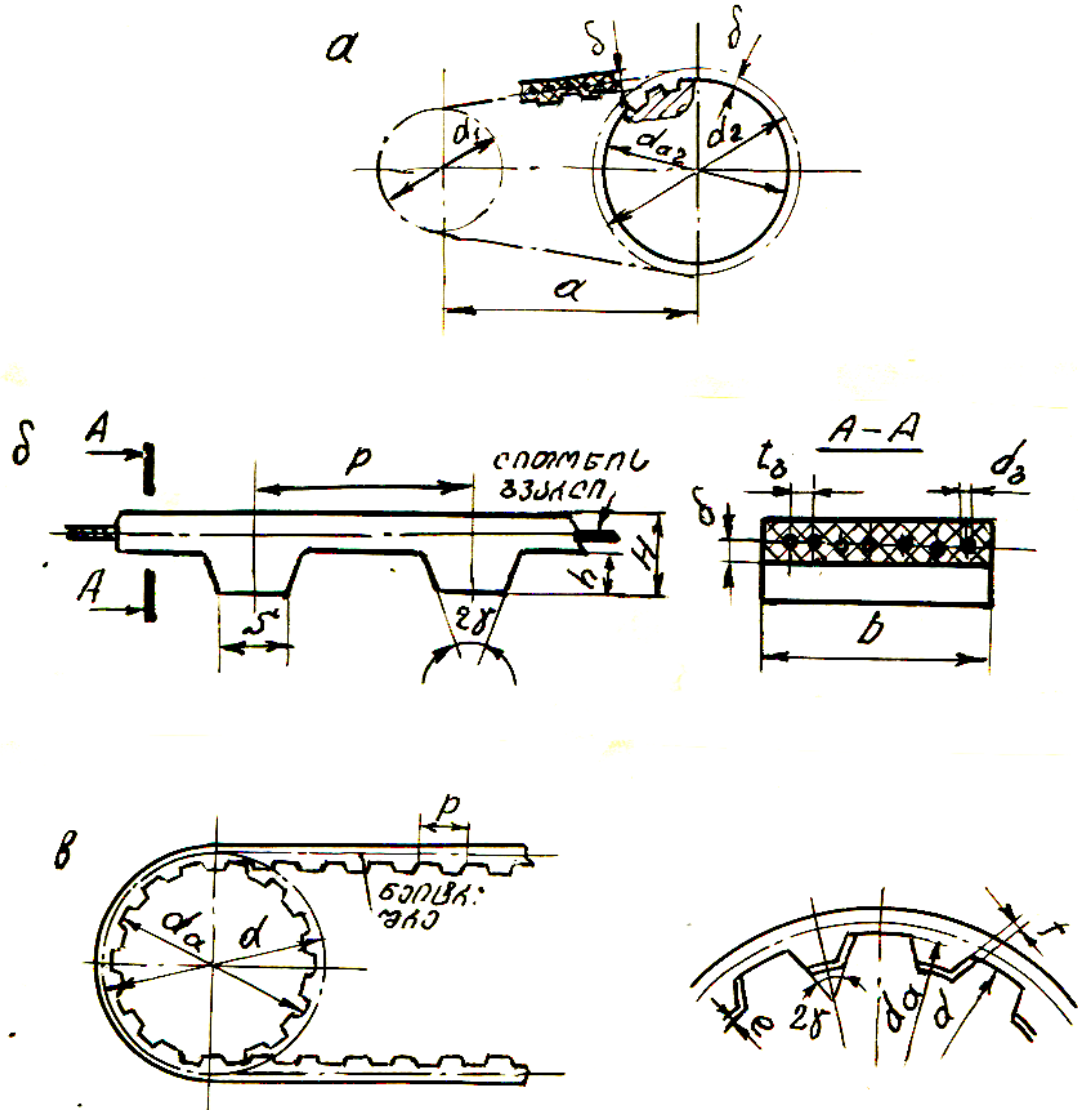
გაანგარიშების ბოლოს დაამუშავებენ ვარსკლავების კონსტრუქციებს, რომლებიც ცილინდრული კბილანების ანალოგიურია, ოღონდ ვარსკვლავათა კბილების პროფილები



მილისა გორგოლაჭიანი ჯაჭვების შემთხვევაში შემოსახულია წრესახის რკალებით, კბილებიანი ჯაჭვის კი სწორსახოვანია.

კბილებიანი ღვედებით გადაცემა

კბილებიანი ღვედებით გადაცემის გამწვევ ორგანოს წარმოადგენს კბილებიანი უსასრულო ღვედი. ბრტყელი ღვედის შიდა მხარეს გაკეთებული აქვს შეერილები ტრაპეციისებრი ფორმის კბილების სახით; საღვედე ბორბალს კი გაკეთებული აქვს შესაბამისი ღრმულები. ამის გამო, გადაცემა მუშაობს არა ხახუნის ძალებით, არამედ მოდების პრინციპით და ამიტომ იგი უფრო ჯაჭვურ გადაცემას მოგვაგონებს. ჯაჭვურ გადაცემასთან შედარებით მისი მ.ქ.კ. უფრო დიდია, შემცირებულია გაბარიტი, გაზრდილია გადაცემის რიცხვი, მცირდება დატვირთვები ლილვებზე და საყრდენებზე, შემცირებულია ხმაური.



კბილებიანი ღვედი მზადდება ელასტიური რეზინისაგან ან პლასტმასისაგან და არმირებულია ფოლადის მავთულიანი გვარლებით ან პოლიამიდური კორდით. მისი საშუალებით შეიძლება გადაცემთ 200 კვტ სიმძლავრე. ჩვეულებრივ გადაცემის რიცხვი 12-მდეა და კიდევ მეტიც. მ.ქ.კ. $\eta = 0,92 \div 0,98$; მოდული $m = \frac{t}{\pi}$; კბილის უმცირესი სისქე $S = m$; კუთხე $2\beta = 50^\circ$; ღვედის სისქე დრმულზე $H = m + 1$; კბილის სიმაღლე $h = (0,6 \div 0,9)m$; ღვედის საანგარიშო სიგრძე $L = \pi m z_p$, სადაც z_p ღვედის კბილთა რიცხვია. რეკომენდირებული მოდულებია $m = 2,3,4,5,7$ და 10. ღვედის სიგანე $b = 8 \dots 80$ მმ.

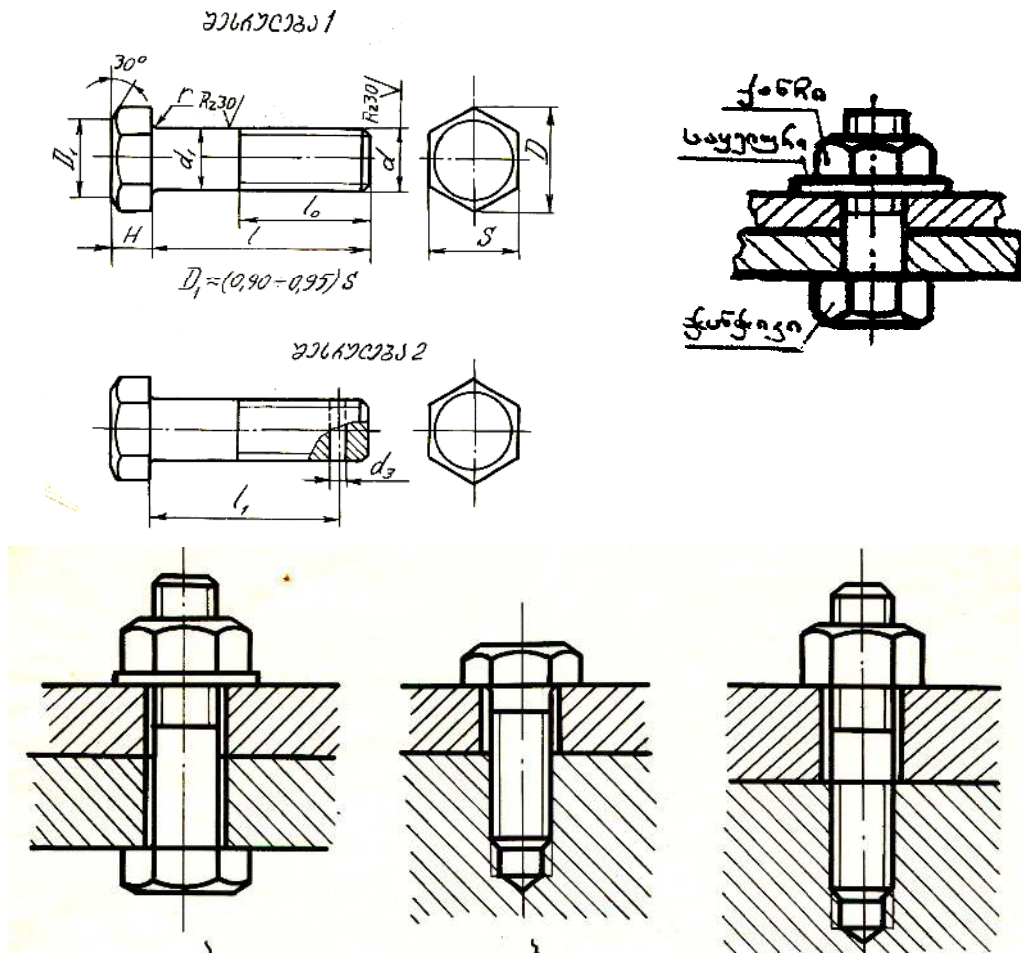
შ ე ე რ თ ე ბ ე ბ ი

შეერთებების დანიშნულებაა მანქანის ორი ან მეტი ნაწილის ერთმანეთთან დაკავშირება. დაკავშირების სახის მიხედვით არჩევენ დაუშლელ და დასაშლელ შეერთებებს. დაუშლელი ეწოდება ისეთ შეერთებებს, რომელთა დაშლა შეუძლებელია შესაერთებელი ან შემაერთებელი ელემენტების დაზიანების გარეშე. ასეთ შეერთებებს მიეკუთვნება მოქლონური, შენადუდი, ჭექით, მიწებებით და მირჩილვით შეერთებები. დასაშლელი კი ეწოდება ისეთ შეერთებებს, რომელთა მრავალჯერადი დაშლა და აწყობა შესაძლებელია შესაერთებელი და შემაერთებელი ელემენტების დაუზიანებლად. ასეთ შეერთებებს მიეკუთვნება ხრახნკუთხვილიანი, წკირებიანი, სოლებიანი, სოგმანური, ღარობიანი და პროფილური შეერთებები.

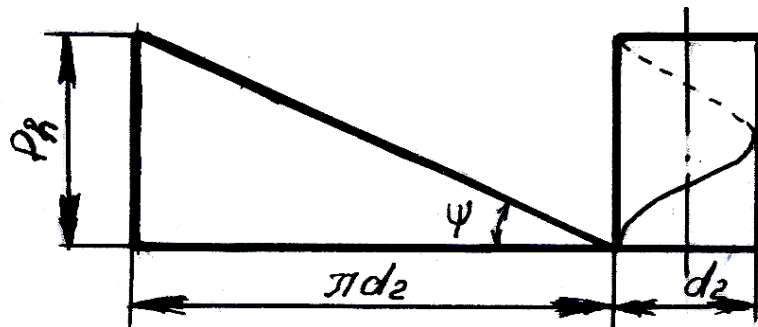
ზოგადი ცნობები ხრახნკუთხვილიან შეერთებებზე

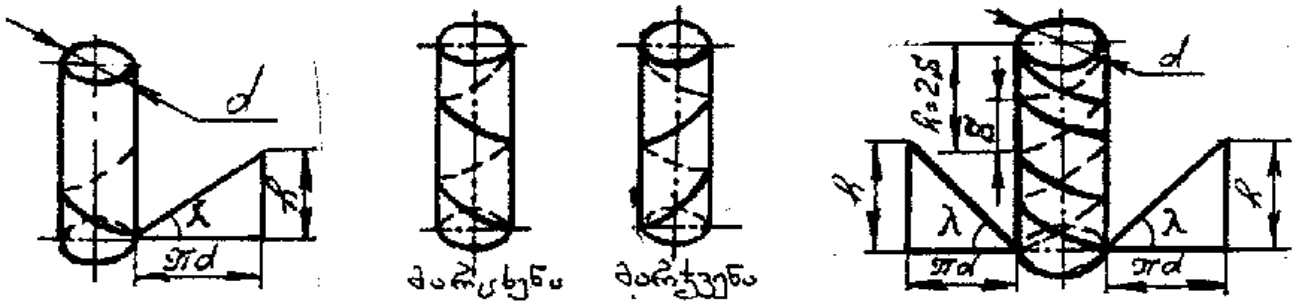
ხრახნკუთხვილიანი შეერთება მიეკუთვნება დასაშლელ შეერთებებს. იგი ხორციელდება როგორც ერთი ნაწილის მეორეზე უშუალო დახრახვნით, ისე სპეციალური ხრახნკუთხვილიანი ნაწილების – ჭანჭიკების, სარჭების, ქანჩების და მსგავსი დეტალების გამოყენებით. ყველა დეროს, რომელზედაც კუთხვილი გარედანაა მოჭრილი ხრახნი ეწოდება, ნაწილებს ნახვრეტებში მოჭრილი კუთხით ქანჩებს უწოდებენ. ხრახნით და ქანჩით შეერთებას ხრახნულ წყვილს უწოდებენ.

კუთხვილიანი შეერთების ერთერთი ყველაზე გავრცელებული სახეა ჭანჭიკით, ქანჩით და საყელურით შეერთება, სადაც შეერთების ძირითადი ელემენტი ჭანჭიკი წარმოადგენს ცილინდრულ დეროს, რომლის ერთ ბოლოზე მოჭრილია ხრახნი,



ხოლო მეორეზე გააჩნია რაიმე ფორმის, ძირითადად ექვსწახნაგა თავე. სრახნი მოჭრილია სრახნულ ხაზზე. სრახნულ ხაზს მივიღებთ ცილინდრზე ისეთი მასთან წვეროთი მიდგმული მართკუთხა სამკუთხედის დახვევით, რომლის ქვედა კათეტი ცილინდრის ფუძის წრეხაზის სიგრძის πd ტოლია, ხოლო მეორის სიგრძეა h .





მრუდს რომელსაც ამ დროს არწერს ჰიპოტენუზა ხრახნული ხაზი ეწოდება და შესაბამისად ხრახნული ხაზის განტოლებას აქვს შემდეგი სახე:

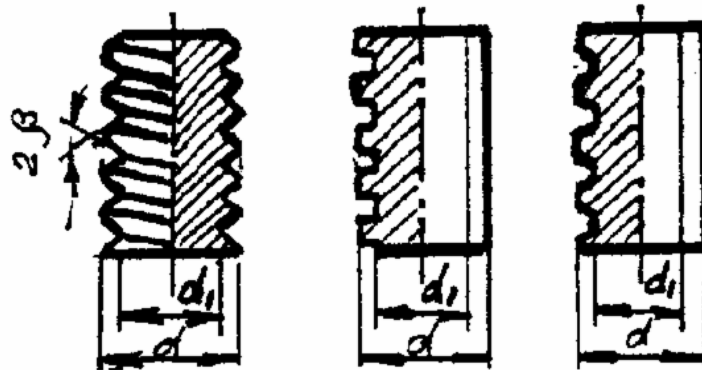
$$h = \pi dtg\lambda,$$

სადაც λ -კუთხეს ხრახნის ასვლის კუთხე ეწოდება. მიღებული მრუდი წარმოადგენს ხრახნული ხაზის ერთ ხვიას. ხვიათა რიცხვი შეიძლება იყოს ნებისმიერი და იგი ძირითადად დამოკიდებულია ცილინდრის სიგრძეზე. ხრახნული ხაზის მიმართულების მიხედვით განასხვავებენ მარჯვენა და მარცხენა ხრახნებს. ხრახნი მარჯვენაა თუ მოჭერის განსახორციელებლად ქანჩი ბრუნავს საათის ისრის მიმართულებით ანუ თუ ის ცილინდრის წინა სიბრტყეში ადის მაღლა მარცხნიდან მარჯვნივ და მარცხენაა თუ ადის პირიქით მარჯვნიდან მარცხნივ.

