

მ. კახიანი

გამოყენებული მუქანიკა

„ტექნიკური უნივერსიტეტი“

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

მ. კახიანი

გამოყენებითი მექანიკა



დამტკიცებულია სტუ-ს
სარედაქციო-საგამომცემლო
საბჭოს მიერ

თბილისი
2009

სახელმძღვანელოში განხილულია ზოგიერთი ძირითადი საკითხები, რომლებიც წარმოადგენენ საგნის „გამოყენებითი მექანიკა“ საფუძველს. სახელმძღვანელო განკუთვნილია უმაღლესი ტექნიკური სასწავლებლის ბაკალავრიატისა და უმაღლესი პროფესიული საფესურების სტუდენტებისათვის.

რეცენზენტი ასოცირებული პროფესორი **ნ. თუმანიშვილი**

© საგამომცემლო სახლი „ტექნიკური უნივერსიტეტი“, 2009

ISBN 978-9941-14-579-7

<http://www.gtu.ge/publishinghouse/>



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

საავტორო უფლებების დარღვევა ისჯება კანონით.

შესავალი

გამოყენებითი მექანიკის კურსის შესწავლა დამყარებულია სხვადასხვა ზოგადტექნიკურ მეცნიერებებში მიღებული ცოდნის შესწავლაზე და მათზე დაყრდნობით მიიღწევა სახალხო მეურნეობის სხვადასხვა დარგებისათვის აუცილებელი ძირითადი თეორიების სრულყოფა, სხვადასხვა სირთულის მანქანებისა და ავტომატიზირებული ხაზების პროექტირებისა და გაანგარიშების ახალი მეთოდების ჩამოყალიბება, თანამედროვე ხელსაწყოებისა და გამოთვლითი ტექნიკის შექმნა.

წარმოდგენილ სახელმძღვანელოში განხილულია მხოლოდ ზოგიერთი საკითხი, რომლებიც წარმოდგენენ ზემოთ აღნიშნული ზოგადტექნიკური მეცნიერებების საფუძველს. ეს მასალა საჭიროა სტუდენტისათვის იმ აუცილებელი ცოდნის მისაღებად, რასაც ითვალისწინებს გამოყენებითი მექანიკის საგნის ცოდნა.

განხილულია სხვადასხვა მექანიზმების სტრუქტურის, კინემატიკისა და დინამიკის შესწავლისათვის აუცილებელი საკითხები; მანქანებსა და მექანიზმებში გამოყენებული გადაცემების კლასიფიკაცია; გადაცემების სახეები; მათი გაანგარიშებისათვის საჭირო აუცილებელი დამოკიდებულებები. მოცემულია დეტალებისა და ნაგებობების მდგრადობაზე გაანგარიშების სხვადასხვა მეთოდები; წარმოდგენილია მანქანებსა და კვანძებში გამოყენებული დეტალების შეერთების სხვადასხვა სახეები; მათი გაანგარიშების მაგალითები.

წარმოდგენილმა ილუსტრაციებმა მნიშვნელოვნად უნდა შეუწყოს ხელი სტუდენტებს მასალის შესწავლაში.

თაზი 1

1.1. ზოგადი დებულებები

მატერიის არსებობის ძირითადი ფორმაა მოძრაობა. მატერიის ყოველგვარ ცვლილებას მოძრაობა ეწოდება. მატერიის იმ რაოდენობას, რომელიც ავსებს სივრცის გარკვეულ მოცულობას მატერიალური სხეული ეწოდება.

სხეულის ნაწილაკების ურთიერთმდებარეობის შეცვლას დროში **მექანიკური მოძრაობა** ეწოდება. ამ სხეულის ნაწილაკების მექანიკური მოძრაობის ცვლილებას **მექანიკური ურთიერთქმედება** ეწოდება.

მეცნიერებას, რომელიც შეისწავლის მექანიკურ მოძრაობას და მექანიკურ ურთიერთქმედებას **მექანიკა** ეწოდება.

თეორიული მექანიკა სწავლობს მატერიალური სხეულების მექანიკური მოძრაობისა და მექანიკური ურთიერთქმედების ზოგად კანონებს.

სხეულს, რომლის ზომები უგულვებელყოფილია **მატერიალური წერტილი** ეწოდება.

მატერიალურ სხეულს, რომლის გეომეტრიული ფორმა და ზომები არ იცვლება დროში **აბსოლუტურად მყარი სხეული** ეწოდება.

თეორიული მექანიკა პირობითად 3 ნაწილად იყოფა: **სტატიკა, კინემატიკა და დინამიკა.**

სტატიკა შეისწავლის ძალთა სისტემის ტოლფას გარდაქმნებს და ადგენს სხეულის წონასწორობის პირობებს.

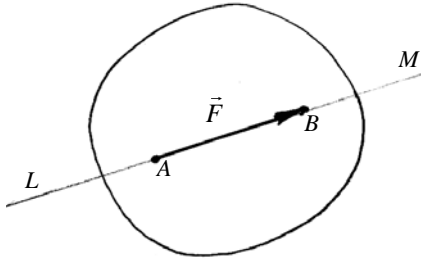
კინემატიკა შეისწავლის სხეულის მოძრაობის გეომეტრიულ მხარეს. ის არ განიხილავს იმ მიზეზებს რამაც გამოიწვია მოძრაობა.

დინამიკა სწავლობს სხეულის მოძრაობის კანონებს გამომწვევ მიზეზებთან ერთად (ძალებთან ერთად).

1.2. ძალა. ძალთა სისტემა

მექანიკაში ძალის ქვეშ იგულისხმება სხეულების ურთიერთქმედების რაოდენობითი ზომა, რომლის შედეგად ურთიერთქმედი სხეულები ერთმანეთს ანიჭებენ აჩქარებას ან განიცდიან დეფორმაციას. მექანიკაში ძალის ფიზიკური ბუნება არ შეის-

წავლება. დაკვირვებამ გვიჩვენა, რომ ძალა წარმოადგენს ვექტორს. ის ხასიათდება სიდიდით, მოდების წერტილით და მიმართულებით.



ნახ. 1

წრფეს, რომელზეც მდებარეობს ძალა ძალის ფუძე ეწოდება (ნახ. 1). აქ მოდების წერტილია A, ბოლო წერტილი B, \vec{F} -ანუ \vec{AB} ძალაა, ხოლო ფუძეა (L, M) წრფე. ძალის სიდიდეს ანუ მოდულს $|\vec{F}|$ -ით ან F-ით აღნიშნავენ. საერთაშორისო სისტემაში ძალის ერთეულად მიღებულია ნიუტონი, ტექნიკურ ერთეულთა სისტემაში კგ-ი. 1 კგ \approx 9,81 ნ.

ძალა შეიძლება მოცემული იყოს იმავე მეთოდით, როგორც ვექტორი, სახელდობრ მოდების წერტილით და მისი გვერდებით oxy სისტემის კოორდინატა ღერძებზე (ნახ. 2)

$$\vec{F} = \vec{i}Fx + \vec{j}Fy + \vec{k}Fz;$$

სადაც F_x , F_y და F_z არის ძალის გვერდები შესაბამის ღერძებზე; \vec{i} , \vec{j} , \vec{k} კოორდინატა ღერძების მგეზავებია. ძალის სიდიდე ტოლია

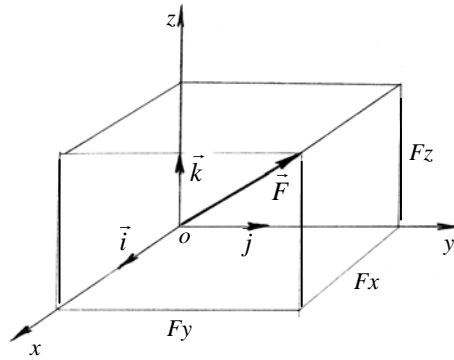
$$|\vec{F}| = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2};$$

შედგენილი კუთხეების კოსინუსები: $\cos \alpha = \frac{F_x}{|\vec{F}|}$,

$$\cos \beta = \frac{F_y}{|\vec{F}|}; \cos \gamma = \frac{F_z}{|\vec{F}|}.$$

ძალთა სისტემა ეწოდება

რამდენიმე $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n$ ძალის ერთობლიობას და აღნიშნავენ $(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n)$ სიმბოლოთი. $(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n)$ და $(\vec{P}_1, \vec{P}_2, \dots, \vec{P}_k)$ ორი ძალთა სისტემას ტოლფასი (ექვივალენტური) ეწოდება, თუ ერთსა და იმავე სხეულზე ცალ-ცალკე მოქმედებისას ერთნაირ მექანიკურ მოქმედებებს ახდენენ და აღნიშნავენ ასე:



ნახ. 2

$$(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n) \sim (\vec{P}_1, \vec{P}_2, \dots, \vec{P}_n).$$

ისეთ \vec{R} ძალას, რომელიც $(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n)$ ძაღთა სისტემის ტოლფასია ძაღთა სისტემის ტოლქმედი ეწოდება.

$R \sim (\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n)$ ძაღთა სისტემის შეცვლას ტოლქმედით ძაღთა შეკრება ეწოდება.

ძაღთა სისტემას, რომლის მოქმედებით აბსოლუტურად მყარი სხეულის წონასწორობა არ იცვლება, გაწონასწორებული ანუ ნულის ტოლფასი სისტემა ეწოდება $(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n) \sim 0$.

სხეული წონასწორობაშია თუ მასზე მოქმედებს მხოლოდ გაწონასწორებული ძაღთა სისტემა.

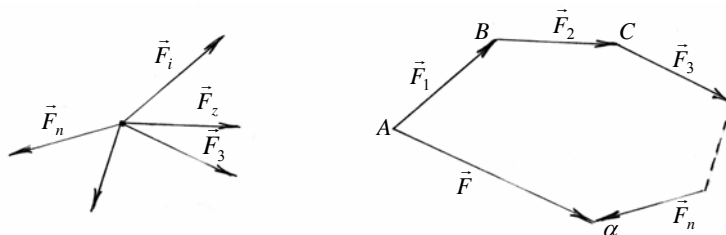
13. სტატიკის აქსიომები. ზმის ცნება

ორ ძალას, რომლებიც ერთ ფუქზე მდებარეობენ სიდიდით ტოლი არიან და საწინააღმდეგოდ მოგეზუნნი, პირდაპირ თანაწინააღმდეგი ძაღები ეწოდება.

I აქსიომა. ორი პირდაპირ თანაწინააღმდეგი ძაღა სხეულზე არავეითარ მექანიკურ მოქმედებას არ ახდენს.

II აქსიომა. თუ მყარი სხეული წონასწორობაშია ორი ძაღის მოქმედებით, მაშინ ეს ძაღები პირდაპირ თანაწინააღმდეგია.

III აქსიომა. მყარი სხეულის რომელიმე წერტილზე მოქმედი ძაღთა სისტემა ტოლფასია ერთი ისეთი ძაღისა (ტოლქმედის), რომელიც ამავე წერტილზეა მოდებული და მდგენელი ძაღების გეომეტრიული ჯამის ტოლია ($\vec{F} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n$) (ნახ. 3).



ნახ. 3

IV აქსიომა. ორი სხეულის ურთიერთქმედების ძაღები წარმოადგენს პირდაპირ თანაწინააღმდეგ ძაღებს.

V აქსიომა. თუ დეფორმადი სხეული წონასწორობაშია ძალთა სისტემის მოქმედებით, მაშინ წონასწორობა არ დაირღვევა თუკი სხეული გამყარდება.

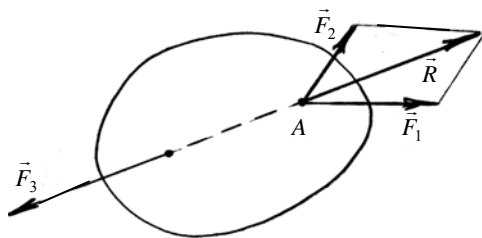
სხეულს თავისუფალი ეწოდება თუ მას სივრცეში შეუძლია ნებისმიერ მიმართულებით და ნებისმიერ ადგილზე გადაადგილება, ხოლო არათავისუფალი, თუ მისი გადაადგილება შეზღუდულია სხვა სხეულებით. სხეულს, რომელიც ზღუდავს მოცემული სხეულის გადაადგილების ბმა ეწოდება. ბმისგან სხეულზე მოქმედ ძალას რეაქციის ძალა ეწოდება.

VI აქსიომა. ყოველი არათავისუფალი სხეული შეიძლება გაგხადოთ თავისუფალი თუ ბმის მოქმედებას სხეულზე შევცვლით რეაქციის ძალით.

14. სამი ძალის თეორემა

თუ სხეული წინასწორობაშია სამი ძალის მოქმედებით და აქედან ორი თავმოყრილია, მაშინ სამივე ძალა თავმოყრილია და ერთ სიბრტყეში მდებარეობენ.

(ძალთა სისტემას თავმოყრილი ეწოდება, თუ მათი ფუძეები ერთ წერტილში იკვეთება).

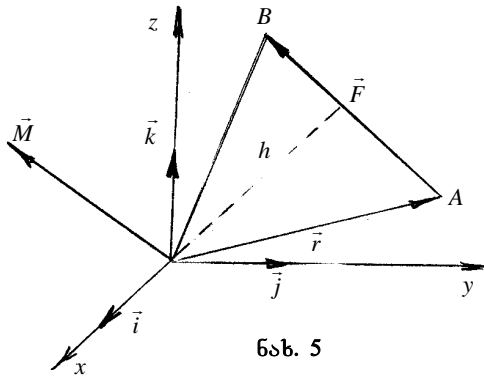


ნახ. 4

დამტკიცება. ვთქვათ, სხეულზე მოქმედებს $(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3)$ ძალთა სისტემა (ნახ. 4). \vec{F}_1 და \vec{F}_2 ძალები თავმოყრილია; გაგასრიალოთ ეს ძალები ფუძეების გასწვრივ და მოვდოთ თავმოყრის A

წერტილში. მესამე აქსიომის ძალით $(\vec{F}_1, \vec{F}_2) \sim \vec{R}$. აქედან გამომდინარეობს, რომ სხეულზე მოქმედებს \vec{R} და \vec{F}_3 ძალები რომელთა მოქმედებით სხეული წონასწორობაშია. მეორე აქსიომის ძალით \vec{R} და \vec{F}_3 იქნებიან პირდაპირ თანაწინააღმდეგი ძალები, ე.ი. \vec{F}_3 ძალის ფუძე გაივლის A წერტილში და სამივე ძალა ერთ სიბრტყეში მოთავსდება.

15. ძალის ვექტორული მომენტი და მისი ანალიზური წარმოდგენა



ნახ. 5

ვთქვათ, სხეულის $A(x, y, z)$ წერტილში მოდებულია $\vec{F}(F_x, F_y, F_z)$ ძალა. კოორდინატაღერძების მგეზავების აღნიშნოთ $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ -თი (ნახ. 5).

\vec{F} ძალის ვექტორული მომენტი O წერტილის (მომენტის ცენტრის) მიმართ ეწოდება ისეთ \vec{M} ვექტორს, რო-

მელიც განისაზღვრება შემდეგი პირობებით:

1. მისი სიგრძე ტოლია ძალის სიდიდისა და მხრის ნამრავლის (მომენტის O ცენტრიდან ძალის ფუძეზე დაშვებულ მართობს, ძალის მხარი ეწოდება)

$$|\vec{M}| = |\vec{F}| \cdot h = 2S_{\Delta OAB}$$

2. მოდებულია O წერტილზე, იმ სიბრტყის მართობულად, რომელიც გადის O წერტილზე და \vec{F} ძალაზე.
3. მოგეზულება ისე, რომ მის გასწვრივ მდგომ დამკვირვებელს ძალა უგლიდეს დადებითი მიმართულებით (საათის ისრის მოძრაობის საწინააღმდეგოდ).

თუ გავიხსენებთ ორი ვექტორის ვექტორული ნამრავლის განმარტებას, მაშინ ცხადია, რომ ძალის ვექტორული მომენტი ტოლია ძალის მოდების წერტილის რადიუს-ვექტორისა და ძალის ვექტორული ნამრავლისა:

$$\vec{M} = \vec{r} \times \vec{F}.$$

ორი ვექტორის ვექტორული ნამრავლი წარმოიდგინება მესამე რივის დეტერმინანტის სახით:

$$\vec{M} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ x & y & z \\ F_x & F_y & F_z \end{vmatrix} = \vec{i}(yF_z - zF_y) - \vec{j}(xF_z - zF_x) + \vec{k}(xF_y - yF_x). \quad (1)$$

ვექტორული მომენტის გეგმილები კოორდინატთა ღერძებზე აღვნიშნოთ M_x , M_y , M_z -ით; მაშინ (1) ტოლობის დაგეგმილებით კოორდინატთა ღერძზე მივიღებთ

$$M_x = yF_z - zF_y; \quad M_y = zF_x - xF_z; \quad M_z = xF_y - yF_x. \quad (2)$$

ვექტორული მომენტის მიერ შემდგარი კუთხეების კონუსები გამოითვლება ფორმულებით:

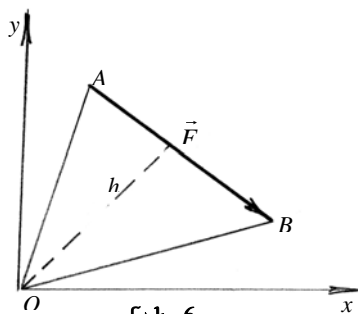
$$\cos \alpha = \frac{M_x}{|\vec{M}|}; \quad \cos \beta = \frac{M_y}{|\vec{M}|}; \quad \cos \gamma = \frac{M_z}{|\vec{M}|},$$

$$|\vec{M}| = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}.$$

ვექტორული მომენტის განმარტებიდან გამოდინარეობს შემდეგი თვისებები:

1. ვექტორული მომენტი ნულის ტოლია თუ ძალა არის ნულის ტოლი ან ძალის ფუძე გადის მომენტთა ცენტრზე.
2. ვექტორული მომენტი არ შეიცვლება თუ ძალას გავასრიალებთ ფუძის გასწვრივ.
3. თუ ძალას შევცვლით პირდაპირ თანაწინააღმდეგი ძალით, მაშინ ვექტორული მომენტიც შეიცვლება პირდაპირ თანაწინააღმდეგი მომენტით.

16. ძალის სკალარული მომენტი



ვთქვათ სხეულზე მოქმედი \vec{F} ძალა მოთავსებულია Oxy სიბრტყეში (ნახ. 6), მაშინ

$$\vec{F} = \vec{F}(F_x, F_y, 0),$$

$$A = A(x, y, 0).$$

(2)-ის თანახმად, ძალის ვექტორული \vec{M} მომენტის გეგმილები კოორდინატთა ღერძებზე იქნება:

$$M_x = M_y = 0; \quad M = M_z = xF_y - yF_x. \quad (3)$$

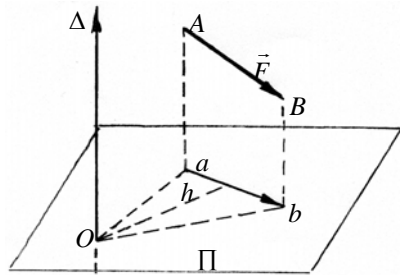
\vec{F} ძალის სკალარული მომენტი O წერტილის მიმართ ეწოდება ძალის სიდიდისა და მხარის ნამრავლს აღებულს „+“ ან „-“ ნიშნით იმისდა მიხედვით, თუ როგორ უვლის ძალა ამ წერტილს (მომენტთა ცენტრს).

$$M = \pm |\vec{F}| \cdot h.$$

(3) წარმოადგენს ძალის სკალარული მომენტის ანალიზურ გამოსახვას. ნახაზიდან ჩანს $M = \pm 2S_{\Delta OAB}$ სკალარული მომენტის განმარტებიდან გამომდინარეობს მისი შემდეგი თვისებები: 1. ძალის სკალარული მომენტი ნულის ტოლია თუ ძალა არის ნულის ტოლი ან ძალის ფუძე გადის მომენტის ცენტრზე. 2. თუ ძალას შევუცვლით მიმართულებას პირდაპირ წინააღმდეგზე, მაშინ სკალარული მომენტი ნიშანს შეიცვლის. 3. თუ ძალას გავასრიალებთ ფუძის გასწვრივ მისი სკალარული მომენტი არ შეიცვლება.

1.7. ძალის მომენტი ღერძის მიმართ

ძალის მომენტი ღერძის მიმართ ეწოდება ამ ღერძის მართობულ სიბრტყეში ძალის გეგმილის სკალარულ მომენტს ღერძისა და სიბრტყის გადაკვეთის წერტილის მიმართ.



ნახ. 7

ვთქვათ, მოცემულია \vec{F} ძალა და Δ ღერძი (ნახ. 7). ძალის მომენტი Δ ღერძის მიმართ აღვნიშნოთ $M_{\Delta}(\vec{F})$ -ით, ხოლო ძალის გეგმილი Π სიბრტყეზე \vec{ab} -ით. განმარტების თანახმად

$$M_{\Delta}(\vec{F}) = \text{მომ}_O \vec{ab} = \pm |\vec{ab}| \cdot h = \pm 2S_{\Delta Oab}$$

ე.ი. 1. ძალის მომენტი ღერძის მიმართ ნულის ტოლია, თუ ძალა პარალელურია ღერძის ან მისი ფუძე კვეთს ღერძს.