ერთდროულად ცილინდრზე შეიძლება დაეხვეს რამოდენიმე სამკუთხედი, შესაბამისად გვხვდება რამოდენიმე სვლიანი ხრახნები, ძირითადად 1, 2, 3 და 4 სვლიანები. ნახაზზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია ორ სვლიანი ხრახნის მიღების შემთხვევა. S ხრახნული ხაზის ერთსახელა წერტილებს შორის მანძილია და მას ბიჯი ეწოდება. $Z_{ხრ}$ - ხრახნკუთხვილის სვლიათა რიცხვია, λ არის ხრახნული ხაზის ასვლის კუთხე და შესაბამისად ხრახნული ხაზის განტოლება მიიღებს სახეს

$$h = Z_{ხრ} S = \pi dtg\lambda,$$

ხრახნის მისაღებად საჭიროა ხრახნულ ხაზზე გამოძრავოთ რაიმე ბრტყელი ნაკეთი (ძირითადად სამკუთხედი, მართკუთხედი ან ტრაპეცია) ისე, რომ ნაკეთის სიბრტყე ყოველთვის გადიოდეს ცილინდრის ღერძზე.



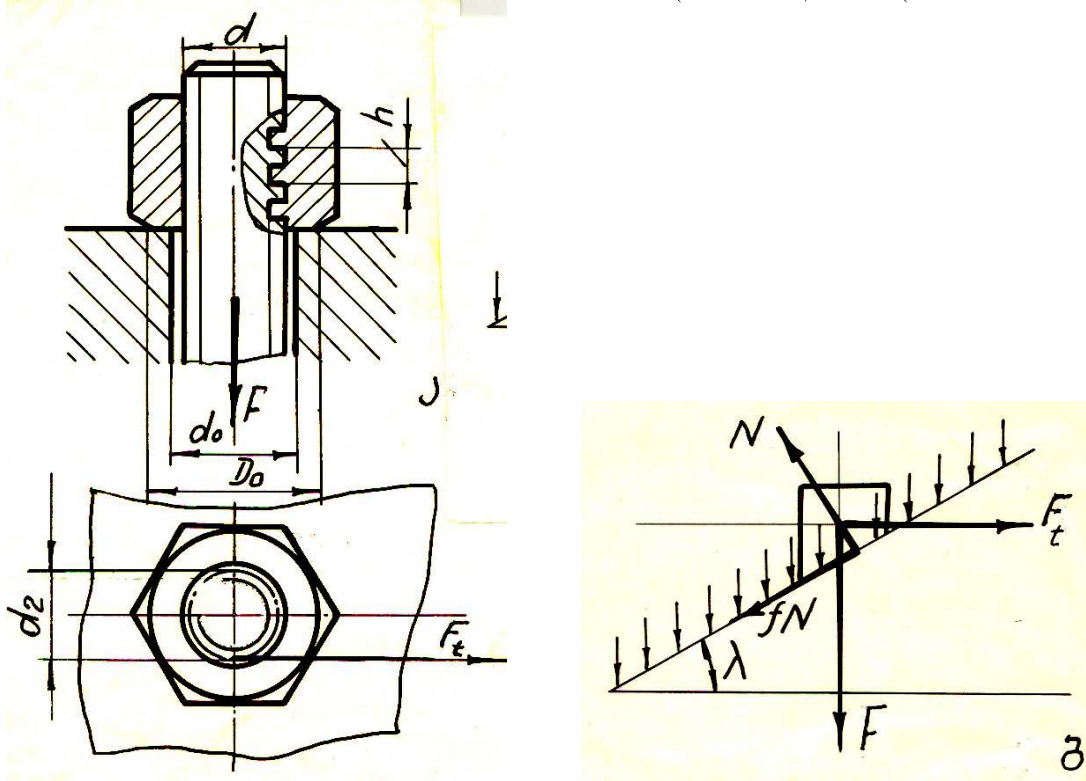
შესაბამისად ყველაზე უფრო გავრცელებული ხრახნთა ტიპებს წარმოადგენენ სამკუთხა, მართკუთხა და ტრაპეციულ პროფილიანი ხრახნები. ხრახნების ძირითად პარამეტრებს წარმოადგენენ მათი გარე d და შიდა d_1 დიამეტრები, ხოლო სამკუთხა პროფილიანისათვის აგრეთვე პროფილის სამკუთხედის წვეროს 2β კუთხე.

ამ ზომების მიხედვით ხრახნები სტანდარტიზირებულია. არსებობს ხრახნების ორი სახის სტანდარტები: მეტრული და დიუმური. მეტრულში განზომილებები მოცემულია მმ-ში, კუთხე $2\beta = 60^\circ$, დიუმურში კი დიუმებში, კუთხე $2\beta = 55^\circ$. ერთი დიუმი $1' = 25,4$ მმ-ს.

ხრახნის თეორია

ხრახნის თეორია იხილავს დამოკიდებულებას ძალებს შორის ხრახნულ წყვილში, ხრახნის მარგი ქმედების კუეფიციენტს, ხახუნის მომენტებს საყრდენ ზედაპირებზე და ქანჩის მოჭერის ძალას. სიმარტივისათვის განვიხილოთ სწორკუთხა პროფილიანი ხრახნი, რომელიც ღერძის მიმართულებით F ძალითაა დატვირთული. დაუშვათ, რომ

ძალისაგან ქანჩის ყველა ხვია თანაბრად დატვირთული და ქანჩის საბრუნებლად საჭირო F ძალა მოდებულია ხრახნის



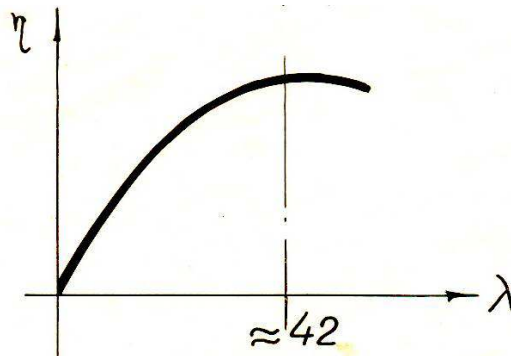
საშუალო d_2 დიამეტრზე. დავამყაროთ დამოკიდებულება ქანჩის მამოძრავებელ F_t ძალასა და ხრახნის F ძალებს შორის, რისთვისაც გავშალოთ სიბრტყეზე კუთხვილის ერთი ხვია საშუალო d_2 დიამეტრისათვის. მოვიღებთ ხრახნის ასვლის λ კუთხით დახრილ სიბრტყეს, რომელზედაც F ძალა თანაბრად

განაწილებული. წარმოვიდგინოთ იგი ერთ შეყურსულ F ძალად, მოვლოთ მისი მართობი ქანჩის მამოძრავებელი F_t ძალა და მათგან გამოწვეული რეაქციის ძალა ავლნიშნოთ N -ით, რომელიც თავის მხრივ ხახუნის fN ძალას წარმოშობს. დახრილ სიბრტყეზე ტვირთის წონასწორობის პირობიდან გამომდინარე ყველა ძალების F და F_t მიმართულებებზე დაგვემიღებოთ მიღებული განტოლების ერთობლივი ამოხსნით ვღებულობთ საძიებელ დამოკიდებულებას $F_t = Ftg(\lambda + \rho)$ სადაც ρ ხახუნის კუთხეა და მისი სიდიდე $tg\rho = f$ სადაც $f = 0,2$ ხახუნის კოეფიციენტი. ნიშანი (+) შეესაბამება ქანჩის მოჭერას, ხოლო ნიშანი (-) მოშვებას.

ხრახნის მ.კ.კ.-ის განსაზღვრისათვის საჭიროა ხრახნის ერთხელ შემობრუნებისას ანუ ხრახნის მისი ერთი h ბიჯის სიდიდით აწვევისას მიღებული მუშაობა FH შეუფარდოთ ამ დროს დახარჯულ მუშაობას $F_t \pi d_2$ შესაბამისად მივიღებთ, რომ

$$\eta = \frac{Fh}{F_t \pi d_2} = \frac{F \pi d_2 tg\lambda}{F tg(\lambda + \rho) \pi d_2} = \frac{tg\lambda}{tg(\lambda + \rho)}$$

ხრახნის მაქსიმალური მ.კ.კ. განსაზღვრისათვის გავაწარმოოთ ბოლო ტოლობა და მისი მნიშვნელობა გაუტოლოთ ნოლს. მარტივი გარდაქმნებით ვღებულობთ, რომ ხრახნს გააჩნია მაქსიმალური მ.კ.კ.



როდესაც მისი ხრახნული ხაზის ასვლის კუთხე $\lambda = 42$. მათ შორის დამოკიდებულებას გრაფიკზე ნაჩვენები სახე აქვს.

იმისათვის, რომ ქანჩი მოვაბრუნოთ მასზე წამოგებულ ქანჩის გასაღებზე მუშამ უნდა იმოქმედოს რაღაც K ძალით, რომელიც

ხრახნის ცენტრიდან დაშორებული იქნება l მანძილზე. ამ დროს მუშის მიერ განვითარებული მომენტი ტოლია

$$M_{\text{მუშ}} = kl,$$

მომენტი ხრახნულ წყვილში ტოლი იქნება

$$M_{\text{ბრ}} = \frac{F_1 d_2}{2} = \frac{Ftg(\lambda + \rho)d_2}{2},$$

ხოლო ქანჩის საყრდენ ზედაპირზე წარმოშობილი ხახუნის მომენტისათვის რახან ხახუნს ადგილი აქვს რგოლისებურ ზედაპირზე გვექნება

$$M_{\text{ხახ}} = \frac{f}{3} F \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2}.$$

იმისათვის, რომ მუშამ შესძლოს ქანჩის შემობრუნება საჭიროა შესრულდეს პირობა

$$M_{\text{მუშ}} \geq M_{\text{ბრ}} + M_{\text{ხახ}}$$

ერთეული ჭანჭიკებით შეერთებების გაანგარიშებები

თუ ორი ან რამოდენიმე ნაწილის ერთმანეთთან შეერთება განხორციელებულია მხოლოდ ერთი ჭანჭიკით მაშინ გვაქვს ერთეული ჭანჭიკებით შეერთებები. განვიხილოთ ასეთი შეერთებების გაანგარიშებების რამოდენიმე შემთხვევა.

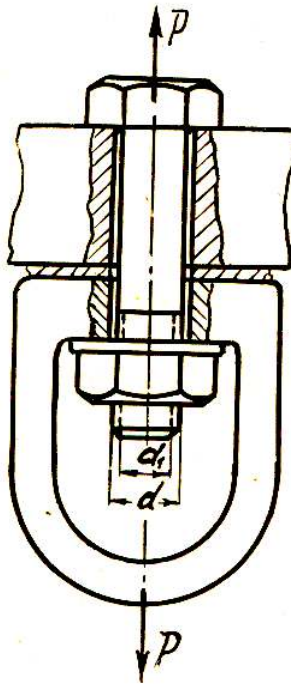
შემთხვევა 1. ჭანჭიკის ღეროზე მოქმედებს მხოლოდ F დატვირთვა მისი ღერძის მიმართულებით და ჭანჭიკი წინასწარ არაა მოჭერილი. ამ ძალის მოქმედებით ჭანჭიკის ღერო

განიცდის ჭიმვას და მისი ყველაზე სუსტი ჭანჭიკის ხრახნის შიდა d_1 დიამეტრის განივკვეთისათვის ჭიმვაზე სიმტკიცის პირობას ექნება სახე:

$$F = \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma]_{ჭიმ} .$$

აქედან ჭანჭიკის ხრახნის შიდა დიამეტრი ტოლია

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]_{ჭიმ}}} .$$



მიღებული სიდიდის მიხედვით კუთხვილთა სტანდარტიდან შევირჩევთ d_1 უახლოეს მნიშვნელობას მეტობით და იქვე ვპოულობთ შესაბამის გარე d დიამეტრსა და კუთხვილის დანარჩენ ზომებს. შერჩეული გარე d დიამეტრის მიხედვით სტანდარტებიდან შევირჩევა ჭანჭიკის შესაბამისი ქანჩი და საყელური.

შემთხვევა 2. ნაწილების ურთიერთშეერთება განხორცილე-ბულია წინასწარ მოჭერილი ჭანჭიკით. წინასწარი მოჭერის გამო ჭანჭიკის ღერო ერთდროულად განიცდის როგორც ჭიმვას,

ისე გრეხას, რის გამოც მისი ღერო იმყოფება რთულ დაძაბულ მდგომარეობაში. გამარტივების მიზნით გაანგარიშებას ახდენენ პირველი შემთხვევის მსგავსად ჭიმვაზე სიმტკიცის პირობით, თღონდ გრეხის ზეგავლენის გასათვალისწინებლად საანგარიშო დატვირთვას ადიდებენ 25...35%-ით, ე.ი.

$$F_{\text{საანგ}} = (1,25 \div 1,35)F$$

შესაბამისად საანგარიშო დამოკიდებულებას ექნება ასეთი სახე:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_{\text{საანგ}}}{\pi[\sigma]_{\text{ჭიმ}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,35F}{\pi[\sigma]_{\text{ჭიმ}}}}$$

დანარჩენი გაანგარიშება პირველი შემთხვევის ანალოგიურია.

შემთხვევა 3. ჭანჭიკის ღერძზე მოქმედებს მისი ღერძის მართობი F დატვირთვა. ამ დროს შეიძლება გვექონდეს ორი ვარიანტი.

ვარიანტი 1. ჭანჭიკი ნახვრეტზე ზუსტადაა მორგებული. მოქმედი F დატვირთვა ცდილობს რა დაასრიალოს ერთმანეთზე



შესაერთებელი ნაწილები, ამავე დროს ცდილობს გადაჭრას ჭანჭიკის ღერო. ამიტომ ამ შემთხვევაში ჭანჭიკს ანგარიშობენ მისი ღეროს ჭრაზე სიმტკიცის პირობით.

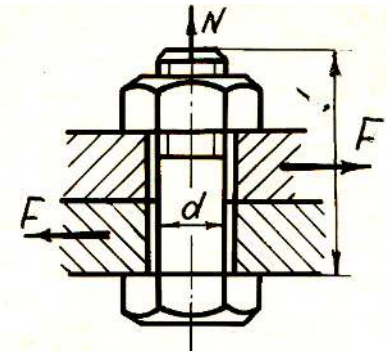
$$F \leq \frac{\pi d_0^2}{4[\tau]_{\text{ჭრ}}}$$

საიდანაც ჭანჭიკის ღეროს ანუ იგივე ხრახნის გარე დიამეტრი ტოლია

$$d = \frac{4F}{4[\tau]_{\text{ჭრ}}}$$

და ამ დიამეტრის მიხედვით სტანდარტებიდან შეირჩევა პირდაპირ შესაბამისი ჭანჭიკი ან ქანჩი. ამ ვარიანტის ნაკლს წარმოადგენს ის, რომ ჭანჭიკის ნახერცში ზუსტად ჩასმისას ხშირად ზიანდება მისი ხრახნის ხვები და აღნიშნულის თავიდან ასაცილებლად ხშირად იყენებენ ე.წ. ფასონურ ჭანჭიკებს, რომელთა ღეროს d_0 დიამეტრი ოდნავ დიდია ვიდრე კუთხვილის გარე d დიამეტრი. ასეთი ჭანჭიკები ჩვეულებრივთან შედარებით ოდნავ ძვირია და ამიტომ მათ გამოყენებას შეძლებისამებრ ერიდებიან.