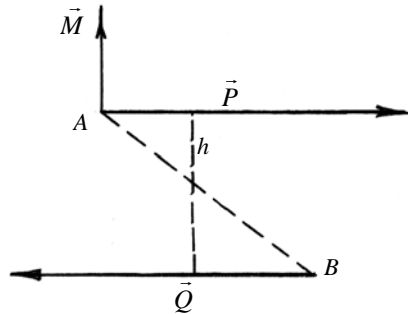
2. ძალის მომენტი ღერძის მიმართ არ შეიცვლება თუ ძალას გავასრიალებთ ფუძის გასწვრივ.

3. თუ ძალას შევუცვლით მიმართულებას პირდაპირ წინააღმდეგზე, მაშინ მომენტი ნიშანს შეიცვლის.

1.8. წყვილძალა და მისი მომენტი

წყვილძალის ცნება მექანიკის ერთ-ერთ ძირითადი ცნებაა, ისე როგორც ძალის ცნება.

ორი ძალის ერთობლიობას, რომლებიც სიდიდით ტოლია, მდებარეობენ პარალელურ ფუძეებზე და საწინააღმდეგოდ არიან მოგეზულნი, წყვილძალა ეწოდება.



ნახ. 8

ვთქვათ, მყარ სხეულზე მოქმედი \vec{P} და \vec{Q} ძალები შეადგენს წყვილძალას, აღვნიშნოთ იგი (\vec{P}, \vec{Q}) -თი (ნახ. 8). ამ ძალების ფუძეებს შორის უმოკლეს მანძილს – წყვილძალის მხარი ეწოდება და აღვნიშნოთ h -ით. წყვილძალის ნაკრები ვექტორი ნულის ტოლია $\vec{F} = \vec{P} + \vec{Q} = 0$, ამიტომ წყვილძალის ნაკრები

ვექტორული მომენტი არ არის დამოკიდებული მომენტთა ცენტრზე.

წყვილძალის ნაკრებ ვექტორულ მომენტს წყვილძალის ვექტორული მომენტი ეწოდება.

$$\vec{M} = \vec{M}_B(\vec{P}) + \vec{M}_B(\vec{Q}) = \vec{M}_A(\vec{P}) + \vec{M}_A(\vec{Q}) = \vec{M}_B(\vec{P}) = \vec{M}_A(\vec{Q}).$$

ვექტორული მომენტის განმარტების თანახმად გვექნება:

$$\vec{M} = \vec{BA} \times \vec{P} = \vec{AB} \times \vec{Q}$$

$$|\vec{M}| = |\vec{P}| \cdot h = |\vec{Q}| \cdot h.$$

წყვილძალის ვექტორული მომენტი ეწოდება ისეთ თავისუფალ \vec{M} , ვექტორს, რომლის სიგრძე ტოლია ერთ-ერთი ძალის სიდიდესა და მხარის ნამრავლის; მოდებულია წყვილძალის სიბრტყის რომელიმე წერტილში ამ სიბრტყის მართობულად და მოგეზულია ისე, რომ მის გასწვრივ მდგომი დამკვირვებლისათვის წყვილძალა ბრუნავდეს დადებითი მიმართულებით (საათის ისრის საწინააღმდეგოდ).

ერთ სიბრტყეში მდებარე ძალთა სისტემის განხილვისას საჭირო ხდება წყვილძალის სკალარული მომენტის ცნების შემოტანა.

წყვილძალის სკალარული მომენტი ეწოდება მისი ერთ-ერთი ძალის სიდიდისა და წყვილძალის მხარის ნამრავლს, აღებული „+“ ან „-“ ნიშნით იმისდა მიხედვით, თუ როგორ ბრუნავს წყვილძალა. ამრიგად,

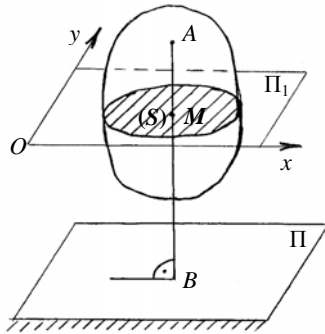
$$M = \pm |\vec{P}| \cdot h = \pm |\vec{Q}| \cdot h.$$

**19. მყარი სხეულის ბრტყელი პარალელური მოძრაობა.
ბრტყელი-პარალელური მოძრაობის განტოლებები
და ბრტყელი ფიგურის წერტილის სიჩქარე**

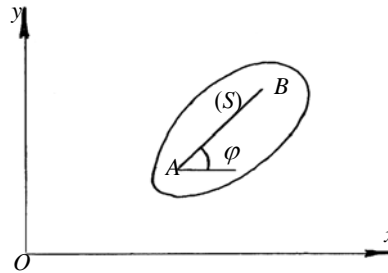
სხეულის ისეთ მოძრაობას, როდესაც სხეულის ყველა წერტილი მოძრაობს უძრავი სიბრტყის პარალელურ სიბრტყეებში (ნახ. 9), სხეულის ბრტყელი პარალელური ანუ ბრტყელი მოძრაობა ეწოდება.

ბრტყელი ფიგურის მდებარეობა დროის ნებისმიერ მომენტში განისაზღვრება მისი ორი $A(x_A, y_A)$ და $B(x_B, y_B)$ წერტილის მდებარეობით (ნახ. 10). ამ წერტილებს შორის მანძილი d უცვლელია, ამიტომ ოთხი კოორდინატიდან სამი დამოუკიდებელია. დამოუკიდებელ პარამეტრებად მივიღოთ A წერტილის x_A, y_A კოორდინატები და AB მონაკვეთის φ მობრუნების კუთხეს. ეს პარამეტრები წარმოადგენენ დროის ფუნქციებს:

$$x_A = f_1(t), \quad y_A = f_2(t), \quad \varphi = f_3(t).$$



ნახ. 9

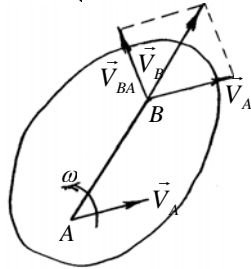


ნახ. 10

ეს განტოლებები წარმოადგენს მყარი სხეულის ბრტყელი პარალელური მოძრაობის განტოლებებს.

მყარი სხეულის ბრტყელი-პარალელური მოძრაობა წარმოი-

გინება ორი მოძრაობის ჯამის სახით: არჩეულ პოლუსთან ერთად გადატანითი მოძრაობისა და პოლუსზე გამავალი სიბრტყის მართობული ღერძის მიმართ ბრუნვითი მოძრაობის ერთობლიობა.



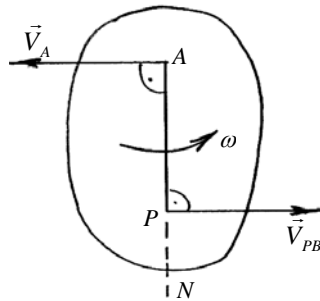
ნახ. 11

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}.$$

მყარი სხეულის ბრტყეული-პარალელური მოძრაობისას მისი ნებისმიერი წერტილის სიჩქარე ტოლია პოლუსისა და მის მიმართ ბრუნვითი მოძრაობის სიჩქარეთა გეომეტრიული ჯამისა (ნახ. 11).

1.10. სიჩქარეთა მყისი ცენტრი

ბრტყეული ფიგურის წერტილს, რომლის სიჩქარე დროის მოცემულ მომენტში ნულის ტოლია სიჩქარეთა მყისი ცენტრი ეწოდება.



ნახ. 12

ვაჩვენოთ, რომ თუ ბრტყეული ფიგურის ბრუნვის კუთხური სიჩქარე არ უდრის ნულს ($\omega \neq 0$), მაშინ ასეთი წერტილი არსებობს. ვთქვათ A პოლუსის სიჩქარეა \vec{V}_A , ხოლო ფიგურის ბრუნვის კუთხური სიჩქარე ω . გავატაროთ AN სხივი (ნახ. 12), რომელზედაც გადავზომოთ $AP = \frac{V_A}{\omega}$ მონაკვეთი და განვ-

საზღვროთ P წერტილის სიჩქარე. პოლუსად მივიღოთ A წერტილი.

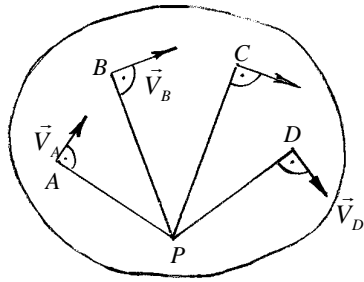
$$\vec{V}_P = \vec{V}_A + \vec{V}_{PA}; \quad V_{PA} = \omega \cdot AP = V_A,$$

$$\vec{V}_{PA} = -\vec{V}_A;$$

$$\vec{V}_P = \vec{V}_A + \vec{V}_{PA} = \vec{V}_A - \vec{V}_A = 0.$$

ამრიგად, ფიგურის P წერტილი სიჩქარეთა მყისი ცენტრია მოცემულ მომენტში.

თუ სიჩქარეთა P მყისი ცენტრი ცნობილია მოცემულ მო-



ნახ. 13

მენტში და მას მივიღებთ პოლუსად, ბრტყელი ფიგურის (ნახ. 13) სინქარეებისათვის გვექნება შემდეგი გამოსახულებები

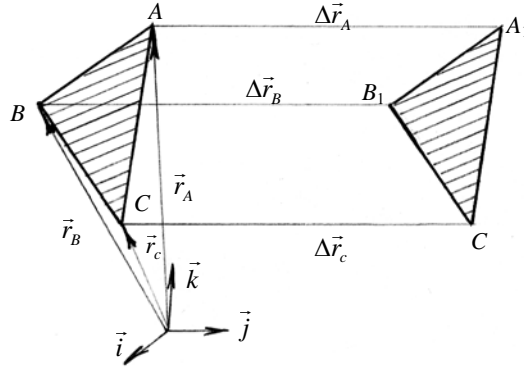
$$\vec{V}_A = \vec{V}_P + \vec{V}_{AB} = \vec{V}_{AP}; V_A = \omega \cdot AP,$$

$$\vec{V}_B = \vec{V}_P + \vec{V}_{BP} = \vec{V}_{BP}; \vec{V}_B = \omega \cdot BP.$$

ამრიგად, ბრტყელი ფიგურის ნებისმიერი წერტილის სინქარე სიდიდით ტოლია ფიგურის ბრუნვის კუთხური სინქარის და იმ მონაკვეთის სიგრძის ნამრავლის, რომელიც აერთებს მოცემულ წერტილს სინქარეთა მყის ცენტრთან, მართობულია ამ მონაკვეთის და მიმართულია ბრუნვის მხარეს.

1.11. მყარი სხეულის გადატანითი მოძრაობა

სხეულის ისეთ მოძრაობს, რომლის დროსაც სხეულის ორ წერტილზე გამავალი წრფე თავის პარალელური რჩება დროის ყოველ მომენტში, სხეულის გადატანითი მოძრაობა ეწოდება.