პარიანტი 2. ჭანჭიკი ხერცში თავისუფლად ანუ ღრეჩოთი ზის. მოქმედმა F დატვირთვამ, რომ ვერ შეძლოს შესაერთებელი



ნაწილების ურთიერთდასრიალება, ამიტომ ჭანჭიკი წინასწარ უნდა მოეჭიროს რაღაც N ძალით, ისე რომ მოჭერისაგან შესაერთებელ ნაწილებს შორის აღძრულმა ხახუნის fN ძალამ უზრუნველყოს შეერთების მდგრადობა, ე.ი. ადგილი უნდა ჰქონდეს პირობას

$$fN \geq F$$

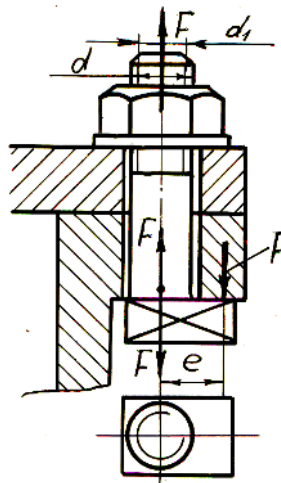
შედაც f შესაერთებელ სხეულებს შორის ხახუნის კოეფიციენტი. მაშინ ჭანჭიკის მოჭერის ძალა

$$N \geq \frac{F}{f}$$

რომლის მიხედვითაც მეორე შემთხვევის ანალოგიურად ჭანჭიკს ანგარიშობენ როგორც წინასწარ მოჭერილს დამოკიდებულებით

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,35N}{\pi[\sigma]_{ჭიშ}}}$$

შემთხვევა 4. ექსცენტრულ თავით ჭანჭიკებით შეერთება. ამ დროს ჭანჭიკებს თავი ცალ მხარეს მიხრილი აქვს, ე.ი. ექსცენტრიული მდებარეობა აქვს. ასეთ ჭანჭიკებს იყენებენ იმ დროს, როცა შესაერთებელ ადგილას ჭანჭიკის ჩვეულებრივი თავი არ თავსდება, მაგალითად ცილინდრის სახურავის დამაგრებისას, მილტუჩებით შეერთებებისას და სხვა. F ძალით მოჭერისას ექსცენტრიული ჭანჭიკის ღერძიდან l მანძილზე აღიძვრება მოჭერის F ძალის ტოლ რეაქციის F ძალა. იმისათვის, რომ ამ რეაქციის ძალის სიდიდე დაეყვანოს ჭანჭიკის ღერძზე, ამიტომ მისი ღერძის შუაში მოვდით F ტოლი და ურთიერთსაწინააღმდეგოდ მიმართული ორი ძალა. მივიღებთ ერთ წყვილ ძალას და ერთ შევუღ ძალას. ამათგან წყვილძალა იწვევს ჭანჭიკის ღეროს ღუნვას, შევუღი კი ჭიმვას. შესაბამისად



ჭანჭიკის ღერო ერთდროულად განიცდის როგორც ჭიმვას ისე ღუნვას და ამიტომ ჭანჭიკის ღეროში წარმოშობილი მთლიანი ძაბვა უნდა აკმაყოფილებდეს პირობას

$$\sigma = \sigma_{\text{ჭიმ}} + \sigma_{\text{ღ}} = \frac{4F}{\pi d_1^2} + \frac{32Fl}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_{\text{ჭიმ}},$$

ანუ

$$\frac{4F}{\pi d_1^2} \cdot \frac{1+8l}{d_1} \leq [\sigma]_{\text{ჭიმ}}.$$

ფარდობა $\frac{l}{d} = 1 \div 2$, ამიტომ უკეთეს შემთხვევაში, როდესაც $\frac{l}{d} = 1$ მაშინ ვღებულობთ, რომ

$$F_{\text{საანგ}} = 9F$$

რაც გვიჩვენებს, რომ ასეთი ჭანჭიკებით შეერთების გამოყენებას შექლებისამებრ უნდა მოვეროდოთ, რადგან მასზე ფაქტიური დატვირთვა 9-ჯერ მეტია და შესაბამისად ჭანჭიკის დიამეტრიც დიდი გამოდის. ამ დატვირთვის მიხედვით ჭანჭიკს ანგაროშობენ როგორც წინასწარ მოჭერილს მე-2 შემთხვევის ანალოგიურად.

ჯგუფური ჭანჭიკებით შეერთებების ბაანბარიშება

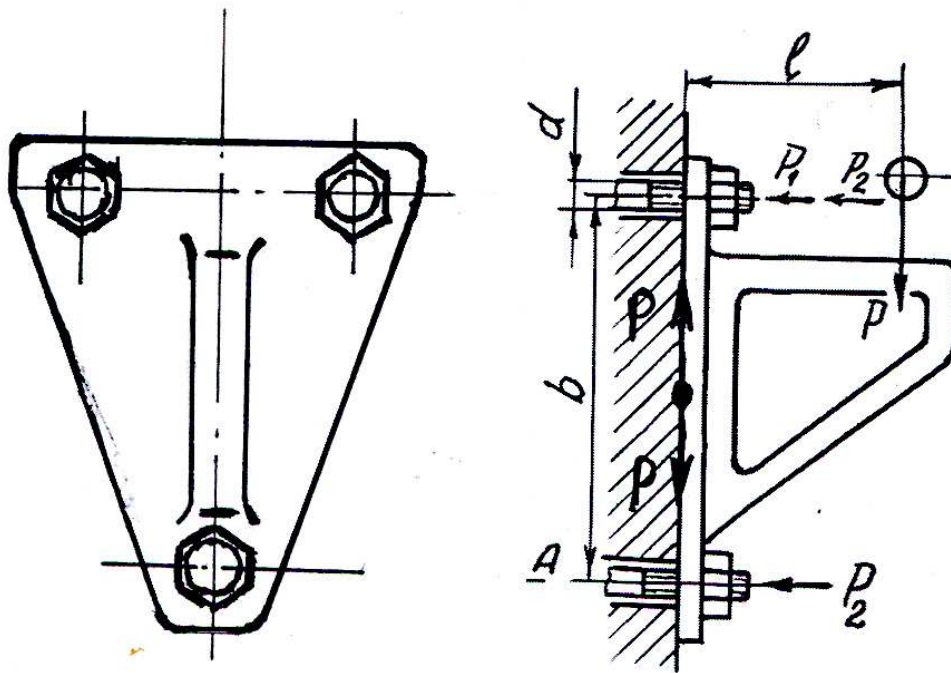
როდესაც ნაწილები ერთმანეთთან ორი ან მეტი ჭანჭიკებით არიან შეერთებულნი, მაშინ გვაქვს ჯგუფური ჭანჭიკებით შეერთებები. განვიხილოთ ასეთი შეერთებებში რამოდენიმე ტიპური შემთხვევა.

I შემთხვევა. ჭანჭიკების ჯგუფის საშუალებით განხორციელებულია კედელზე კრონშტეინის დამაგრება. კრონშტეინი დატვირთულია შეერთების სიბრტყიდან l მანძილზე მოქმედი P ძალით. იმისათვის, რომ P ძალის მოქმედება დავიყვანოთ შეერთების სიბრტყეზე. კრონშტეინის სიმეტრიის ცენტრში მოვსდოთ P ტოლი და ურთიერთსაწინააღმდეგო ორი

ძალა. მივიღებთ ერთ წყვილ ძალას, რომელიც ცდილობს შემოაბრუნოს კრონშტეინი I-I კვეთის მიმართ და შევუღო ძალას, რომელიც ცდილობს ჩამოსრილოს კრონშტეინი კედელზე ქვემოთ. კრონშტეინი რომ არ შემობრუნდეს I-I კვეთის მიმართ, ამისათვის მის ზედა მხარეში მდებარე ჭანჭიკები უნდა მოეჭიროს რაღაც P_1 ძალით ისე, რომ მოჭერისაგან აღძრული შიდა მომენტი $P_1 b$ მეტი იყოს გარე მაბრუნებელ PL მომენტზე, ე.ი.

$$PL \geq P_1 b Z_1$$

სადაც Z_1 ზედა მხარეში მდებარე ჭანჭიკების რაოდენობაა.



აქედან ზემოთ მდებარე ჭანჭიკების მოჭერის ძალა

$$P_1 = PL/bZ_1$$

შვეული ძალისაგან რომ არ მოხდეს კრონშტეინის კედელზე ჩამოსრილება, ამიტომ ყველა ჭანჭიკები უნდა მოეჭიროს ისეთი P_2 ძალით, რომ მოჭერისაგან კრონშტეინსა და კედელს შორის აღძრულმა ხახუნის ძალამ შეაკავოს კრონშტეინი კედელზე და წინა პარაგრაფის მესამე (მეორე) შემთხვევის ანალოგიურად მისი სიდიდე

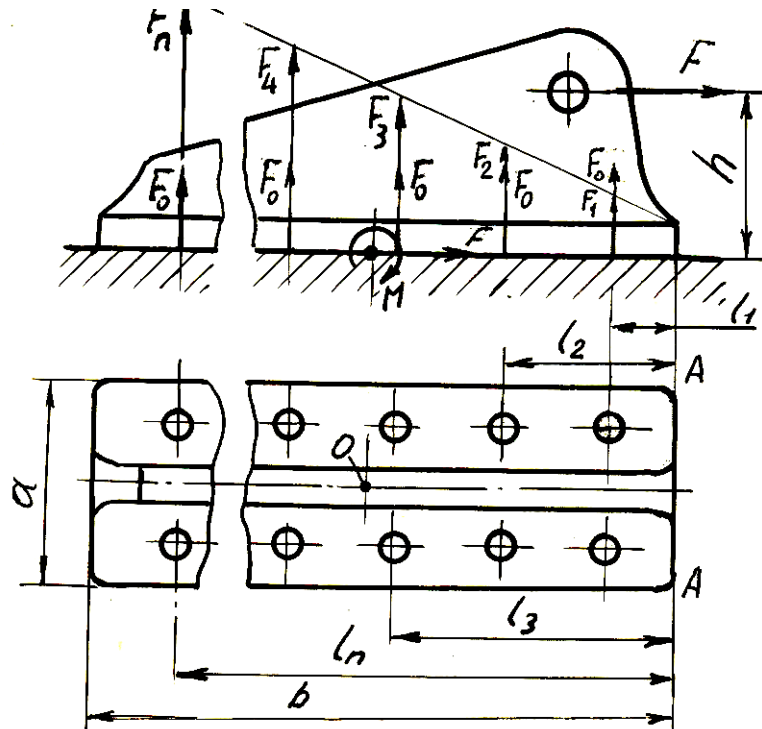
$$P_2 = F/fZ,$$

სადაც Z ჭანჭიკების მთლიანი რაოდენობაა, მაშინ მთლიანი მოჭერის ძალა იქნება

$$P = P_1 + P_2$$

და ამ ძალის მიხედვით ანგარიშობენ ზემოთ მდებარე ჭანჭიკებს, როგორც წინასწარ მოჭერილებს. მიუხედავად იმისა, რომ ქვემოთ მდებარე ჭანჭიკები ნაკლებად დატვირთულია, უმეტესად სიმარტივისა და საიმედოობისათვის მათაც იღებენ ზედების ტოლს.

2 უმთხვევა. მანქანა დანადგარის სადგარი დამაგრებულია საძირკველზე ჭანჭიკების ჯგუფით. სადგარზე მოქმედებს



ფუძიდან ანუ შეერთების სიბრტყიდან h მანძილზე დაცილებული F ძალა. დამაგრების სიბრტყეში მის დასაყვანად სიმეტრიის ცენტრში მოვლათ მისი ტოლი და ურთიერთსაწინააღმდეგოდ მიმართული ორი ძალა. მივიღებთ ერთ წყვილძალას და ერთ შეგუულ ძალას. წყვილძალა ცდილობს შემოაბრუნოს (ამოა-

ყირავოს) სადგარი n -ა კვეთის მიმართ Fh მომენტით. ეს რომ არ მოხდეს ჭანჭიკები უნდა მოჭერილი იყვნენ, $F_1, F_2, F_3, \dots, F_n$ ძალებით, რომლებიც n -ა კვეთიდან დაშორების პროპორციულად იზრდებიან

$$\frac{F_1}{l_1} = \frac{F_2}{l_2} = \frac{F_3}{l_3} = \dots = \frac{F_n}{l_n}$$

შემობრუნება არ მოხდება თუ დაცული იქნება პირობა

$$Fh = 2(F_1 l_1 + F_2 l_2 + F_3 l_3 + \dots + F_n l_n).$$

წინა ტოლობიდან შეიძლება განისაზღვროს ყველა ძალა $\frac{F_n}{l_n}$ საშუალებით და მათი ჩასმით ბოლო ტოლობაში მივიღებთ

$$Fh = 2 \frac{F_n}{l_n} (l_1^2 + l_2^2 + l_3^2 + \dots + l_n^2).$$

საიდანაც განისაზღვრება n -ა კვეთიდან ყველაზე შორს დაცილებული, ყველაზე მეტად დატვირთული ჭანჭიკის მოჭერის ძალა

$$F_n = \frac{Fh l_n}{2(l_1^2 + l_2^2 + l_3^2 + \dots + l_n^2)}.$$

შეერთების პირაპირა სიბრტყეში F ძალით ჭანჭიკები რომ არ მოიჭრან, საჭიროა წინა შემთხვევის ანალოგიურად ისინი დამატებით მოეჭირონ ძალით

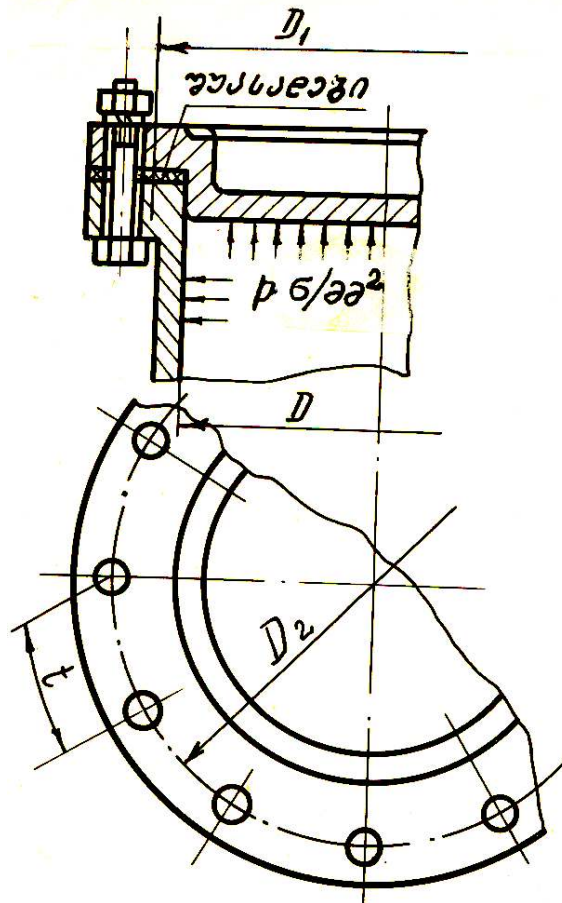
$$F_0 = \frac{F}{zf}$$

სადაც Z ჭანჭიკების მთლიანი რაოდენობაა, f ხახუნის კოეფიციენტი შეერთების სიბრტყეში. მაშინ ყველაზე მეტად დატვირთულ ჭანჭიკზე მოქმედი დატვირთვა იქნება

$$F' = F_n + F_0$$

და ამ დატვირთვით ჭანჭიკებს ანგარიშობენ როგორც წინასწარ მოჭერილებს.