ნახ. 14

ვთქვათ სხეული მოძრაობს გადატანით O_{xyz} უძრავი სისტემის მიმართ. ავიღოთ სამი A, B, C წერტილი. $\vec{r}_A, \vec{r}_B, \vec{r}_C$ რადიუს-ვექტორებია. ავაგოთ ABC სამკუთხედი (ნახ. 14).

Δt დროის შემდეგ სამკუთხედი დაიკავებს A_1, B_1, C_1 მდებარეობას.

$$\overrightarrow{\Delta r_A} = \overrightarrow{AA_1}; \quad \overrightarrow{\Delta r_B} = \overrightarrow{BB_1}; \quad \overrightarrow{\Delta r_C} = \overrightarrow{CC_1}.$$

$$AB \parallel A_1B_1, \quad BC \parallel B_1C_1, \quad AC \parallel A_1C_1.$$

რადგან AA_1B_1B , AA_1C_1C , BCC_1B_1 პარალელოგრამებია მრავალწახნაგი წარმოადგენს სამკუთხა პრიზმას, ამიტომ

$$\overrightarrow{\Delta r_A} = \overrightarrow{\Delta r_B} = \overrightarrow{\Delta r_C},$$

ე.ი. სხეულის ყველა წერტილს ერთნაირი ტრანსლაცია აქვთ. რომ მივიღოთ B წერტილის ტრანსლაცია საჭიროა A წერტილის ტრანსლაცია გადავადგილოთ \overrightarrow{AB} -ით, C წერტილისთვის \overrightarrow{AC} -ით, გავყოთ Δt -ზე და გადავიდეთ ზღვარზე, როცა $\Delta t \rightarrow 0$

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\overrightarrow{\Delta r_A}}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\overrightarrow{\Delta r_B}}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\overrightarrow{\Delta r_C}}{\Delta t}.$$

ვექტორული სინქარის განმარტების ძალით

$$\vec{V}_A = \vec{V}_B = \vec{V}_C$$

მისი გაწარმოებით

$$\vec{W}_A = \vec{W}_B = \vec{W}_C.$$

ე.ი. მყარი სხეულის გადატანითი მოძრაობისას მისი ყველა წერტილი თავსებად ტრანსლაციებს აღწერენ და მათ ერთნაირი სინქარე და აჩქარება აქვთ.

ამრიგად, მყარი სხეულის გადატანითი მოძრაობა შეიძლება დავახასიათოთ მისი რომელიმე ერთი წერტილის მოძრაობად, მაგ. A წერტილით

$$x_A = f_1(t); \quad y_A = f_2(t); \quad z_A = f_3(t).$$

აქედან გამომდინარე გადატანით მოძრავი სხეულის თავისუფლების ხარისხი სამის ტოლია.

თავი 2

2.1. მასალათა გამძლეობის ძირითადი ცნებები, შინაბანი კალები

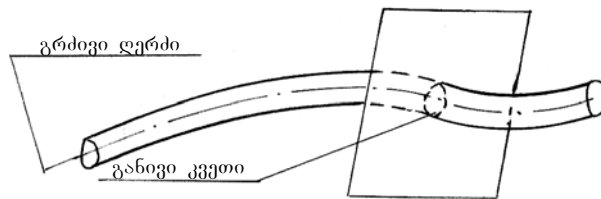
ნებისმიერ ნაგებობას (შენობა, მანქანა-მექანიზმი, კოსმოსური ხომალდი და ა.შ.), რომელიც ადამიანის ხელითაა შექმნილი, ეწოდება ხელოვნური ნაგებობა.

მასალათა გამძლეობის მიზანია დაამუშავოს ნაგებობის შემადგენელი ნაწილების (ელემენტების) გაანგარიშების ისეთ-ნაირი ხერხები, რომლებიც გამორიცხავენ როგორც მის დანგრევას, ასევე მისი ფორმისა და ზომების მნიშვნელოვან შეცვლას.

რადგანაც ნაგებობა განხორციელებულია მყარი სხეულებისაგან, შეიძლება ითქვას, რომ **სიმტკიცე** არის მყარი სხეულის თვისება გაუძლოს გარეგან მექანიკურ ზემოქმედებას ისე, რომ არ დაირღვეს მისი მთლიანობა: **სიხისტე** არის მყარი სხეულის ისეთი თვისება, რომელიც ეწინააღმდეგება გარეგანი ზემოქმედების შედეგად მისი პირვანდელი გეომეტრიული ზომებისა და ფორმის საგრძნობ შეცვლას.

მასალათა გამძლეობაში უპირატესად განიხილება ნაგებობის უმარტივესი ელემენტის - **ღეროს** გაანგარიშება.

ღერო წარმოადგენს ისეთ სხეულს, რომლის ერთი ზომა (სიგრძე) გაცილებით აღემატება ორ დანარჩენს (სიგანეს და სიმაღლეს) (ნახ. 15). ღეროს ძირითადი გეომეტრიული ელემენტები **გრძივი ღერძი** და **განივი კვეთი**.

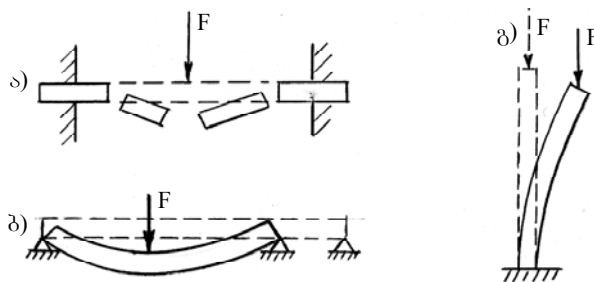


ნახ. 15

გარეგანი ზემოქმედება იწვევს ღეროს გაჭიმვას (კუმშვას), ძვრას, გრეხას და ღუნვას.

ნახ. 16-ზე წარმოდგენილია ღეროების სიმტკიცის (ა),

სიხისტის (ბ) და მდგრადობის (გ) პირობების დარღვევის მაგალითები.



ნახ. 16

2.2. ბარებანი ძალები კლასიფიკაცია. შინაგანი ძალები

მექანიკური ზემოქმედებები ნაგებობაზე (საექსპლუატაციო დატვირთვები, მიწისძვრის შედეგად აღძრული ძალები და სხვა) წარმოადგენს გარეგან ძალებს, რომლების მოქმედების ადგილის მიხედვით იყოფა მოცულობით ძალებად და ზედაპირულ ძალებად.

მოცულობითი ძალები მოქმედებენ სხეულის შიგა წერტილებში მთელ მოცულობაში. მოცულობითი ძალებია: სხეულის საკუთარი წონა, ინერციის ძალები და სხვა (კგ/სმ³, ტ/მ³, კნ/მ³...).

ზედაპირული ძალები წარმოადგენენ სხეულის ზედაპირზე მოქმედ დატვირთვებს ან სხვა სხეულებისგან გადმოცემულ რეაქციის ძალებს. ზედაპირული ძალები თავის მხრივ იყოფა ორ ჯგუფად: შეყურსულ (თავმოყრილ) ძალებად და სხეულის ზედაპირზე განაწილებულ ძალებად.

შეყურსული ეწოდება ისეთ ძალას, რომელიც სხეულს გადაეცემა მისი ზედაპირის ძალიან მცირე ფართობზე. ეს ცნება შემოტანილია გაანგარიშების გამარტივების მიზნით. მაგ. რკინიგზის ვაგონის ბორბლის ფერსოს დაწოლა რელსზე და სხვა. მისი განზომილებაა: კგ, ტ, კნ და ა.შ.

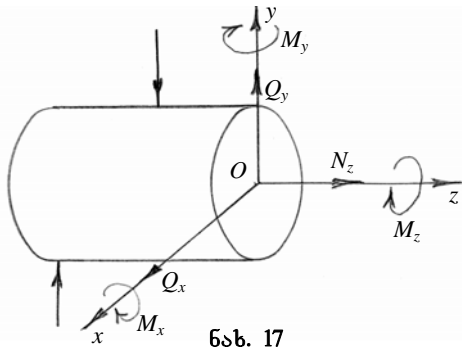
განაწილებული ძალები ნაგებობის ელემენტებს გადაეცემა მათი ზედაპირის გარკვეულ ფართობზე. მაგალითებია: თოვლის

დაწოლა სახურავზე, სითხის დაწოლა საცავის ფსკერზე და სხვა. მათი განზომილებებია კგ/სმ², ტ/მ² და ა.შ.

დროში ცვალებადობის მიხედვით დატვირთვები იყოფა **სტატიკურ** და **დინამიკურ** დატვირთვებად. სტატიკური დატვირთვები ნელი ტემპით იზრდება, რის გამოც არ აღიძვრება ინერციის ძალები, ხოლო დინამიკური დატვირთვა სწრაფად იცვლის სიდიდეს და მიმართულებას, ე.ი. ინერციის ძალებს.

გარეგანი ძალები, რომლებიც მოქმედებენ მყარ დრეკად სხეულზე, იწვევენ მისი ფორმისა და ზომების ცვლილებას. ამ ცვლილებას ეწინააღმდეგება სხეული. წინააღმდეგობის ძალებს, რომლებიც ამ დროს აღიძვრებიან სხეულში, უწოდებენ **შინაგან** ძალებს.

შინაგანი ძალების კომპონენტებს წარმოადგენენ სიდიდეები, რომელთა რაოდენობაც ექვსია და მათ უწოდებენ შინაგან ძალოვან ფაქტორებს ღეროს განივ კვეთზე, ანუ უბრალოდ შინაგან ძალებს (ნახ. 17).



ნახ. 17

შინაგან ძალებს (ნახ. 17). თითოეულ მათგანს აქვს თავისი სახელი: N_z არის ნორმალური ძალა; Q_x და Q_y – განივი ძალები; M_x და M_y – მღუნავი მომენტები და M_z არის მგრესხავი მომენტი.

სხეულზე მოქმედი გარეგანი ძალების მოქმედების შედეგად წარმოიქმნება ისეთი შინაგანი ძალები,

რომლებიც ანეიტრალებენ გარეგანი ძალების მოქმედებას. სხეულის ასეთ მდგომარეობას წონასწორობის მდგომარეობა ეწოდება. წონასწორობაში მყოფი სხეულისათვის უფლება გვაქვს შევადგინოთ წონასწორობის ექვსი განტოლება:

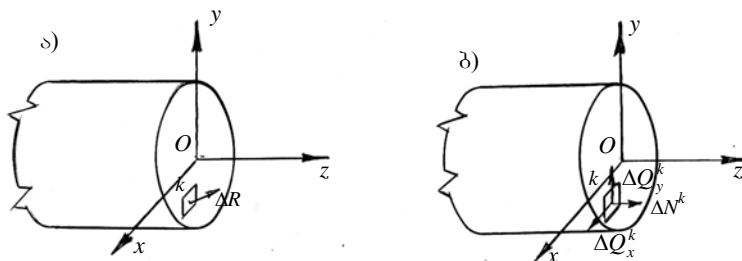
$$\begin{aligned}
 \sum x &= Q_x + \sum F_x = 0; \\
 \sum y &= Q_y + \sum F_y = 0; \\
 \sum z &= N_z + \sum F_z = 0; \\
 \sum m_x &= M_x + \sum M_x^F = 0; \\
 \sum m_y &= M_y + \sum M_y^F = 0; \\
 \sum m_z &= M_z + \sum M_z^F = 0
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

2.3. ცნება ძაბვის უმსახეობა

როგორც ცნობილია განივი კვეთის ზედაპირზე მოქმედებენ შინაგანი ძალები, რომლებიც უწყვეტად არიან განლაგებული ამ ზედაპირზე. ზედაპირის ნებისმიერი k წერტილის გარშემო გამოვიყოთ მცირე ΔA ფართობი, რომლის ფარგლებშიც მოქმედი შინაგანი ძალების ტოლქმედი აღვნიშნოთ ΔR -ით (ნახ. 18, ა).

ამ ტოლქმედის გვერდები საკოორდინატო დერძებზე იქნებიან ΔN^k , ΔQ_x^k და ΔQ_y^k (ნახ. 18, ბ). გამოსახულებას

$$\lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta N^k}{\Delta A} = \frac{dN^k}{dA} = \sigma^k \quad (5)$$



ნახ. 18

ევწოდება **ნორმალური ძაბვა** განივი კვეთის k წერტილში. ანალოგიურად

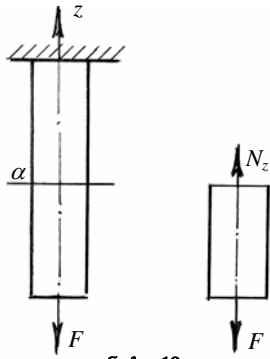
$$\lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta Q_x^k}{\Delta A} = \frac{dQ_x^k}{dA} = \tau_x^k \quad (6)$$

არის **მხები ძაბვა** განივი კვეთის k წერტილში ox დერძის მიმართულებით.

2.4. დეროს გაჭიმვა (კუმშვა) შინაგანი ძალების, ძაბვებისა და დეფორმაციების განსაზღვრა

სწორხაზოვანი (წრფივი) დეროს გაჭიმვის (კუმშვის) უმარტივესი შემთხვევაა ცენტრალური ანუ დერძული გაჭიმვა (კუმშვა), რომელსაც ადგილი აქვს მაშინ, როდესაც გარეგანი

გამჭიმავი (კუმშავი) ძალა მოქმედებს ღეროს გრძივი ღერძის გასწვრივ.



ნახ. 19

განვიხილოთ წრფივი ღეროს ღერძული გაჭიმვის შემთხვევა (ნახ. 19). წარმოდგენით გავკვეთოთ ღერო მისი გრძივი ღერძისადმი მართობული α სიბრტყით. განვიხილოთ მხოლოდ ქვედა ნაწილის წონასწორობა. ვინაიდან მთელი ღერო წონასწორობაშია, წონასწორობაში უნდა იყოს მისი განსხვავებული ნაწილიც.

მივმართოთ წონასწორობის (4) განტოლებებს. წონასწორობის ექვსი პირობიდან ხუთი იგივეურად კმაყოფილება და გვრჩება მხოლოდ ერთი:

$$\sum z = -F + N_z = 0, \text{ საიდანაც}$$

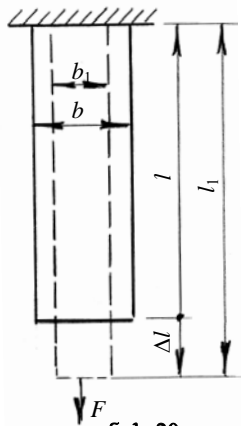
$$N_z = F. \quad (7)$$

ცდების საშუალებით დამტკიცებულია, რომ ღერძული გაჭიმვის (კუმშვის) შემთხვევაში ძაბვა პრაქტიკულად მუდმივი სიდიდეა განივი კვეთის მთელ ზედაპირზე და გამოისახება

$$\sigma_z = \frac{N_z}{A} = const \quad (8)$$

სადაც A განივი კვეთის მთლიანი ფართობია. ჩასმით

$$\sigma_z = \frac{F}{A}. \quad (9)$$



ნახ. 20

ახლა განვიხილოთ იმავე ღეროს დეფორმირება ღერძული გაჭიმვის დროს. გაჭიმვის შედეგად ღერო დაგრძელდება Δl სიდიდით, რომელსაც **აბსოლუტურ წაგრძელებას** ანუ **აბსოლუტურ ხაზოვან დეფორმაციას** უწოდებენ. ნახ. 20-დან $\Delta l = l_1 - l$.

თუ აბსოლუტურ წაგრძელებას შევუფარდებთ ღეროს საწყის სიგრძეს, მივიღებთ **ფარდობით წაგრძელებას** ანუ **ფარდობით ხაზოვან დეფორმაციას**.

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (10)$$

რომელიც უგანზომილებო სიდიდეა.

ინგლისელმა ფიზიკოსმა **რობერტ ჰუკმა** ცდების საშუალებით დაამტკიცა, რომ დერძული გაჭიმვის შემთხვევაში ნორმალურ ძაბვასა და ფარდობით ხაზოვან დეფორმაციას შორის არსებობს წრფივი დამოკიდებულება, ე.ი.

$$\sigma = E\varepsilon \quad (11)$$

(11) დამოკიდებულებას უწოდებენ **ჰუკის კანონს** დერძული გაჭიმვის შემთხვევაში.

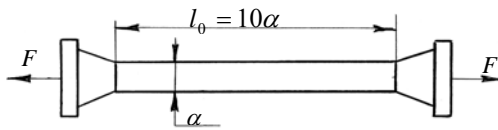
E კოეფიციენტს დრეკადობის მოდული ეწოდება, იგი ახასიათებს მასალის სიხისტეს, ე.ი. უნარს წინააღმდეგობა გაუწიოს დრეკად დეფორმაციებს. იგი მუდმივია სხვადასხვა მასალებისათვის.

2.5. მასალის მექანიკური თვისებების ემპირიკული შესწავლა

პრაქტიკული ამოცანის გადაწყვეტისათვის საჭიროა ვიცოდეთ მასალის მექანიკური მახასიათებლები, რომლებიც განისაზღვრებიან ნიმუშის გამოცდით გაჭიმვაზე (კუმშვაზე) სპეციალური მოწყობილობის საშუალებით.

გაჭიმვის დიაგრამა:

ცდების შედეგების ერთმანეთთან შედარების მიზნით, დადგენილია გამოსაცდელი ნიმუშების გარკვეული ზომები, რომლებიც აღიარებულია ტიპურ სახეებად (სტანდარტებად). ერთ-ერთი ნიმუში წარმოდგენილია ნახაზზე 21.



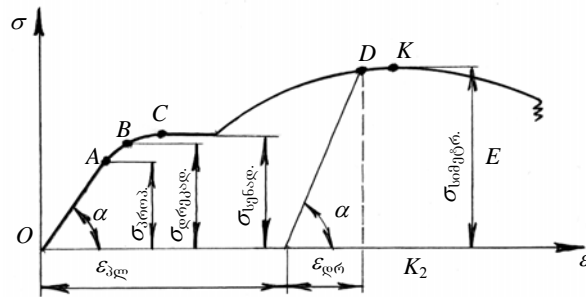
ნახ. 21

გრაფიკს, რომელიც ასახავს დამოკიდებულებას სტატიკურად მოქმედ გამჭიმავ F ძალასა და ნიმუშის აბსოლუტურად Δl წაგრძელებად შორის,

გაჭიმვის დიაგრამა ეწოდება.

უფრო მოსახერხებელია დიაგრამა წარმოვიდგინოთ ისეთი წესით, რომელიც დაამყარებს დამოკიდებულებას ნორმალურ σ

ძაბვასა და ε დეფორმაციას შორის. ამისათვის საჭიროა F ძალა გავეყოთ ნიმუშის განივი კვეთის საწყის A_0 ფართობზე, ხოლო Δl წაგრძელება გავეყოთ ნიმუშის საწყის l_0 სიგრძეზე. განვიხილოთ გაჭიმვის დიაგრამა, რომელის მიიღება მცირე ნახშირბადიანი ფოლადის ნიმუშის გამოცდით (ნახ. 22).



ნახ. 22

დიაგრამის OA უბანი წარმოადგენს თითქმის სწორ ხაზს, რაც იმას ნიშნავს, რომ ამ საზღვრებში დაცულია ძაბვებსა და დეფორმაციებს შორის წრფივი დამოკიდებულება.

პროპორციულობის ზღვარი ეწოდება ძაბვის ისეთ უდიდეს მნიშვნელობას, რომლისთვისაც ძალაში რჩება ჰუკის კანონი.

OA ხაზის დახრის α კუთხის ტანგენსი ტოლია დრეკადობის მოდულისა, რადგანაც $\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sigma}{\varepsilon}$, ხოლო ჰუკის კანონის

$$(11) \text{ თანახმად } E = \frac{\sigma}{\varepsilon}.$$

A წერტილის ზევით დიაგრამა მრუდდება, ცხადია ჰუკის კანონი ირღვევა. A წერტილთან ახლოსაა B წერტილი, რომლისთვისაც მასალის დრეკადობა ძალაში რჩება. $\sigma_{ღრ.ს}$ უწოდებენ **დრეკადობის ზღვარს**. ვინაიდან B წერტილი ძალიან ახლოსაა A წერტილთან, ამიტომ ხშირად თვლიან შეთავსებულად A წერტილში.

დიაგრამის C წერტილიდან ხდება მკვეთრი, ხარისხობრივი ცვალებადობა-დატვირთვის გაზრდის გარეშე დეფორმაცია სწრაფად იზრდება. ეს მოვლენა დიაგრამაზე გამოსახულია თითქმის პორიზონტალური უბნით, რომელსაც შეესაბამება

დენადობის ზღვარი ($\sigma_{დენ.ზ.}$) ე.ი. **დენადობის ზღვარი** ეწოდება დაბვას, რომლის დროსაც დეფორმაციები იზრდება დატვირთვის გაუზრდელად. აღნიშნულ პორიზონტალურ უბანს **დენადობის ბაქანს** უწოდებენ. დენადობის პროცესის დამთავრების შემდეგ ნიმუში კვლავ იძენს წინადობის უნარს. ხდება ფოლადის „თვითგანმტკიცება“, რომლის მიზეზიც ჯერ არ არის საკმარისად შესწავლილი.