3 შემთხვევა. ჭანჭიკების ჯგუფის საშუალებით განხორციელებულია ცილინდრზე, რომელშიც გარკვეული წნევით რაღაც ნივთიერებაა მოთავსებული, მისი სახურავის დამაგრება. შეერთების განხორციელებისას ქვაბში მოთავსებულმა ნივთიერებამ არსებული წნევის გამო რომ გარეთ არ გამოჟონოს სახურავსა და ქვაბს შორის მოთავსებულია ელასტიური შუასადები. გულისხმობენ რომ ქვაბში არსებული P წნევა ვრცელდება ელასტიური შუასადების შუა ადგილამდე, ე. ი. D_1 დიამეტრამდე და შესაბამისად სახურავზე



მოქმედი რეზულტირებული დატვირთვა ტოლია

$$F' = \frac{\pi D_1^2}{4} P.$$

სახურავის დამამაგრებელი ჭანჭიკების რიცხვი, თუ ჭანჭიკებს შორის მანძილი $t = 90 \div 130$ მმ და ჭანჭიკების განლაგების დიამეტრიც D_2 ცნობილია, იქნება

$$z = \frac{\pi D_2}{t}$$

მიღებული რიცხვი მრგვალდება ოთხად, ექვსად, რვად და შემდეგ ოთხის ჯერად რიცხვად და მის მიხედვით ერთ ჭანჭიკზე მოქმედი დატვირთვა ტოლია

$$F = \frac{F'}{z}$$

რადგან შეერთებაში მოთავსებულია დრეკადი ელემენტი და ჭანჭიკები წინასწარ უნდა მოეჭირონ, ამიტომ ამ შემთხვევაში საანგარიშო დატვირთვა აიღება

$$F_{\text{საანგ}} = (2,3 \div 2,6) F$$

და მის მიხედვით ჭანჭიკებს ანგარიშობენ როგორც წინასწარ მოჭერილებს.

სატვირთო ხრახნების ბაანბარიშება

ხრახნულ კინემატიკურ წყვილის, რომელსაც ხშირად უწოდებენ გადაცემას ქანჩი ხრახნი მანქანებში ახდენენ ბრუნვითი მოძრაობის გარდაქმნას სწორხაზოვან-უკუქცევით

(1), რომელიც ბრუნავს ქანში (2). ქანში ეყრდნობა თუჯის კორპუსს (3) და ქანში ხრახნთან ერთად რომ არ იბრუნოს იგი კორპუსთან შეკავებულია საჩერი ხრახნით (4). ხრახნის თავზე მოთავსებულია ჯამი (5) რომელზედაც თავსდება ტვირთი F . ტვირთმა ხრახნთან ერთად, რომ არ იბრუნოს ჯამს შეუძლია თავისუფალი ბრუნვა ჭანჭიკის (6) გარშემო. ხრახნი ქანშიდან, რომ არ ამოიხრახნოს მას ბოლოზე აქვს საჩერი მოწყობილობა (7). ხრახნები ძირითადად მართკუთხა ან ტრაპეციოდალურ პროფილიანია და მზადდებიან ფოლადისაგან; ქანებს კი ძირითადად ამზადებენ ბრინჯაოსაგან, იშვიათად თუჯისაგან. ხრახნს გაბრუნებთ რაღაც K ძალით (8) სახელურის მეშვეობით.

გაანგარიშებისათვის ცნობილი უნდა იყოს ქანის მასალისათვის მექანიკური მახასიათებლები: დასაშვები ძაბვა ჭიმვაზე $[\sigma]_{\text{გაჭ}}$, თელვაზე დასაშვები ძაბვა $[\sigma]_{\text{თელ}}$ და დასაშვები წნევა ფოლადი-ბრინჯაოს წყვილისათვის $[q]$. ხრახნკუთხვილის საშუალო დიამეტრი განისაზღვრება ფორმულით

$$d_2 = \sqrt{\frac{F}{\pi \psi_H \psi_P [q]}}$$

სადაც ტრაპეციოდალურ პროფილიან ხრახნკუთხვილებისათვის

$$\psi_P = \frac{h}{p} = 0,5;$$

$h \leq \frac{P}{2}$ - ხრახნკუთხვილის პროფილის მუშა სიმაღლე და

$$\psi_H = \frac{H}{d_2} = 1,5 \div 2,5.$$

ხრახნკუთხვილი როგორც წესი მიიღება ერთძაფიანი ($Z_{\text{ხრ}} = 1$);

სრახნული ხაზის ასვლის კუთხე

$$\lambda = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi d_2};$$

დაყვანილი ხახუნის კუთხე ბრინჯაოსა და ფოლადის
ზედაპირების შეუღლებისათვის $\rho' \approx 5^\circ$; გადაცემა
„სრახნი-ქანჩი“ თვითმუხრუჭაა, თუ $\lambda < \rho'$;
ქანჩის ზომებია

$$H = \psi_H d_2;$$

ხვიათა რიცხვი ქანჩში

$$Z = \frac{H}{P};$$

ქანჩის გარე დიამეტრი

$$d = (1,35 \div 1,5) d_2;$$

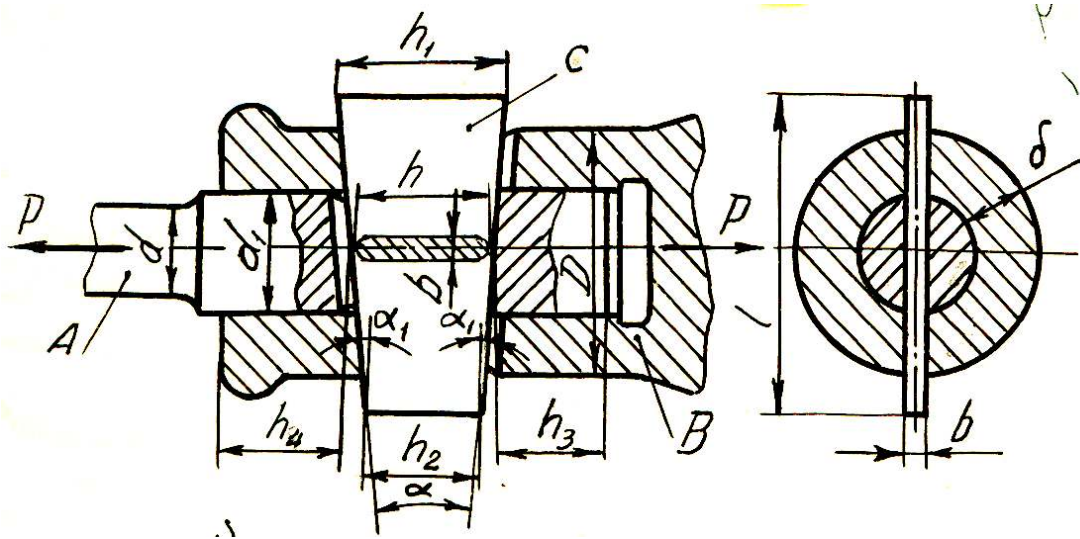
გამოთვლის შემდეგ შემოწმდება გაჭიმვაზე

$$\sigma_{\text{გაჭ}} = \frac{4F}{\pi(D^2 - d^2)} \leq [\sigma]_{\text{გაჭ}}.$$

სოლური შეერთებები

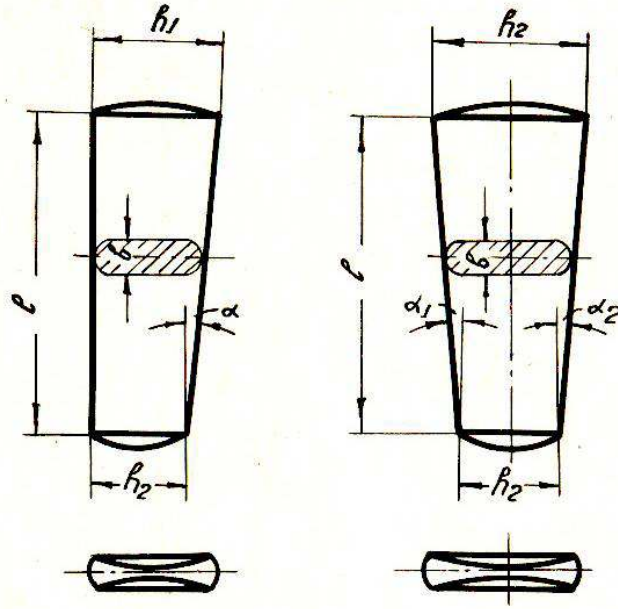
სოლური შეერთებები მიეკუთვნება დასაშლელ შეერთებებს და მათი საშუალებით ერთმანეთთან აერთებენ ღეროსა და მილის მაგვარ ნაწილებს. შეერთება წარმოებს სპეციალური დეტალების – სოლების საშუალებით, რომელთაც ნაწილების ღერძების მართობი მდებარეობა აქვს და თავსდება შესაერთებელ ნაწილებში ამოღებულ სპეციალურ დარებში. ასეთ შეერთებებს ძირითადად იყენებენ როდესაც საჭიროა ნაწილების ხშირი, ადვილი და სწრაფი დაშლა-აწყობა.

როცა სოლი დარში თავისუფლად ზის გვაქვს დაუძაბავი, ხოლო როდესაც გაჭედილია დაძაბული სოლური შეერთება. გვხვდება ორმხრივ და ცალმხრივ დახრილი სოლები. სოლი დარიდან რომ არ ამოვარდეს ადგილი უნდა ჰქონდეს თვითმუხრუჭობის პირობას $\alpha \leq 2\rho$ სადაც α სოლის



წაწვეტების კუთხეა, ρ კი ხახუნის კუთხე. სოლის დახრილობა

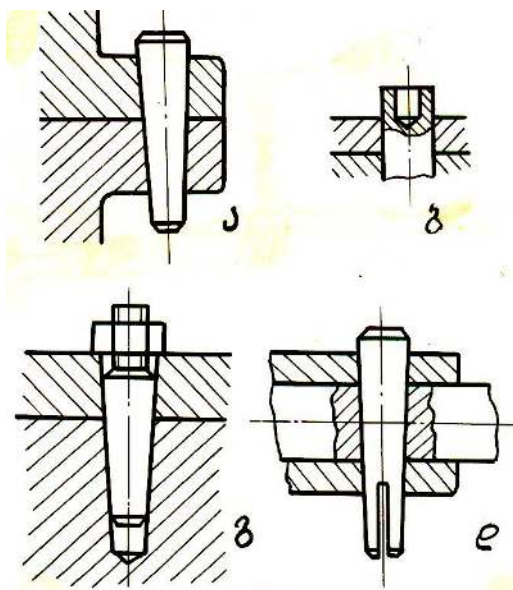
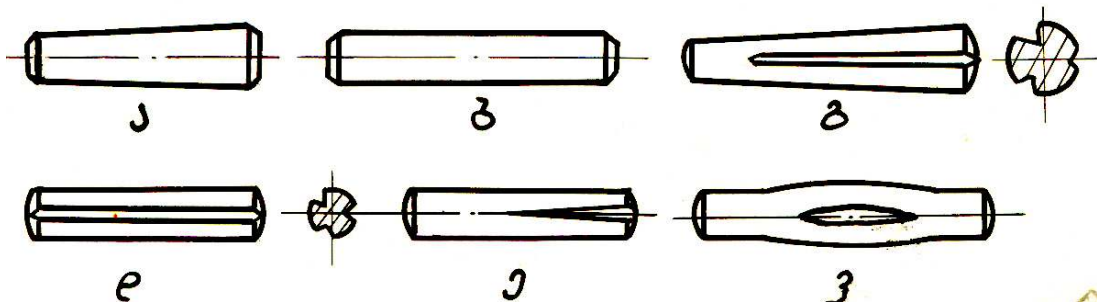
$$i = \frac{h_1 - h_2}{I} = \operatorname{tg} \alpha$$



თუ $\operatorname{tg} \rho = f \approx 0,1$ მაშინ $i = 2 \operatorname{tg} \rho = 2 \div 0,1 = \frac{1}{5}$ ამრიგად სოლის თვითმუხრუჭობისათვის საკმარისია დახრილობა $1/5$, მაგრამ საიმედოობისათვის იღებენ $1/100$ ან $1/40$. დაძაბული სოლური შეერთება წარმოშობს ადგილობრივ ძაბვებს, ამიტომ მისთვის საანგარიშო დატვირთვას აღიღებენ 25% -ით. გაანგარიშება ხდება სოლის საშუალო სიმაღლის მიხედვით $h = (h_1 + h_2) / 2$.

წკირებით შეერთება

წკირებით შეერთება მიეკუთვნება დასაშლელ შეერთებებს და იგი გამოიყენება როგორც საყრდენი, ისე შემაერთებელი და დამცველი ელემენტი. წკირი წარმოადგენს ცილინდრულ ან კონუსურ ღეროს, რომელსაც შეიძლება ქონდეს როგორც გლუვი, ისე დაჭდევით ღარებიანი ზედაპირი. წკირი ხვრეტში ჭექით



ჯდება ჩაქუჩის ჩარტყმით. წკირები სტანდარტიზირებულია დიამეტრით; გვხვდება $d = 0,6 \div 50$ და სიგრძით $l = 4 \div 280$ მმ. ხშირად წკირის დიამეტრს იღებენ ლილვის დიამეტრის მიხედვით $d_{წკ} \approx 0,3d$. წკირებს ძირითადად ამოწმებენ ჭრაზე სიმტკიცის პირობით

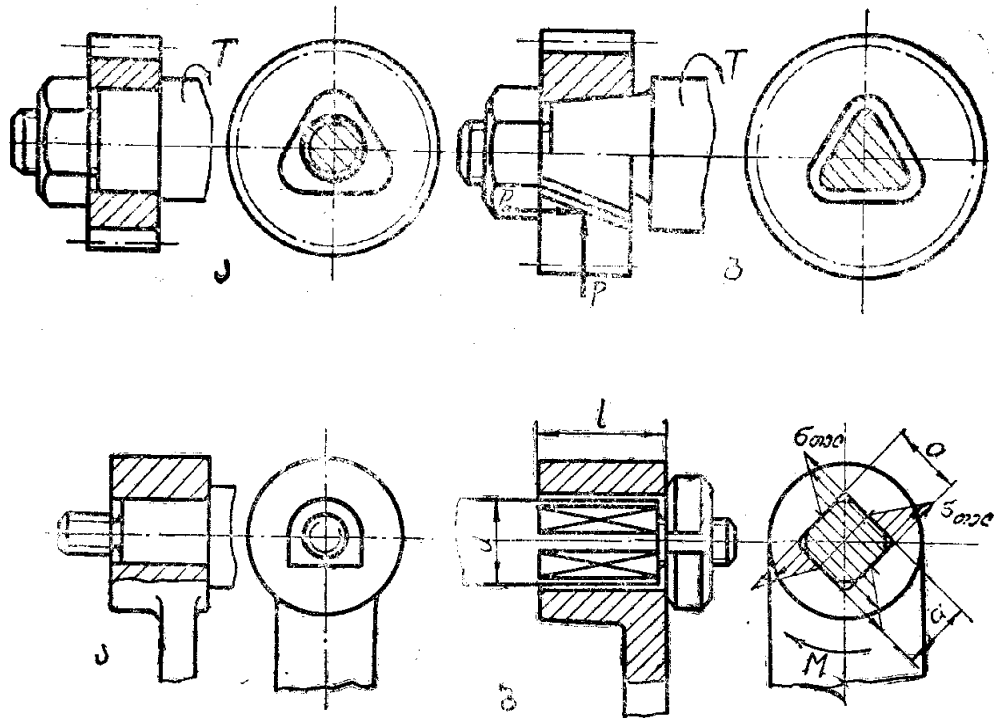
$$\tau_{ჭრ} = \frac{F_t}{\frac{\pi d}{4} n} \leq [\tau]_{ჭრ}$$

სადაც F_t წკირზე მოქმედი განივი დატვირთვაა, d წკირის დიამეტრი, n წკირის ჭრათა სიბრტყეთა რაოდენობა.

პროფილური შეერთებები

პროფილური შეერთებები მიეკუთვნება დასაშლელ შეერთებებს.