D წერტილში იწყება დეფორმაციის ხასიათის ახალი ხარისხობრივი ცვლა. *D* წერტილამდე ნიმუშის განივი კვეთების ზომები თანაბრად მცირდება მთელი სიგრძის მიხედვით. შემდეგ ყველაზე სუსტ კვეთაში ჩნდება ადგილობრივი შევიწროვება. ე.წ. ყელი, რომელიც სწრაფად ვითარდება (ნახ. 23). *D* წერტილის შესაბამის დაბვას უწოდებენ **სიმტკიცის ზღვარს**. საბოლოოდ ნიმუში გაწყდება,



ნახ. 23

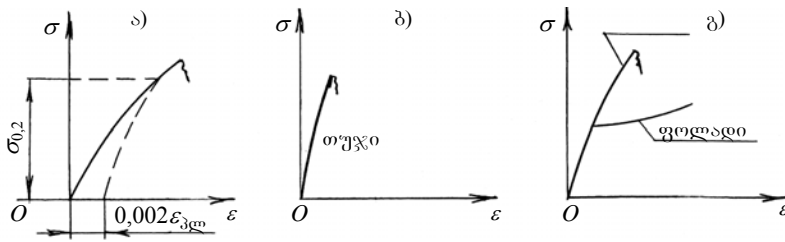
რასაც შეესაბამება *E* წერტილი. *K* წერტილის შესაბამისი სრული დეფორმაციაა: $\epsilon = OK_1 + K_1K_2 = \epsilon_{პლ} + \epsilon_{დრ}$. ასეთი დიაგრამები საშუალებას იძლევა მასალები დავეოთ **პლასტიკურ** და **მყიფე** მასალებად.

პლასტიკურს უწოდებენ ისეთ მასალებს, რომელთა რღვევას წინ უძღვის დიდი ნარჩენი პლასტიკური დეფორმაციები. ასეთი მასალებია: სუფთა რკინა, ჩვენს მიერ განხილული მცირე-ნახშირბადიანი ფოლადები, ალუმინი და სხვა.

მყიფე ეწოდება მასალებს, რომლებიც ირღვევა მცირე ნარჩენი დეფორმაციების შემთხვევაში. მათ მიეკუთვნება ნახშირბადუსვი ფოლადები, თუჯი, ცემენტი, ბეტონი, კირი, მარმარილო და სხვა.

ზოგიერთ პლასტიკურ მასალას, მაგ.: ბრინჯაოს არ გააჩნია გაჭიმვის დიაგრამაზე დენადობის ბაქანი (ნახ. 24, ა). ასეთი მასალისათვის შემოღებულია **პირობითი დენადობის ზღვრის** ცნება, ასეთ ზღვრად მიიჩნევა დაბვა, რომელიც შეესაბამება ნარჩენი დეფორმაციის 0,2%-ს. ეს მექანიკური დაბვა აღინიშნება $\sigma_{0,2}$.

მყიფე მასალები (თუჯი, ბეტონი, მინა) გაჭიმვის დროს ირღვევიან დენადობის უბნისა და ყელის გაჩენის გარეშე (ნახ. 24,ბ). მათი რღვევა ხასიათდება იმით, რომ ადგილი აქვს მცირე ნარჩენ პლასტიკურ დეფორმაციებს.



ნახ. 24

კუმშვის დიაგრამა (ნახ. 24, გ) წარმოდგენილია ფოლადისა და თუჯის ნიმუშებისათვის. თუ ფოლადისათვის დატვირთვის გაზრდა იწვევს დეფორმაციის გაზრდას რაიმე ბზარების გაჩენის გარეშე, თუჯის ნიმუშის დარღვევა იწყება უეცრად და პირველი ბზარების გაჩენასთან ერთად დაბნეული მკვეთრად ეცემა. მასალების მექანიკური გამოცდის მთავარი მიზანია დავადგინოთ ის ზღვრული დაბნელება, რომლის მიღწევისას კონსტრუქციის ელემენტებში ხდება ნორმალური მუშაობის პირობების დარღვევა.

პლასტიკური მასალებისათვის სტატიკური დატვირთვების შემთხვევაში ზღვრულ დაბნელებად ითვლება დენადობის ზღვარი, ხოლო მყიფე მასალებისათვის – სიმტკიცის ზღვარი.

დეროს სიმტკიცის უზრუნველყოფისთვის აუცილებელია, რომ ექსპლუატაციის პირობებში მასში აღძრული დაბნელება იყოს მის ზღვრულ მნიშვნელობაზე.

ამიტომ შემოვიღოთ ცნება დასაშვები დაბნელების შესახებ. **დასაშვები დაბნელება** ეწოდება დაბნელების იმ უდიდეს მნიშვნელობას, რომლის მოქმედებისას კონსტრუქცია იმუშავებს ხანგრძლივი დროის განმავლობაში დარღვევის ყოველგვარი საშიშროების გარეშე.

დასაშვები დაბნელება აღინიშნება $[\sigma]$ სიმბოლოთი და განისაზღვრება ზღვრული (საშიში, სახიფათო) $\sigma_{ზღ.}$ დაბნელების შეფარდებით მასალის სიმტკიცის მარაგის კოეფიციენტთან:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{ზღ.}}{n}$$

კერძოდ, პლასტიკური მასალებისთვის

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{დენ.ზღ.}}{n_1};$$

მეიფე მასალებისათვის

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{სიმტკ.ხდ.}}}{n_2},$$

n_1 და n_2 დატვირთვების მიერ ღეროში აღძრულ ძაბვებს, მუშა ძაბვები ეწოდება.

კონსტრუქციის უსაფრთხო, ნორმალური მუშაობისთვის საჭიროა, რომ მუშა ძაბვები არ აჭარბებდეს დასაშვებ ძაბვებს. ცალკეულ შემთხვევებში ნებადართულია დასაშვები ძაბვებიდან 3-5%-იანი გადახრა. გაჭიმვის (კუმშვის) შემთხვევაში მუშა ძაბვების მაქსიმალური მნიშვნელობა იქნება:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{N}{A} \leq [\sigma].$$

ამ უტოლობას უწოდებენ **სიმტკიცის პირობას**.

თუ ღეროს განივი კვეთი გვინდა შევარჩიოთ, მაშინ $A \geq \frac{N}{[\sigma]}$,

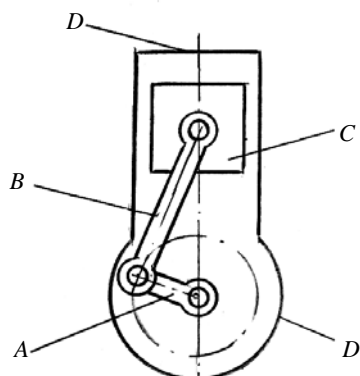
ხოლო თუ გვინდა განსაზღვრულ ღეროში აღძრულ შინაგანი ძალის დასაშვები მნიშვნელობა, მაშინ $N \leq [\sigma] \cdot A$. სიმტკიცის პირობების უზრუნველყოფის მეთოდს უწოდებენ დასაშვებ ძაბვათა მეთოდს.

თავი 3

3.1. მექანიზმების სტრუქტურული ანალიზი.

კინემატიკური წყვილები და მათი კლასიფიკაცია

ორი სხეულის ისეთ მოძრავე შეერთებას, როდესაც შეერთების ხასიათი განსაზღვრავს ერთი სხეულის მეორის მიმართ მოძრაობის სახეს, კინემატიკური წყვილი ეწოდება.



ნახ. 25

ნახ. 25-ზე ნაჩვენებია დგუშისანი ძრავას მრუდმხარა-ცოცია მექანიზმი. იგი შედგება ოთხი ნაწილისაგან: *A* (მრუდმხარა), *B* (ბარბაცა), *C* (დგუში) და *D* (ცილინდრი-დგარი).

მექანიზმი დგუშის უკუქცევით-წინსვლით მოძრაობას გარდაქმნის მრუდმხარას ბრუნვით მოძრაობად. აქ გვაქვს ოთხი კინემატიკური წყვილი: *A* და *D* (I), *A* და *B* (II); *B* და *C* (III); *C* და *D* (IV). I, II და III ბრუნვითი კინემატიკური წყვილები ეწოდება, ხოლო IV-ს

გადატანული კინემატიკური წყვილი.

მექანიზმის იმ ნაწილებს, რომლებიც ერთმანეთს უკავშირდებიან კინემატიკური წყვილების საშუალებით, რგოლები ეწოდება. *A*, *B*, *C* და *D*-რგოლებია; აქედან *A*, *B*, *C* მოძრაავია, ხოლო *D* უძრავი.

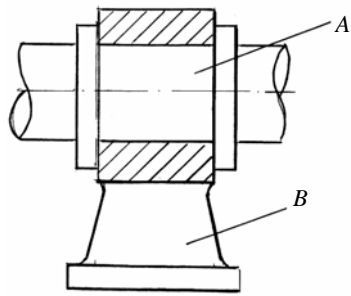
კინემატიკურ წყვილებს ვაჯგუფებთ, ანუ ვახდენთ მათ კლასიფიკაციას ამა თუ იმ საერთო ნიშნის მიხედვით, როგორცაა:

- რგოლების შეხების ხასიათი;
- რგოლების ფარდობითი მოძრაობის ხასიათი;
- რგოლების ფარდობითი მოძრაობის შემზღუდველი ბმის პირობათა რიცხვი და სხვა.

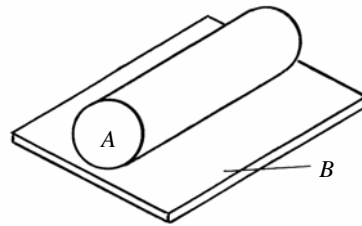
რგოლების შეხების ხასიათის მიხედვით იყოფა ორ ჯგუფად: უდაბლესი და უმაღლესი რიგის კინემატიკურ წყვილებად.

უდაბლესი რიგის კინემატიკური წყვილი ეწოდება ისეთ კინემატიკურ წყვილს, რომელშიც რგოლები ერთმანეთს სასრულ ზედაპირზე ეხება (ნახ. 26).

უმაღლესი რიგის კინემატიკური წყვილი კი ეწოდება ისეთ კინემატიკურ წყვილს, რომელშიც რგოლები ერთმანეთს ეხება წერტილზე ან წირზე (ნახ. 27).



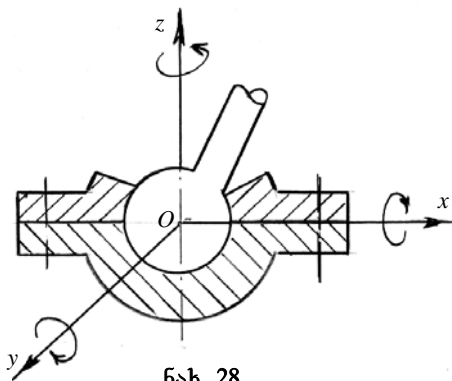
ნახ. 26. უდაბლესი რიგის



ნახ. 27. უმაღლესი რიგის

ფარდობით მოძრაობის ხასიათის მიხედვით კინემატიკური წყვილები იყოფა ბრტყელ და სივრცით წყვილებად.

ბრტყელი კინემატიკური წყვილები ეწოდება ისეთ წყვილებს, რომლებშიც რგოლების შეხების ზედაპირის ფორმა და შეხების ხასიათი განსაზღვრავს რგოლების ბრტყელ ფარდობით მოძრაობას (ნახ. 26).



ნახ. 28

სივრცითი წყვილები ეწოდება ისეთ წყვილებს, რომლებშიც რგოლების შეხების ზედაპირის ფორმა და შეხების ხასიათი განსაზღვრავს მათს ფარდობით გადაადგილებას სივრცეში (ნახ. 28).

როდესაც ორი რგოლი ერთმანეთს შეუერთდება კინემატიკური წყვილის საშუალებით, მაშინ თითოეული ამ რგოლთაგანი

კარგავს თავისუფლების ხარისხის გარკვეულ რაოდენობას, ე.ი. ამ რგოლების ფარდობით მოძრაობას შეზღუდავს გარკვეული ბმის პირობები.

კინემატიკური წყვილების კლასიფიკაცია ხდება კინემატიკურ წყვილში შემავალი რგოლების ფარდობით მოძრაობაზე

წყვილით განხორციელებილი ბმის პირობების რიცხვის მიხედვით; კინემატიკური წყვილის კლასის ნომერი განისაზღვრება მის მიერ რგოლების ფარდობითი მოძრაობის შემზღვეველი ბმის პირობების რიცხვით.

ბმის პირობათა რიცხვი გამოითვლება შემდეგი განტოლებით

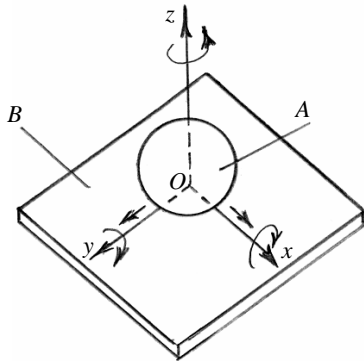
$$S = 6 - H$$

H შემავალი რგოლების თავისუფლების ხარისხია.

ნახ. 29-ზე ნაჩვენებია კინემატიკური წყვილი, B სიბრტყე და A ბურთულა, რომელიც მასზე გადავადრდება. აქ ხუთი თავისუფლების ხარისხია და განხორციელებული ერთი ბმის პირობა, ამიტომ

$$S = 6 - 5 = 1,$$

ე.ი. გვაქვს პირველი კლასის კინემატიკური წყვილი.



ნახ. 29

3.2. კინემატიკური ჯაჭვები და მათი კლასიფიკაცია

კინემატიკური წყვილების საშუალებით შეერთებული რგოლების ერთობლიობას კინემატიკური ჯაჭვი ეწოდება.

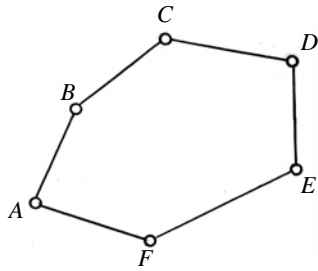
კინემატიკურ ჯაჭვებს ყოფენ ორ ჯგუფად: ა) მარტივ და რთულ; ბ) ღია და ჩაკეტილ კინემატიკურ ჯაჭვებად.

მარტივი კინემატიკური ჯაჭვი ეწოდება ისეთ ჯაჭვს, რომელშიც თითოეული რგოლი შედის არა უმეტეს ორი კინემატიკური წყვილის შემადგენლობაში (ნახ. 30).

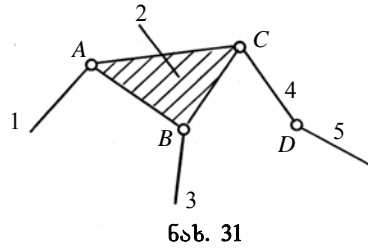
რთული კინემატიკური ჯაჭვი ეწოდება ისეთ ჯაჭვს, რომელშიც ერთი რგოლი მაინც შედის ორზე მეტი კინემატიკური წყვილის შემადგენლობაში (ნახ. 31).

ღია კინემატიკური ჯაჭვი ეწოდება ისეთ ჯაჭვს, რომელშიც არის მხოლოდ ერთი კინემატიკური წყვილის შემადგენლობაში შემავალი რგოლები. მაგ. 3 და 5 (ნახ. 31).

ჩაკეტილი კინემატიკური ჯაჭვი ეწოდება ისეთ ჯაჭვს, რომელშიც ყველა რგოლი შედის არანაკლები ორი კინემატიკური წყვილის შემადგენლობაში (ნახ. 30).



ნახ. 30



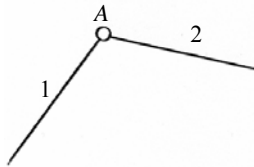
ნახ. 31

3.3. კინემატიკური წყვილებისა და რგოლების პირობითი გამოსახვა

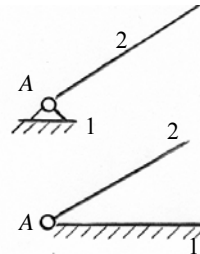
ორი (1) და (2) რგოლის ერთმანეთთან შეერთება ბრუნვითი კინემატიკური წყვილის საშუალებით (ნახ. 32).

კერძო შემთხვევა, როდესაც ერთ-ერთი რგოლი უძრავია (ნახ. 33).

მეხუთე კლასის გადატანითი კინემატიკური წყვილი (ნახ. 34) და როდესაც მასში ერთ-ერთი რგოლი უძრავია (ნახ. 35).

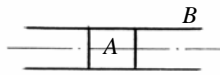
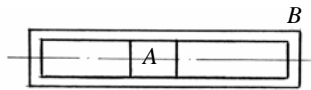


ნახ. 32

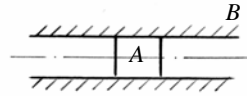
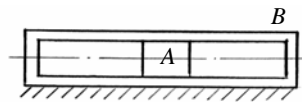


ნახ. 33

ნახ. 36-ზე სქემატურად გამოსახულია რგოლი, რომელიც შედის ორი ბრუნვითი კინემატიკური წყვილის შემადგენლობაში, ნახ. 37-ზე კი სამი ბრუნვითი კინემატიკური წყვილის შემადგენლობაში შემავალი რთული (ხისტი) რგოლი. რგოლი ნახ. 38 შედის სამი ბრუნვითი კინემატიკური წყვილის შემადგენლობაში, რომელთა ბრუნვის ღერძები ერთ სიბრტყეში მდებარეობენ.



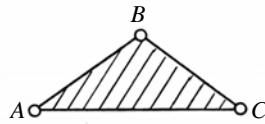
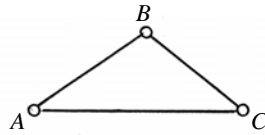
ნახ. 34



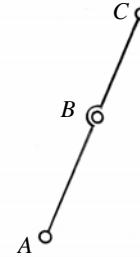
ნახ. 35



ნახ. 36



ნახ. 37



ნახ. 38

3.4. კინემატიკური ჯაჭვის სტრუქტურული ფორმულა

დამოუკიდებელ პარამეტრებს, რომლებიც განსაზღვრავენ მოძრავი მყარი სხეულის მდებარეობს, ამ სხეულის თავისუფლების ხარისხი ეწოდება.

როგორც ვიცით, სივრცეში თავისუფლად მოძრავ აბსოლუტურად მყარ სხეულს აქვს ექვსი თავისუფლების ხარისხი: სამი გადატანითი და სამი ბრუნვითი მოძრაობა. ბრტყელი მოძრაობის დროს აბსოლუტურად მყარ სხეულს ექნება სამი თავისუფლების ხარისხი: ორი გადატანითი და ერთი ბრუნვითი.

რომ განესაზღვროთ კინემატიკური ჯაჭვის თავისუფლების ხარისხი, საჭიროა $6K$ თავისუფლების ხარისხთა რიცხვს, რომელიც ჰქონდა რგოლებს კინემატიკური წყვილებით ერთმანეთთან შეერთებამდე, გამოვაკლოთ თავისუფლების ის ხარისხები, რომლებიც მათ დაკარგეს წყვილებით ერთმანეთთან შეერთების შედეგად:

$$H = 6K - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1$$

P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 – კინემატიკურ წყვილთა კლასებია.

კინემატიკური ჯაჭვის სტრუქტურული ფორმულა (მოძრაობის ხარისხი):

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1,$$

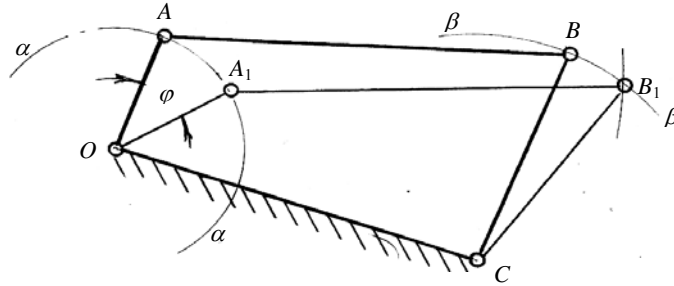
n – კინემატიკური ჯაჭვის მოძრავ რგოლთან რიცხვია.

ბრტყელი კინემატიკური ჯაჭვისათვის სტრუქტურულ ფორმულას აქვს სახე:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4.$$

3.5. მძანოზმი

განვიხილოთ ბრტყელი ოთხრგოლიანი კინემატიკური ჯაჭვი $OABC$ (ნახ. 39).



ნახ. 39

იმ რგოლებს, რომელთა მოძრაობის კანონი მოცემულად ითვლება, უწოდებენ წამყვან რგოლებს, ხოლო იმ რგოლებს, რომელთა მოძრაობის კანონი განისაზღვრება წამყვანი რგოლების მოძრაობის კანონით, – ამყოლ რგოლებს.

ამრიგად, თუ გამოსახულ კინემატიკურ ჯაჭვში OA რგოლის მოძრაობის კანონი ცნობილია, მაშინ იგი იქნება წამყვანი რგოლი, AB და BC რგოლების მოძრაობის კანონები დამოკიდებული იქნება OA წამყვანი რგოლის მოძრაობის კანონზე, ამიტომ ისინი ამყოლი რგოლებია.