ამ დროს შესაერთებელი ნაწილი მაგრდება ლილვის



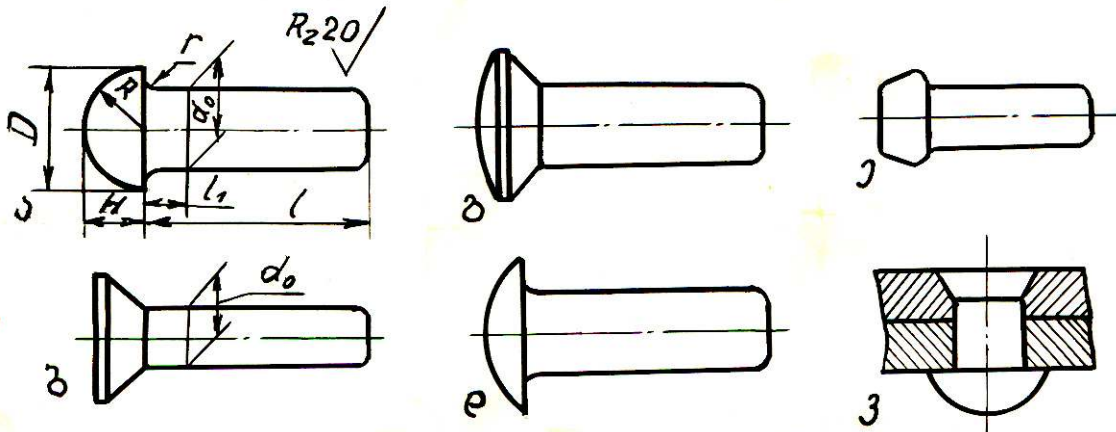
არაცილინდრულ ზედაპირზე, რის ხარჯზეც შეუძლებულ ნაწილებს გააჩნიათ უკეთესი დაცენტრება და შეერთება დადლილობის მხრივ დიდი სიმტკიცით ხასიათდება. ასეთი შეერთებები ადვილი დასაშლელია, მაგრამ რთული დასამზადებელი. მათ ხშირად იყენებენ ლილვების ბოლოებზე სახელურების დასამაგრებლად ოთკუთხა-პრიზმული სახით. შეერთების სიმტკიცეზე გაანგარიშებას შემოწმებითი ხასიათი

აქვს. მათ ამოწმებენ თელვაზე $\sigma_{თელ} = \frac{3T}{la^2} \leq [\sigma]_{თელ}$, სადაც T

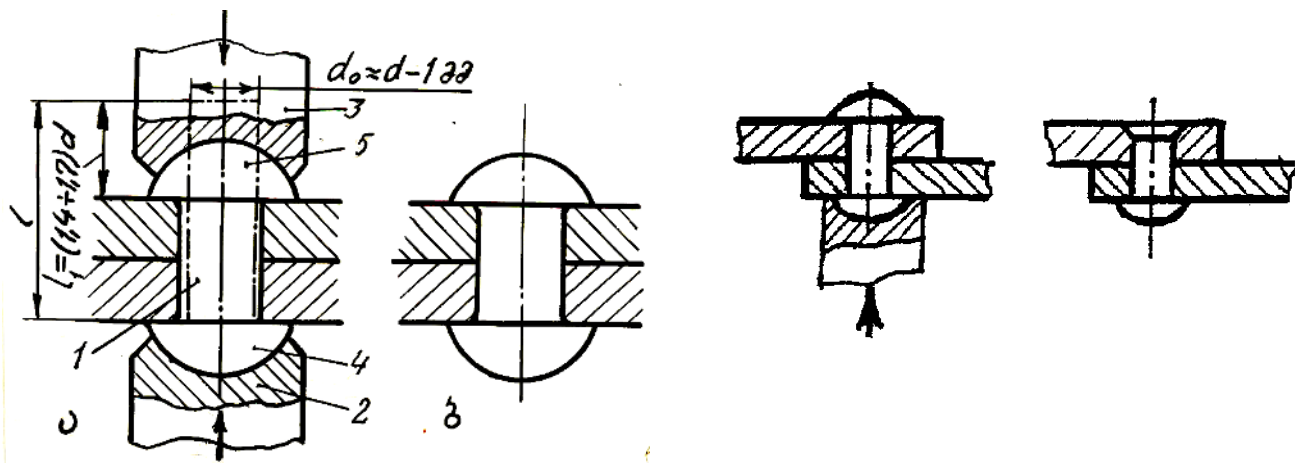
მგრეხი მომენტი, $a \approx 0,75d$ პროფილის გვერდი.

მოქლონებით შეერთება

მოქლონებით შეერთებები მიეკუთვნება დაუშლელ შეერთებას, რადგან შეერთების დასაშლელად აუცილებელია შემაერთებელი ელემენტის, მოქლონის გაჭრა, რის შემდეგაც იგი გამოუსადეგარია. შეერთების ძირითადი ელემენტი – მოქლონი წარმოადგენს ცილინდრულ ღეროს, რომელსაც ერთ-ერთ

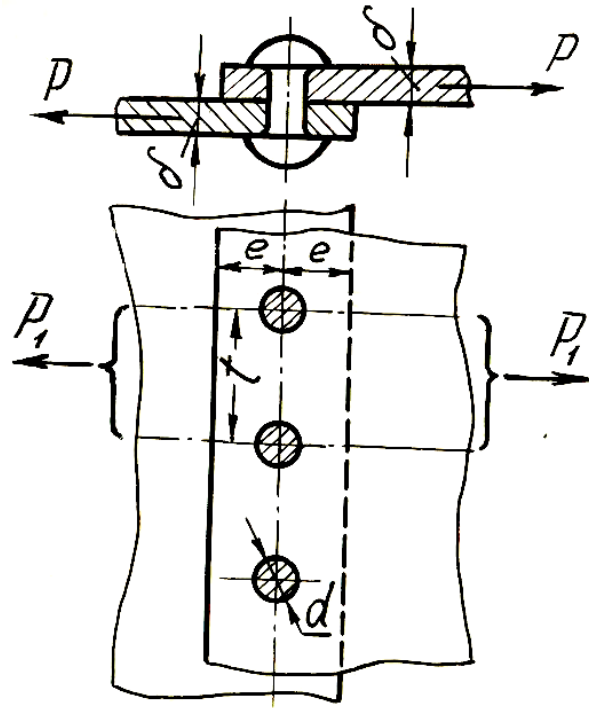


ბოლოზე გააჩნია რაიმე ფორმის სოკოსებური თავი. მის ძირითად ზომას წარმოადგენს ღეროს d დიამეტრი, რომლის მიხედვითაც ისინი სტანდარტიზირებულია. ნაწილების



შესაერთებლად მათ დაადებენ ერთმანეთზე, გააკეთებენ მათში ნახვრეტს, ჩასვამენ მასში მოქლონს და მეორე მხრიდან დაუჭეჭყავენ თავს სპეციალური ფასონური ჩაქუჩით. როცა

საჭიროა, რომ შეერთებიდან არ იყოს ამოშვებული მოქლონის თავი, მაშინ იყენებენ მალულ თავიან მოქლონებს. როდესაც მოქლონის დიამეტრი 10 მმ-ზე მეტია, მაშინ მას ნახვრეტში ჩასმამდე წინასწარ გაახურებენ, რათა გაადვილონ თავის დაჭეჭვა. ამავე მიზნით მოქლონებს ამზადებენ შედარებით რბილი ლითონისაგან: რბილი ფოლადი, ალუმინი, სპილენძი ან თითბერი. დანიშნულების მიხედვით გვხვდება მტკიცე, მტკიცე-მკვრივი და მკვრივი ნაკერები. შესრულების ხასიათის მიხედვით გვხვდება ნაფენითი და ნადებითი ნაკერები. განვიხილოთ ერთრიგა ნადებითი მტკიცე მოქლონური ნაკერის



გაანგარიშება. წინასწარ ცნობილი იქნება შესაერთებელი ფურცლების სისქე და ნაკერზე მოქმედი გამჭიმვი ძალის F მნიშვნელობები. გაანგარიშებით უნდა დადგინდეს მოქლონის დიამეტრი d , მანძილი მათი განლაგების ცენტრებს შორის ანუ ბიჯი t და მოქლონების ცენტრების განლაგების ხაზის დაცილება ფურცელთა კიდედან e . გაანგარიშებისას პირობითად გამოვყოთ ვიწრო ზოლი, რომელზედაც მოთავსდება მხოლოდ ერთი მოქლონი და მასზე მოქმედებს F_1 ძალა. ამ ძალისაგან მოსალოდნელია მოქლონის ღეროს გადაჭრა. ეს რომ არ მოხდეს

დაცული უნდა იყოს მოქლონის ღეროს ჭრაზე სიმტკიცის პირობა

$$F_t \leq \frac{\pi d_2}{4[\tau]_{ჭრ}}$$

სადაც $\frac{\pi d_2}{4}$ მოქლონის ღეროს განივკვეთის ფართია. ამავე ღეროს ზოლის შესუსტებულ განივკვეთში (მოქლონების ცენტრთა განლაგების ხაზზე) მოსალოდნელია ზოლის გაწყვეტა. ეს რომ არ მოხდეს უნდა დაცული იყოს ჭიმვაზე სიმტკიცის პირობა

$$F_t \leq (t - d)\delta[\sigma]_{ჭრ}$$

სადაც $(t - d)\delta$ სახიფათო კვეთის ფართია. ამავე ღეროს მოქლონის ღერო განიცდის თელვას და თელვაზე სიმტკიცის პირობას აქვს სახე

$$F \leq d\delta[\sigma]_{თელ} .$$

ასევე მოსალოდნელია მოქლონების ცენტრების გასწვრივ ფურცლის კიდეების ამოჭრა, რომლისთვისაც ჭრაზე სიმტკიცის პირობას აქვს სახე

$$F \leq 2\left(e - \frac{d}{2}\right)\delta[\tau]_{ჭრ}$$

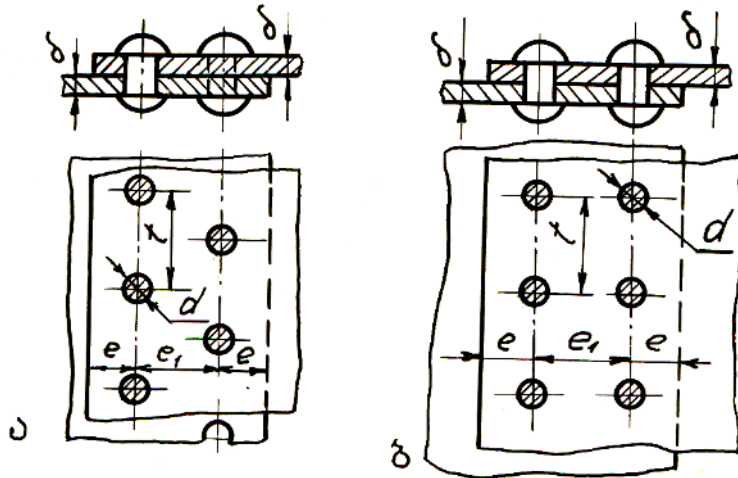
ამ განტოლების წყვილ-წყვილად ამოხსნით განისაზღვრება ზემოთ აღნიშნული საძიებელი ზომები:

მოქლონის დიამეტრი $d = 1,9\delta \approx 2\delta$

ბიჯი $t = (3 \div 6)d$ და

დაცილება ფურცლის კიდებიდან $e = 1,5d$.

როდესაც ნაკერზე მოქმედებს საკმაო სიდიდის დატვირთვა,

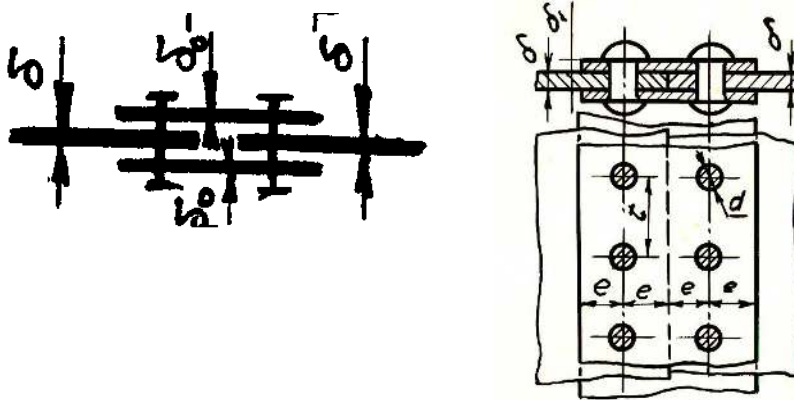


და ერთრიგა ნაკერი ვერ აკმაყოფილებს სიმტკიცის პირობას, მაშინ მოქლონებს ორ ან რამოდენიმე რიგად ალაგებენ და ცდილობენ, რომ ისინი განლაგებული იყვნენ ჭადრაკულად. ასეთი შემთხვევისათვის წინას ანალოგიურად ვღებულობთ, რომ

$$d = 2\delta; \quad t = 4d; \quad e = 1,5d \quad \text{და} \quad m = 0,6d,$$

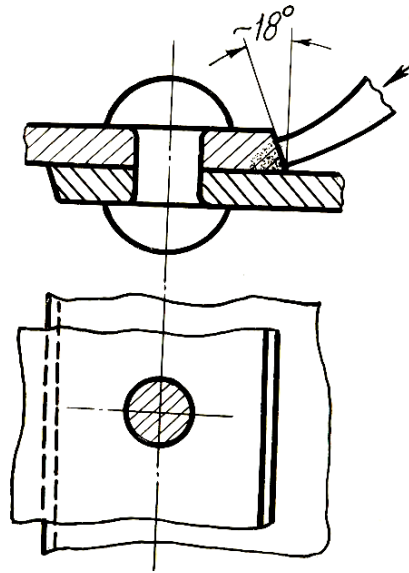
სადაც m მოქლონების რიგებს შორის მანძილია.

როდესაც შესაერთებელი ფურცლების სისქეები მცირეა



და დამოქლონებისას ისინი, რომ არ ჩაიხენ იყენებენ ნაფენით ნაკერებს. ამ დროს შესაერთებელი ფურცლები ლაგდებიან ერთმანეთის პირისპირ და ზემოდან და ქვემოდან ეფინებათ დამატებითი ფურცლები სისქით $\delta_0 = 0,6$ დანარჩენი ზომები ზემოთ განხილულთა ანალოგიურად $d = 1,5\delta; \quad t = 3,35d; \quad e = 1,5d$.

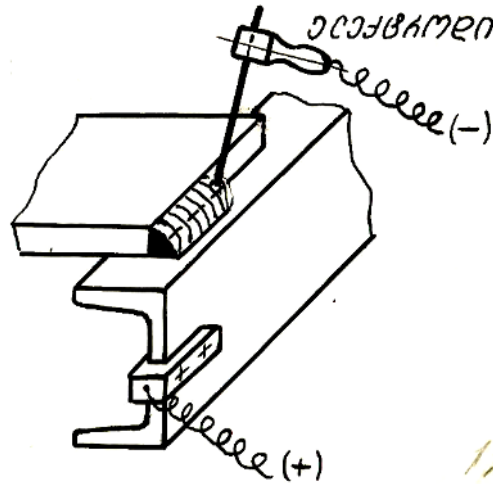
მკვრივ და მტკიცე-მკვრივ საკერებში სიმკვრივის მისაღწევად საკერს ასრულებენ ჩვეულებრივად, ოღონდ ერთ-ერთ



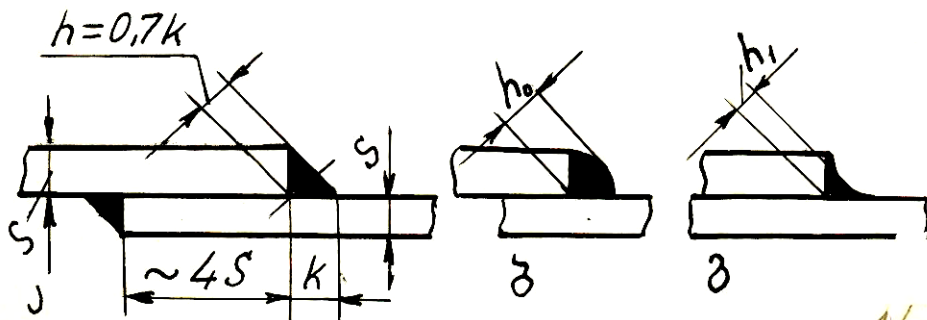
ფურცლის კიდეს დამრეცად ჩამოჭრიან და შეერთების განხორციელების შემდეგ სპეციალური ჩაქუჩით ჩაკვერავენ. ასეთი ნაკერების ზომები ძირითადად აიღება ემპირიული ფორმულებით.

შედულებით შეერთება

შედულებით შეერთება მიეკუთვნება დაუშლელ შეერთებებს, რადგან მათ დასაშლელად საჭიროა შენადული ნაკერის დაზიანება (გაჭრა), არსებობს შედულების ორი ძირითადი მეთოდი: 1. დნობით (აირით, არგონორკალური, მაღალი სიხშირის რკალური და სხვა.); 2. პლასტიკური დეფორმაციით (ცივი, აეროწნეხური, კონტაქტური, პირაპირი, წერტილოვანი და სხვა). შენადული ნაკერის დადებითი მხარეებია ლითონის ეკონომია, სიმსუბუქე, ნაკერის სიმკვრივე და სიმტკიცე,

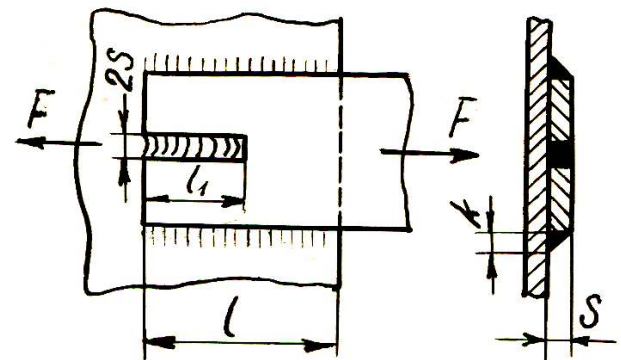
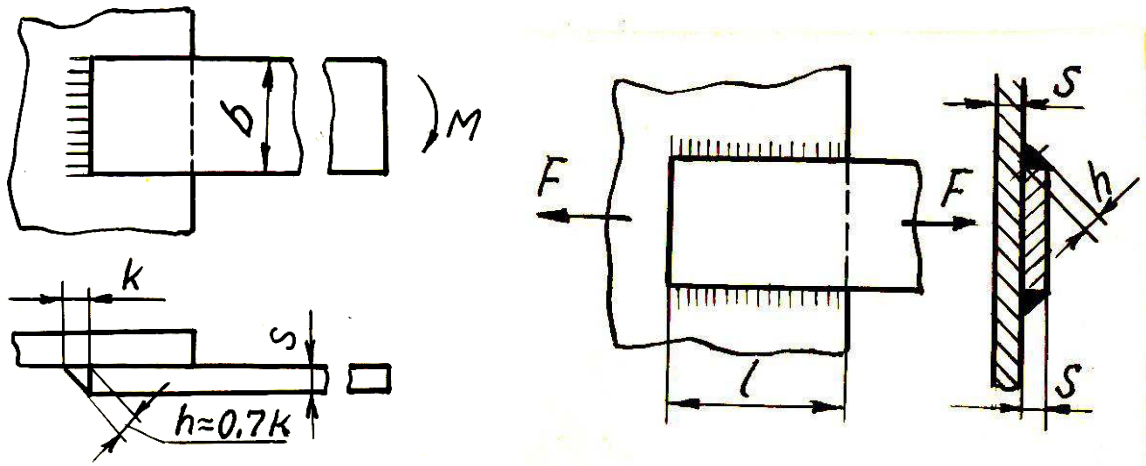


ნებისმიერი სისქისა და მრუდხაზოვანი პროფილის ურთიერთშეერთების შესაძლებლობა, მცირე შრომატევადობა და სიიაფე. მისი უარყოფითი მხარეებია: ნაკერის ხარისხის შემოწმების სირთულე და მისი ხარისხის დამოკიდებულება შემდუღებლის კვალიფიკაციაზე, შედუღების ზონაში ლითონების ფიზიკურ-მექანიკური თვისებების ცვლილებები, რის გამოც ხშირად ისინი შედუღების შემდეგ მოითხოვენ სპეციალურ თერმულ დამუშავებას და სხვა. შესადუღებელი სხეულების ურთიერთმდებარეობის მიხედვით გვაქვს: პირაპირა, პირგადადებით, კუთხით და ტესებრი შედუღებები. პირგადადებისას გვხვდება გაძლიერებული, საშუალო და შესუსტებული ნაკერები. გაძლიერებული (ა) საკმაოდ მტკიცეა, მაგრამ ძლიერი გახურების გამო იწვევს დაბრეცვას; ნაკერის დაბრეცვას ადგილი არ აქვს შესუსტებულ (ბ) ნაკერში,



მაგრამ იგი ძალზე სუსტია. აღნიშნულის გამო ყოველთვის ცდილობენ გამოიყენონ საშუალო (ბ) ნაკერი, რომლის დროსაც შენადუღ ნაკერს მართკუთხა სამკუთხედის ფორმა აქვს, ხოლო შენადუღი ნაკერის კათეტის მინიმალური სიდიდე 3 მმ-ია. ასეთი

ნაკერები ძირითადად ზიანდება შენადული სამკუთხედის ბისექტორულ კვეთზე გაწყვეტით. ამ კვეთს კრიტიკული კვეთი ეწოდება და მისი სიმაღლე $h = K \sin 45^\circ \approx 0,7K$. იმისდა მიხედვით თუ შენადულ ნაკერს მოქმედი დატვირთვის მიმართ რა მდებარეობა აქვს, გვხვდება შუბლა (ა), ფლანგური (ბ) და კომბინირებული (გ) ნაკერები. ნაკერი მოქმედი F დატვირთვისაგან რომ არ დაირღვეს, მას ამოწმებენ ჭრაზე სიმტკიცის პირობით

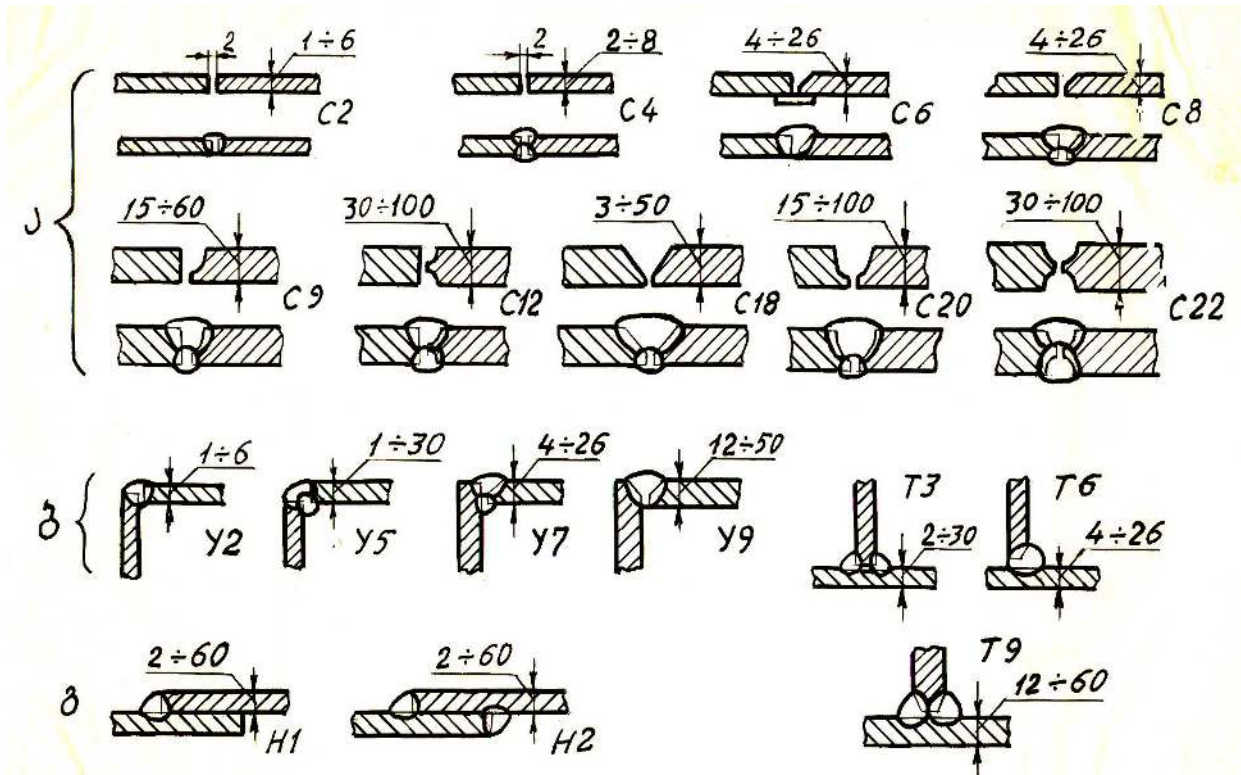


$$\tau_{ჭრ} = \frac{F}{0,7KL_{\%}} \leq [\tau]_{ჭრ}$$

სადაც $L_{\%}$ შენადული ნაკერის მთლიანი სიგრძეა. კომბინირებულ ნაკერებს იყენებენ იმ შემთხვევაში, როდესაც შუბლა და ფლანგური ნაკერები ვერ აკმაყოფილებენ მოთხოვნილ სიმტკიცის პირობას და მისი საშუალებით ცდილობენ ნაკერის

L_{Σ} ჯამური სიგრძის გაზრდას. თუ ნაკერი დატვირთულია მგრეხი მომენტით, მაშინ უნდა პასუხობდეს ჭრაზე სიმტკიცის პირობასაც.

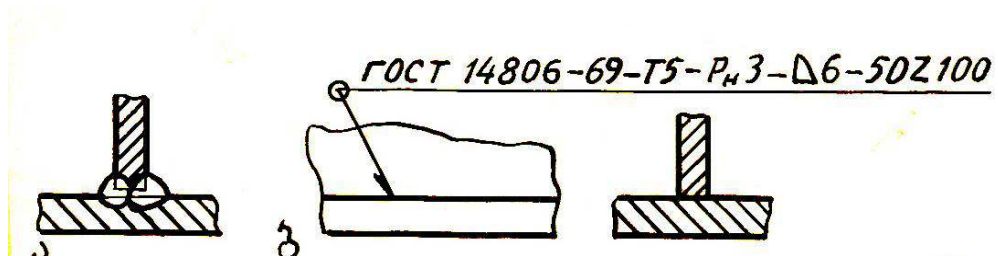
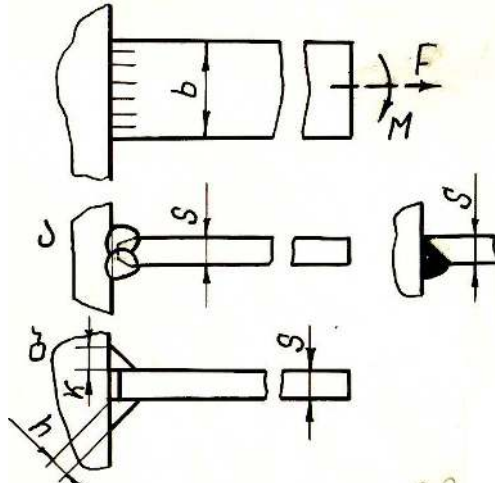
პირაპირა ნაკერებისას ნაკერის საიმედოობის გაზრდისათვის



შესაღებელი ნაწილების კიდეების მათი სისქის მიხედვით ნახაზებზე ნაჩვენებისამებრ წინასწარ ამუშავებენ.

როდესაც გვაქვს ტესებრი შედუღებები, ისინი ძირითადად ერთდროულად განიცდიან როგორც გამჭიმავი F დატვირთვის, ისე მღუნავი M მომენტის მოქმედებას, ამიტომ ასეთი ნაკერების სიმტკიცის პირობას აქვს სახე: (ა) შემთხვევისათვის

$$\sigma_{\text{ბაჭ}} = \frac{M}{W} + \frac{F}{\delta \cdot b} \leq [\sigma]_{\text{ბაჭ}}$$



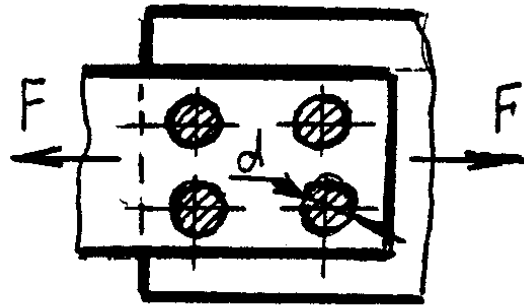
სადაც წინაღობის მომენტი $W = \frac{\delta b^2}{6}$.

(ბ) შემთხვევაში კი

$$\tau_{\text{ჭრ}} = \frac{M}{W} + \frac{F}{2hb} \leq [\tau]_{\text{ჭრ}}$$

სადაც $W = \frac{2 \cdot 0,7kb^2}{6}$.

ბოლო ხანებში ძალზე დიდი გავრცელება ჰპოვა წერტილოვანმა შედუღებებმა, რომლებსაც ძირითადად იყენებენ ფურცლოვანი სხეულების ერთმანეთთან შესადუღებლად. შედუღება ხორციელდება წრიული ელექტროდებით კონტაქტური შედუღებით. ნაკერი მიიღება წერტილის სახით, რომლის დიამეტრი შეესაბამება ელექტროდის დიამეტრს და მისი სიღიღე

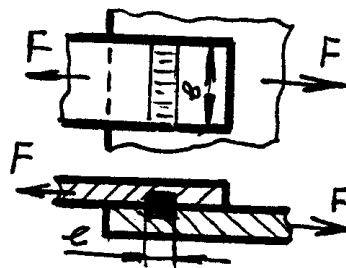


აიღება ფურცლის სისქის მიხედვით: თუ ფურცლის სისქე 3მმ-ზე მეტია, მაშინ $d = 1,4\delta + 5$ მმ, ხოლო თუ 3მმ-მდეა $d = 1,2\delta + 4$ მმ. წერტილოვან შედუღებაში მოქმედი F დატვირთვა ცდილობს გადაჭრას შენადული წერტილები შეერთების სიბრტყეში, ამიტომ ასეთ ნაკერებს ამოწმებენ ჭრაზე სიმტკიცის პირობით

$$\tau_{ჭრ} = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4} Z} \leq [\tau]_{ჭრ}$$

სადაც $\frac{\pi d^2}{4}$ ერთი შენადული წერტილის განივკვეთის ფართია, ხოლო Z შენადული წერტილების რაოდენობა.

წერტილოვანი შედუღების ანალოგიურია კონტაქტური შედუღება გორგოლოჭოვანი ელექტროდებით. ამ დროს

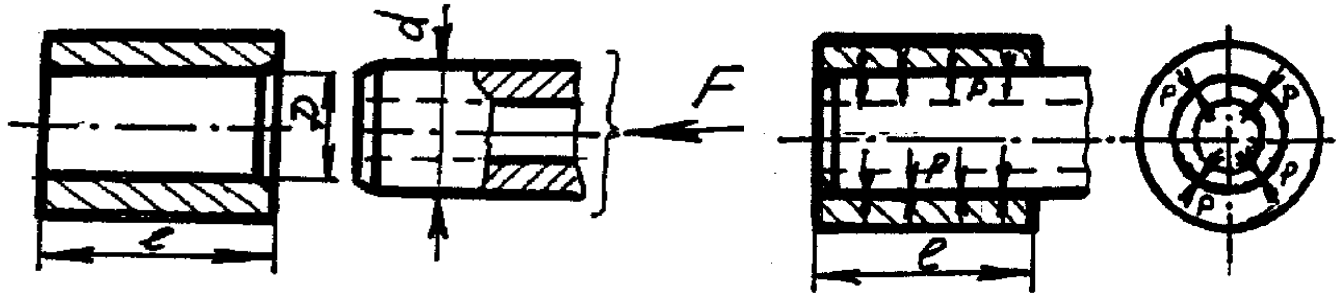


მიღებული ზოლური შენადული ნაკერი მოწმდება ჭრაზე სიმტკიცის პირობით

$$\tau_{ჭრ} = \frac{F}{bl} \leq [\tau]_{ჭრ}$$

შეერთება ბარანტირებული ჭეძით

გარანტირებული ჭეძით ნაწილების შეერთება მიეკუთვნება დაძაბულ შეერთებათა ჯგუფს. აქ ჭეძი შეიქმნება ერთიმეორეზე წამოსაგები ნაწილების ჩასასმელი ზომების აუცილებლად საჭირო სხვაობით დამზადების გზით $N = d - D > 0$. აწყობის სახის



მიხედვით შეერთება შეიძლება იყოს ჩაწნებით და გათბობა-გაციებით აწყობილი. ჭეძის აუცილებლად საჭირო სიდიდე განისაზღვრება საკონტაქტო ზედაპირებზე მოქმედი P წნევის სიდიდით. P წნევა კი ისეთი სიდიდის უნდა იყოს, რომ მის მიერ საკონტაქტო ზედაპირებზე აღძრული ხახუნის ძალები მეტი იყოს შეერთებულ ნაწილებზე მოქმედ F გარე ძალებზე. შეერთების სიმტკიცის პირობა ღერძული F ძალით დატვირთვის შემთხვევაში იქნება

$$FK \leq \pi d l p f$$

აქედან
$$p \geq \frac{FK}{\pi d l f}$$

სადაც f ხახუნის კოეფიციენტია; d და l ჩასასმელი ნაწილის დიამეტრი და სიგრძეა; $K = 1,5 \div 2$ შეჭიდულობის მარაგის კოეფიციენტია. როცა შეერთებაზე მხოლოდ მგრესი T მომენტი მოქმედებს, მაშინ შეერთების სიმტკიცის პირობა იქნება

$$TK = \pi d l t f \frac{d}{2} = \pi d^2 l p \frac{f}{2}$$

საიდანაც წნევა საკონტაქტო ზედაპირზე

$$P = \frac{2TK}{\pi d^2 l f}$$

ეს ფორმულების შეჭიდულობის მარაგის K კოეფიციენტის გაუთვალისწინებლად ვრცელდება ჩვეულებრივ შეერთებებზე, რომლებშიც შემომწვდომი დეტალის გახურებით ან შემოსაწვდომი დეტალის გაცივების საშუალებით აწყობის შემთხვევაში ტემპერატურა, სადამდეც უნდა გახურდეს შემომწვდომი დეტალი, განისაზღვრება ფორმულით:

$$t_2^o = \frac{\delta_{T\&J} + \delta_0}{ad10^3 + t^o},$$

ხოლო ტემპერატურა სადამდეც უნდა გაცივდეს შემოსაწვდომი დეტალი

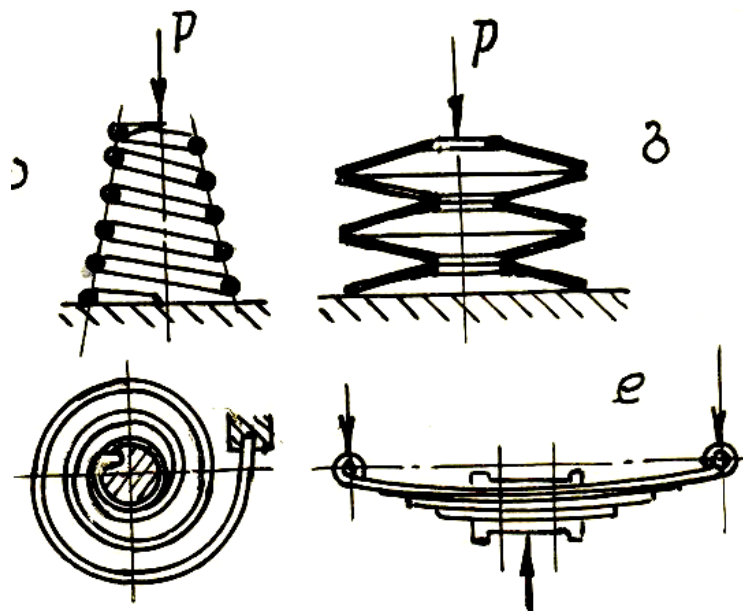
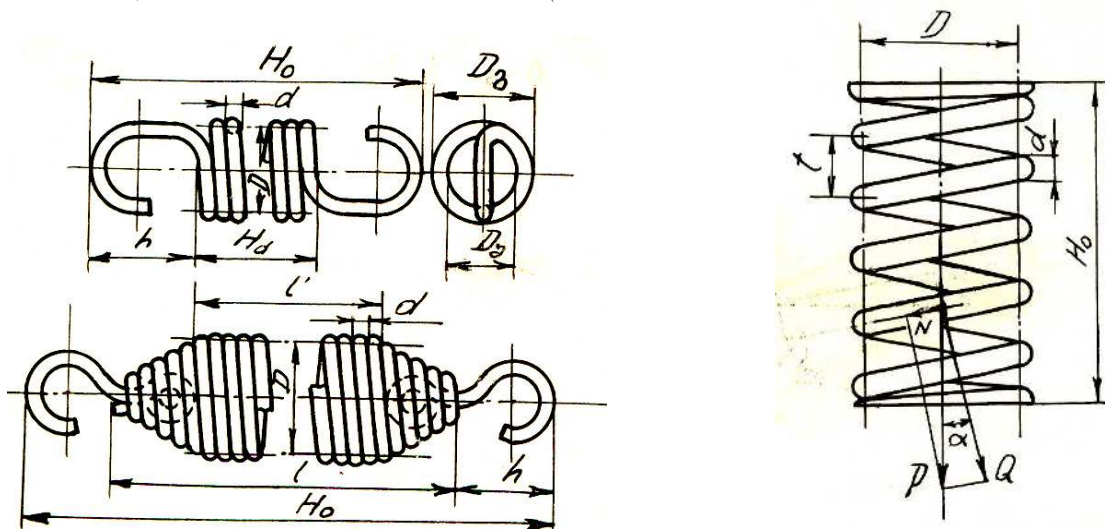
$$t_1^o = \frac{\delta_{T\&J} + \delta_0}{ad10^3 + t^o},$$

სადაც $\delta_{T\&J}$ შერჩეული ჩასმის უდიდესი ჭექია მ.კ.მ; δ_0 მინიმალური აუცილებელი ღრეჩოა აწყობისას მ.კ.მ; a დეტალების გაფართოების (კუმშვის) ხაზოვანი კოეფიციენტია მათი გახურების (გაცივების) დროს, აიღება ცხრილებიდან; d შეერთების დიამეტრია მმ; t^o იმ სათავსოს ტემპერატურაა C^o რომელშიც წარმოებს შეერთების აწყობა.

დიდი დეტალების ჩაწნეხას ჩვეულებრივ აწარმოებენ ჰიდრაულიკური წნეხებით, მცირე დეტალებისას კი – ხელის ხრახნული ან ბერკეტული წნეხებით. ჩაწნეხის სიჩქარე არ უნდა აჭარბებდეს 5მმ/წმ; ჩაწნეხის წინ რეკომენდირებულია შეუღლებული ზედაპირების შეზეთვა და მათი ნაპირების სათანადო დამუშავება.

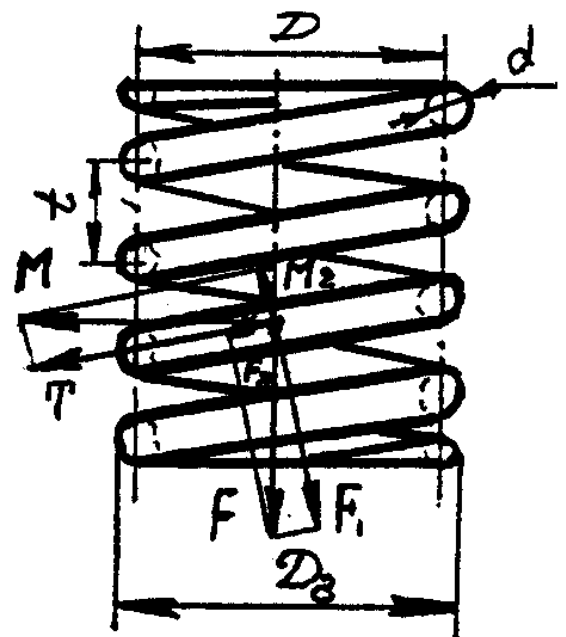
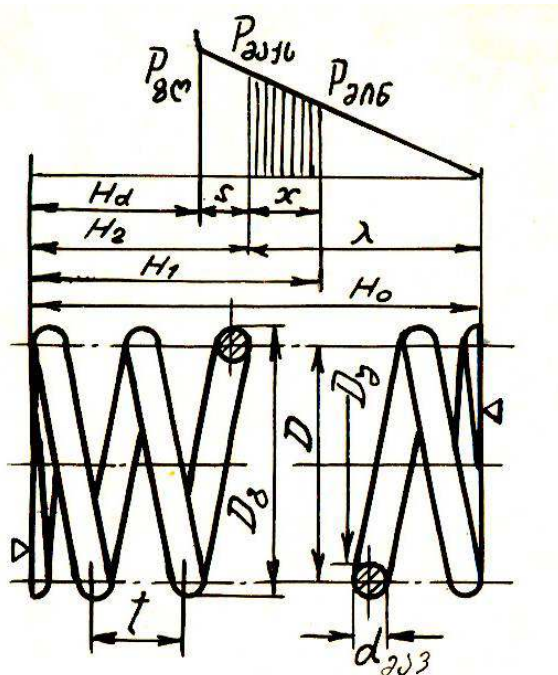
ზ ა მ ბ ა რ ე ბ ი

ზამბარებმა თავიანთი დრეკადი თვისებების გამო ფართო გავრცელება ჰპოვეს სხვადასხვა მანქანებსა და ხელსაწყოებში. კერძოდ მანქანების ნაწილების ერთმანეთზე დამჭერი და



დამჭიმი ძალების შესაქმნელად (ფრიქციული გადაცემები, ქუროები, მუხრუჭები და სხვა); დარტყმისა და ვიბრაციის შთანთქმისათვის (ამორტიზატორები, ბუფერები, რესორები და სხვა); ენერგიის აკუმულირებისათვის რათა ზამბარა გამოყენებული იქნას როგორც ძრავა (საათის მექანიზმებში და სხვა); ძალების გაზომვისათვის (დინამომეტრებში და სხვა მზომ ხელსაწყოებში). მოქმედი ძალების შესაძლებლობის მიხედვით ზამბარები არსებობს გაჭიმვის (ა), კუმშვის (ბ,გ,დ), გრეხის (ე) და ღუნვის (ვ). კონსტრუქციის მიხედვით არჩევენ: ცილინდრულ (ა,ბ), კონუსურ (გ), ფასონური დახვევის და თეფშისებრ (დ), ბრტყელ სპირალურს (ე) ზამბარებს. დრეკად ნაწილებს, რომლებიც შედგენილია სხვადასხვა სიგრძის, მაგრამ ერთიდაიგივე შიგანის ფურცლებისგან ეწოდება რესორი (ვ); მას იყენებენ სატრანსპორტო მანქანებში.

მაგალითის სახით განვიხილოთ ცილინდრული ერთძარღვიანი გაჭიმვისა და კუმშვის ზამბარის გაანგარიშება. მრგვალი განივკვეთის მავთულისაგან დამზადებული ხრახნული, ცილინდრული ზამბარის ძირითადი გეომეტრიული პარამეტრებია: d მავთულის დიამეტრი; D_0 და D ზამბარის გარე და საშუალო დიამეტრები; $c = \frac{D}{d}$ ზამბარის ინდექსია;



t ზამბარის ბიჯია; α ხვიების ასვლის კუთხე; L_0 გაშლილი ზამბარის სიგრძე საკავის გარეშე. ზამბარის დამყოლობა პირდაპირპროპორციულია ინდექსის, რომელიც შეიძლება მავთულის დიამეტრის მიხედვით $c = 4 \div 12$. მუშაობის პროცესში ხვიის ნებისმიერ კვეთში აღიძვრება ღერძის მიმართულებით მოქმედი F ძალა და მომენტი $M = \frac{FD}{2}$, რომლის ვექტორი ზამბარის სიმეტრიის ღერძის მართობულია. დავშალოთ F ძალა განივ $F_1 = F \cos \alpha$ და გრძივ $F_2 = F \sin \alpha$ მდგენელებად. M მომენტის დაშლისას ზამბარას ხვიის ღერძული ხაზის მიმართულებით და მის მართობულად ხვიის განივკვეთში აღიძვრება მგრეხი

$$T = \frac{FD}{2} \cos \alpha$$

და მღუნავი

$$M_{\text{ღ}} = \frac{FD}{2} \sin \alpha$$

მომენტები. რადგან კუთხე α ნაკლებია 10° -დან 12° -მდე, ამიტომ მღუნავი $M_{\text{ღ}}$ მომენტი და ღერძული F_2 ძალა გაცილებით ნაკლები სიდიდეებისაა, ვიდრე შესაბამისად მგრეხი T მომენტი და განივი F_1 ძალა. მაგრამ როგორც გაანგარიშება გვიჩვენებს ძვრის დეფორმაციით გამოწვეული მხები ძაბვა ნაკლებია გრეხით გამოწვეულ მხებ ძაბვაზე, ამიტომ გაანგარიშების გამარტივებისათვის ითვალისწინებენ მხოლოდ მგრეხ მომენტს და გაანგარიშებას ახდენენ გრეხაზე სიმტკიცის პირობით

$$\frac{FD}{2} \leq \frac{\pi d^3}{16 [\tau_0]_{\text{გრ}}}$$

აქ $[\tau_0]_{\text{გრ}}$ არ ითვალისწინებს ხვიების სიმრუდეს და ძირითადად გამოიყენება იმ შემთხვევაში, როცა $c \geq 12$.

ზუსტი გაანგარიშებისათვის უნდა გავითვალისწინოთ, რომ ხვიების განივკვეთში ძაბვების განაწილება არაერთგვაროვანია; მაქსიმუმს ძაბვა აღწევს ზამბარის ცენტრთან ახლოს მდებარე

ხეიის შიდა ზედაპირზე და $\tau_{მაქ} = K\tau_{გრ}$, სადაც K ზამბარის მახასიათებელი რიცხვითი კოეფიციენტი, დამოკიდებულია ზამბარის ინდექსზე, ითვალისწინებს ხეების სიმრუდეს და განივი ძალების გავლენას ძაბვის სიდიდეზე. კუმშვა-გაჭიმვის ცილინდრული ზამბარების გაანგარიშება, როცა მისი ზომები ცნობილია, წარმოებს ფორმულით

$$\tau_{გრ} = \frac{8KFD}{\pi d^3} = \frac{8KFC}{\pi d^2} \leq K[\tau]_{გრ}.$$

ზამბარის დაპროექტებისას მავთულის დიამეტრი

$$d \geq 1,6 \sqrt{\frac{KFC}{[\tau]_{გრ}}},$$

სადაც $K = \frac{4C+2}{4C-3}$ წრიული კვეთის მავთულის შემთხვევაში

და $K = \frac{4C+3}{4C-2}$ მავთულის მართკუთხა პროფილის დროს. d -ს რიცხვითი მნიშვნელობა უნდა შეესაბამებოდეს სპეციალურ საზამბარე მავთულის სტანდარტს. ზამბარის საშუალო და გარე დიამეტრები შესაბამისად ტოლია $D = Cd$; $D_გ = D = d$ ზამბარის სიგრძის ცვალებადობა (ჩაჯდომა) განისაზღვრება ზამბარების სიხისტეზე გაანგარიშებიდან

$$\lambda = \frac{8FD^3 Z}{Gd^4} = \frac{8FC^3 Z}{Gd},$$

სადაც G ზამბარის მასალის ძვრის მოდულია. მუშა ხეიათა რიცხვი

$$Z = \frac{\lambda Gd}{8FC^3},$$

კუმშვაზე მომუშავე ზამბარებისათვის ხეიათა მთლიანი რიცხვი

$$Z_0 = Z + 1,5 \div 2 .$$

მაქსიმალურა დატვირთული ზამბარებისათვის ხვეებს შორის მინიმალური ღრეხო

$$\Delta = (0,1 \div 0,2) \frac{\lambda}{Z} ;$$

მაქსიმალურად დატვირთული ზამბარის ბიჯი

$$t = \frac{\lambda}{Z} + d + \Delta .$$

ხვეების ურთიერთშეხებამდე შეკუმშული ზამბარის სიგრძე

$$L = (Z_0 - 0,5)d .$$

დაუტვირთავი ზამბარის სიგრძე

$$L_0 = L + Z(t - d) .$$

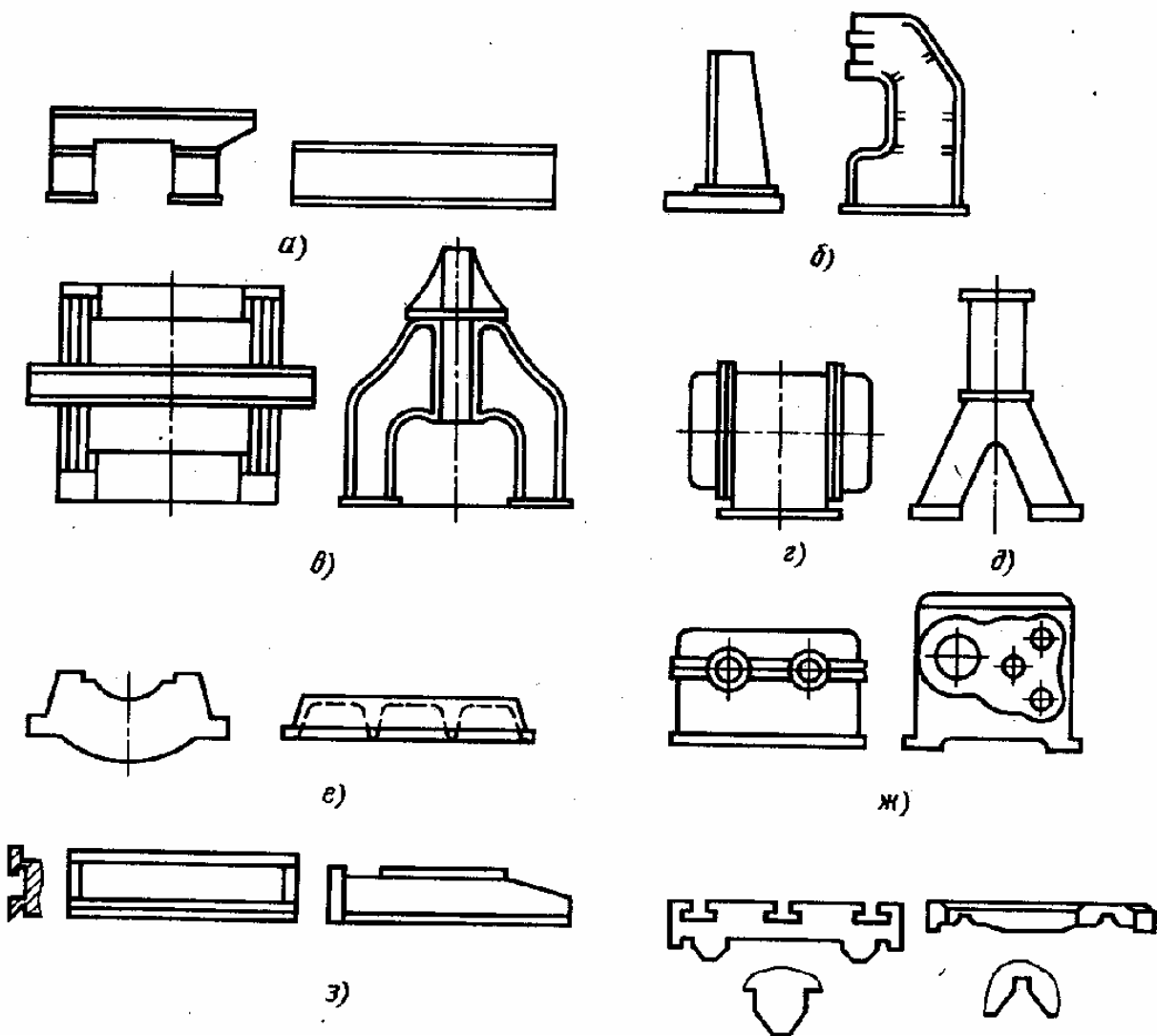
ზამბარის დასახვევად საჭირო მავთულის სიგრძე

$$l = \frac{\pi D Z_0}{\cos \alpha + l_{\text{ზამბ}}} .$$

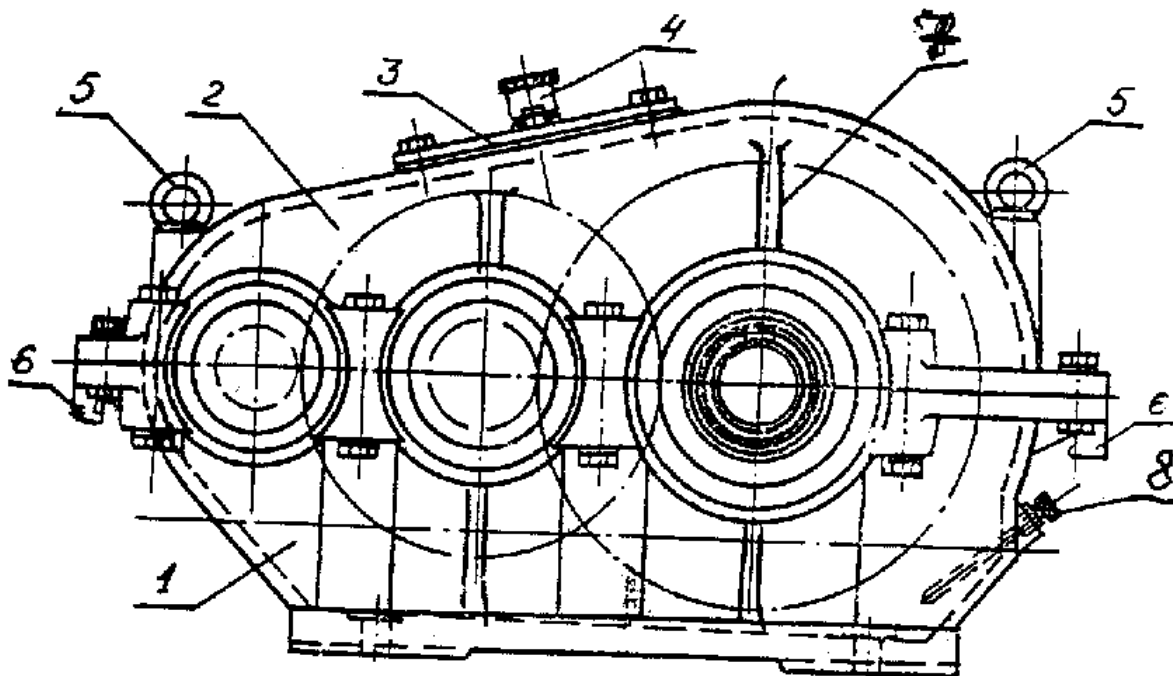
კორპუსული ნაწილები

კორპუსული ნაწილები გარკვეული ხარისხით განსაზღვრავენ მანქანების შრომისუნარიანობას, ვიბრომდგრადობის, დატვირთვის ქვეშ მუშაობის სიზუსტეს, ხანგამძლეობას, სიმტკიცეს და სიხისტეს.

კორპუსული დეტალები იყოფიან შემდეგ ჯგუფებად:
 ა) დგანები, ბ) დგარები, გ) საბრუნო დგანები, დ) წრიული



დგანები, ე) ცილინდრების ბლოკი, კორპუსები ვ) საფუძვლის ფილები, ზ) ყუთები, თ) განივები, ჩოციები, ი) მაგიდები, ნალოები კორპუსულ ნაწილებს ვიხილავთ რედუქტორის კორპუსის მაგალითზე, რომელსაც როგორც წესი შედგენილს ამზადებენ. კორპუსის ცალკეულ ნაწილებს ერთმანეთთან აერთებენ ჭანჭიკების ან სარჭების საშუალებით. ჩვეულებრივ კორპუსი შედგება ორი ძირითადი დეტალისაგან – ქვედა ნაწილისაგან 1,



რომელიც მაგრდება ფუნდამენტზე ან დასაყენებელ ჩარჩოზე, და კორპუსის სახურავისაგან 2. გადაცემის დათვალიერებისა და მასში ზეთის ჩასასხმელად კორპუსის სახურავში გათვალისწინებულია საჭვრეტი ნახვრეტი, რომელიც იხურება ხუფით 3. მასზე ამაგრებენ სასულეს 4; კორპუსის სახურავის ბოლოებში ჩახრახნულია ორი სატვირთე ხრახნი 5 (რიმჭანჭიკი), კორპუსის სახურავის ასატაცებლად აწევის დროს. კორპუსის ფსკერში მოთავსებულია გადამუშავებული ზეთის გამოსაშვები ნახვრეტი, რომელიც იხურება საცობით; მასშივე განლაგებულია ზეთის დონის მაჩვენებელი 8. დიდი წონის რედუქტორებში გათვალისწინებულია კავები 6 ტვირთამწევი მანქანით რედუქტორის ასაწევად. რედუქტორის კორპუსის ქვედა ნაწილზე მისი სახურავის ზუსტი ფიქსირებისათვის იყენებენ კონუსურ წკირებს.

რელექტორის კორპუსი უნდა იყოს ხისტი და მტკიცე, ვინაიდან მის დეფორმაციას შეუძლია გამოიწვიოს ლილვების გადაცერება და კბილანური გადაცემების ნორმალური მუშაობის დარღვევა. კორპუსის სინისტეს აძლიერებენ გარე წიბოებით 7, რომლებიც განლაგებულია სასაკისრე ბურცოებთან. რელექტორის საკისრებისათვის განკუთვნილი ხუფების ფორმა განისაზღვრება საკისრების ტიპითა და მათი დამაგრების ხერხით.

კორპუსებს ჩვეულებრივ ამზადებენ რუხი თუჯის (მაგალითად რთ 15) სხმულისგან. რელექტორის ძირითადი გაბარიტული ზომები დამოკიდებულია კბილათვლების ზომებზე. დანარჩენი ცალკეული ელემენტების (კედლების სისქეები, ჭანჭიკების დიამეტრები და სხვა) ზომებს ანგარიშობენ გადაცემის ღერძთშორისი a_w ან კონუსური R_e მანძილის მიხედვით ემპირიული ფორმულების გამოყენებით.

ლიტერატურა

1. ო. ეზიკაშვილი. მანქანათა ნაწილები. „განათლება“, თბილისი, 1993, 627 გვ.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. М., "Машиностроение". 1989, 496 с.
3. გ. ჭელიძე. ნ. ბარძიმაშვილი. მანქანათა ნაწილები. სტუ-ს გამომცემლობა, თბილისი, 2005, 74 გვ.
4. ო. ეზიკაშვილი, გ. ჭელიძე, ა. ცირეკიძე. ტექნიკური მექანიკა გამომცემლობა „განათლება“, თბილისი, 1989
5. ნ. ბარძიმაშვილი, გ. ჭელიძე. მანქანათა ნაწილები (სრიალის საკისრები) . სტუ-ს გამომცემლობა 2008, 66 გვ.
6. ნ. ბარძიმაშვილი, გ. ჭელიძე. მანქანათა ნაწილები (გორვის საკისრები). სტუ-ს გამომცემლობა 2009, 58 გვ.
7. ნ. ბარძიმაშვილი, გ. ჭელიძე. მანქანათა ნაწილები (ქუროები). სტუ-ს გამომცემლობა 2008, 80 გვ.
8. M. F. Spotts. Design of Machine Elements. Fourt Edition. Prentice-Hall, INC., Englewood Cliffs, N.J. USA.620 pages.
9. Robert L. Norton. Machine Design. An Integrated Approach. Worcester Politechnic Institute, Worcester, Massachusetts, Prentice-Hall, Upper Saddle River, New Jersey 07458., 1996, USA. 1050 pages.
10. Robert C. Juvinall, Kurt M.Marshek. Fundaments of Machine Component Design. Printed and bound by R.R.Donnelley & Sons. Michigan, USA. 2000. 888 pages.

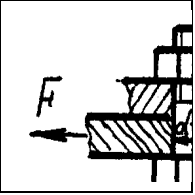
ს ა რ ჩ ე ვ ი

მანქანათა ნაწილების გაანბარიშების და დაბეზმარების ძირითადი საფუძვლები	3
ბრუნვის განმასწორებელი და მბრუნავი სხეულების შემაკაველები ნაწილები	8
ზოგადი ცნობები	8
ღერძები და მათი გაანგარიშება	9
ლილვები და მათი გაანგარიშება	12
სატაცები და მათი გაანგარიშება.	14
ქუსლები და მათი გაანგარიშება	16
სოგმანებით შეერთებები	18
კბილური (ღარობული) შეერთებები	23
სრიალის საკისრები	24
გორვის საკისრები	28
ქუროები	32
გადაცემები	43
ზოგადი დახასიათება და ძირითადი პარამეტრები. კლასიფიკაცია. გამოყენების უბნები	43
კბილანური გადაცემები	45
ზოგადი დახასიათება, კლასიფიკაცია, გამოყენების უბნები, კბილანური გადაცემის გეომეტრია და გამოყენებული მასალები	45

ღია ცილინდრული სწორკბილა გადაცემები და მათი გაანგარიშება ღუნვის სიმტკიცეზე	50
დახურული ცილინდრული სწორკბილა გადაცემები და მათი გაანგარიშება ზედაპირის კონტაქტურ სიმტკიცეზე	54
ცილინდრული კბილანების კონსტრუქციები	62
ირიბკბილებიანი ცილინდრული კბილანებით გადაცემები და მათი გაანგარიშების თავისებურებანი	66
კონუსურ კბილანებიანი გადაცემები და მათი გაანგარიშების თავისებურებები	73
კონუსური კბილანების კონსტრუქციები	81
ჭიახრახნული გადაცემები კინემატიკა, მოქმედი დატვირთვები და ღია გადაცემის გაანგარიშება	83
დახურული ჭია გადაცემები და მათი გაანგარიშება კონტაქტურ სიმტკიცეზე	87
ჭიაგადაცემების თბური გაანგარიშება	89
ჭიახრახნის და ჭიაკბილანის კონსტრუქციები	90
ზოგადი ცნობები გლობოიდურ გადაცემებზე	93
ზოგადი ცნობები ნოვიკოვის მოდებით გადაცემებზე	94
ზოგადი ცნობები პლანეტარულ გადაცემებზე	95
ზოგადი ცნობები კბილანურ ტალღურ გადაცემებზე	97
ფრიქციული გადაცემები	98
ბრტყელღვედური გადაცემები	106
სოლღვედური გადაცემები	113
ჯაჭვური გადაცემები	116
კბილებიანი ღვედებით გადაცემა	121

შეერთებები	123
----------------------	-----

ზოგადი ცნობები ხრახნკუთხვილიან შეერთებებზე	123
ხრახნის თეორია	126
ერთეული ჭანჭიკებით შეერთებების გაანგარიშებები	129
ჯგუფური ჭანჭიკებით შეერთებების გაანგარიშება	134
სატვირთო ხრახნების გაანგარიშება	139
სოლური შეერთებები	143
წკირებით შეერთება	144



პროფილური შეერთებები	146
მოქლონებით შეერთება	147
შედუღებით შეერთება	151
შეერთება გარანტირებული ჭეჭით	157

ზ ა მ ბ ა რ ე ბ ი	159
-----------------------------	-----

კორკუსული ნაწილები	164
------------------------------	-----

ლიტერატურა	166
----------------------	-----

სარჩევი	168
-------------------	-----