OC რგოლი, (როგორც უძრავი) დგარია. ამ კინემატიკურ ჯაჭვში სამი მოძრავი რგოლია (OA, AB და BC) და ოთხი

მეხუთე კლასის ბრუნვით კინემატიკური წყვილი (O, A, B, C), ამიტომ მისი მოძრაობის ხარისხი

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1,$$

ე.ი. ასეთი კინემატიკური ჯაჭვის რგოლების მოძრაობა OC დგარისათვის უნდა განისაზღვრებოდეს ერთი დამოუკიდებელი პარამეტრით, როგორცაა ამ შემთხვევაში OA წამყვანი რგოლის მობრუნების კუთხე φ .

მართლაც, თუ OA რგოლი შემობრუნდა φ_1 კუთხით და მიიღო OA_1 მდებარეობა, იმისათვის, რომ გავიგოთ AB და BC რგოლების ახალი მდებარეობები, საჭიროა A_1 წერტილიდან, როგორც ცენტრიდან, AB რადიუსით მოგვევლოთ რკალი B წერტილის $\beta\beta$ ტრაექტორიაზე, სადაც $\beta\beta$ ტრაექტორია BC რადიუსიანი რკალია C ცენტრით, A_1B_1 და B_1C კი – AB და BC რგოლების ახალი მდებარეობები.

ამრიგად, **მექანიზმი** ეწოდება ისეთ ჩაკეტილ კინემატიკურ ჯაჭვს, რომლის ერთი რგოლი უძრავია და ერთი ან რამდენიმე რგოლის მოცემულ მოძრაობს შეესაბამება დანარჩენი რგოლების სრულიად გარკვეულ მოძრაობა.

3.6. მექანიზმების ძირითადი სახეები

ა) ბერკეტული მექანიზმები

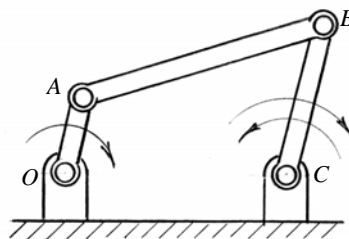
ასეთი მექანიზმები ფართოდაა გავრცელებული მანქანათმშენებლობაში. ბერკეტული მექანიზმის უმარტივესი სახეა ორრგოლიანი მექანიზმი (ნახ. 40), რომელიც შედგება მბრუნავი ბერკეტისა (2) და დგარისაგან (1). ასეთი მექანიზმები გამოყენებულია ელექტროძრავებში, ვენტილატორებში და სხვა. მაგ. ელექტროძრავში დგარი სტატორია, რომლის უძრავ საკისრებში ბრუნავს როტორი.

ნახ. 41-ზე გამოსახულია ბრტყელსახსრიანი ოთხრგოლიანი მექანიზმი. იგი შედგება სამი მოძრავი და ერთი უძრავი (OC) რგოლებისაგან. ყველა ეს რგოლები დაკავშირებულია ერთმანეთთან მეხუთე კლასის ბრუნვითი კინემატიკური წყვილების საშუალებით.

რგოლს, რომელიც ბრუნვითი წყვილით შეერთებულია დგართან და ბრუნვითი მოძრაობის დროს შეუძლია აღწეროს სრული 360° კუთხე, **მრუდმხარა** ეწოდება.



ნახ. 40



ნახ. 41

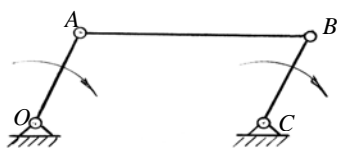
რგოლს, რომელიც ბრუნვითი წყვილით შეერთებულია დგართან და ბრუნვითი მოძრაობის დროს არ შეუძლია აღწეროს სრული 360° -იანი კუთხე მხრეული ეწოდება.

ბრუნვითი წყვილების საშუალებით მოძრავ რგოლებთან დაკავშირებულ რგოლს ბარბაცა ეწოდება.

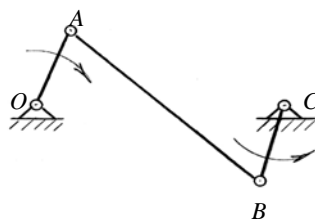
ოთხრგოლიან მექანიზმს, რომელსაც აქვს ერთი მრუდმხარა (OA) და ერთი მხრეული (BC) უწოდებენ მრუდმხარა-მხრეულა მექანიზმს.

თუ ოთხრგოლიან სახსრიან მექანიზმში დგართან ბრუნვითი წყვილებით მიერთებული ორივე რგოლი მრუდმხარაა, მაშინ გვექნება ორმრუდმხარიანი ოთხრგოლიანი სახსრიანი მექანიზმი. თუ ორივე რგოლი მხრეულია მივიღებთ ორმხრეულიან ოთხრგოლიან სახსრიან მექანიზმს.

ნახაზებზე ნაჩვენებია ოთხრგოლიანი სახსრიანი მექანიზმის კერძო სახეები სახსრიანი პარალელოგრამი (ნახ. 42) და ანტიპარალელოგრამი (ნახ. 43).

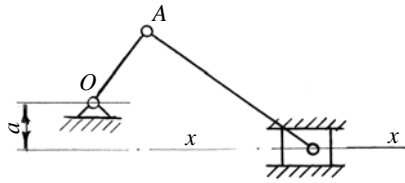


ნახ. 42

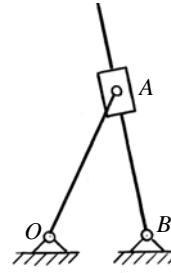


ნახ. 43

თუ ოთხრგოლიან სახსრიან მექანიზმში მხრეულის ნაცვლად მოვათავსებთ მცოციას, რომელიც უძრავ მიმართველებში იმოძრაებს, მივიღებთ ოთხრგოლიან მრუდმხარა-ცოცია მექანიზმს (ნახ. 44).



ნახ. 44



ნახ. 45

თუ ოთხრგოლიან მექანიზმში ცოცია იმოდრავებს მოძრავ მიმმართველებში მივიღებთ ოთხრგოლიან კულისა მექანიზმს (ნახ. 45). აქ A ცოცია მოძრაობს AB მიმმართველის გასწვრივ, რომელიც თავის მხრივ ბრუნავს B ცენტრის ირგვლივ, მოძრავ მიმმართველს კულისა ეწოდება.

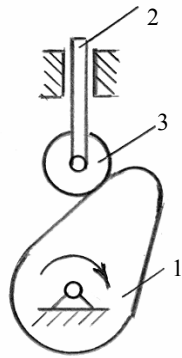
ბ) მუშტა მექანიზმები:

ამ მექანიზმებს ფართოდ იყენებენ ტექნიკაში, განსაკუთრებით ავტომატებში:

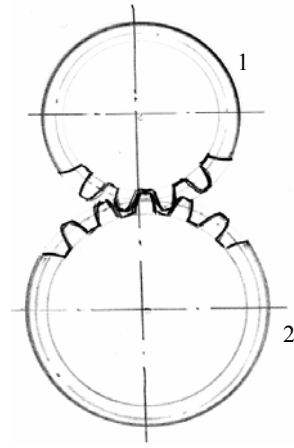
იმის მიხედვით თუ როგორ იქნება მუშტას (1) პროფილი, მივიღებთ ამჟოლი რგოლის (2) მოძრაობის შესაბამის კანონს. სახუნზე დანაკარგების შესამცირებლად მექანიზმში ჩვეულებრივ უკეთებენ გორგოლაჭებს (3) (ნახ. 46).

გ) კბილანა მექანიზმები:

ღერძებს შორის მოცემული კუთხური სიჩქარეებით ბრუნვითი მოძრაობის გადასაცემად იყენებენ კბილანა მექანიზმებს. ცილინდრული კბილანა მექანიზმი შედგება კბილანებისაგან, რომლებიც წარმოადგენენ მრგვალ ცილინდრულ ზედაპირზე განლაგებულ განსაზღვრული ფორმის კბილებიან სხეულებს (ნახ. 47). (1) კბილანას მოცემული კუთხური სიჩქარით ბრუნვის დროს (2) კბილანა იბრუნებს სრულად განსაზღვრული კუთხური სიჩქარით. ჩვენ შევისწავლით ცილინდრიც, კონუსურ, ჭია კბილანურ გადაცემებს და მათ სახესხვაობებს.



ნახ. 46

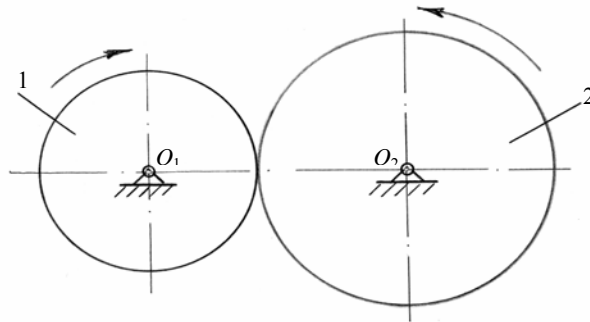


ნახ. 47

დ) ფრიქციული მექანიზმები:

ფრიქციული მექანიზმი ეწოდება ისეთ ხისტროლიან მექანიზმს, რომელშიც ხახუნის ძალა გამოიყენება მოძრაობის გადასაცემად.

48-ე ნახაზზე წარმოდგენილია მარტივი ცილინდრულსაგორაკებიანი მექანიზმი. თუ საგორავს (1) გარკვეული ძალით დავაჭერთ საგორავზე (2) შეხების ადგილას ადრული ხახუნის ძალის გავლენით წამყვანი თვლის ბრუნვისას ბრუნვას იწყებს ამყობი თვალიც (2).

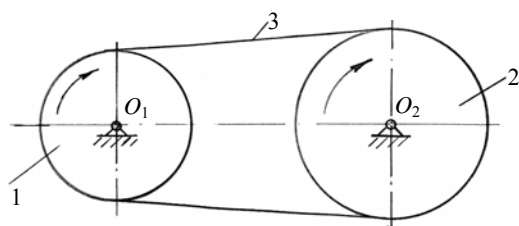


ნახ. 48

ჩვენ შემდგომში განვიხილავთ კონუსურ საგორაკებიან გადაცემებს, უსაფეხურო ვარიანტორებს და სხვა.

ე) მექანიზმები ღუნვადი რგოლებით:

გარდა ხისტი რგოლების შემცველი მექანიზმებისა, ტექნიკაში ხშირად იყენებენ ისეთ მექანიზმებს, რომლებშიც შუალედური რგოლები ღუნვადი რგოლებია. ასეთი მექანიზმის მაგალითია ღვედური ან ჯაჭვური გადაცემა (ნახ. 49).



ნახ. 49

თვლებზე (1) და (2) გადაჭიმულია ღუნვადი სხეული-ღვედი (3). ერთ-ერთი თვლის ბრუნვისას შუალედური ღუნვადი სხეულის საშუალებით მოძრაობა გადაეცემა მეორე

თვალს, რომელიც იბრუნებს გარკვეული კუთხური სინქარით.

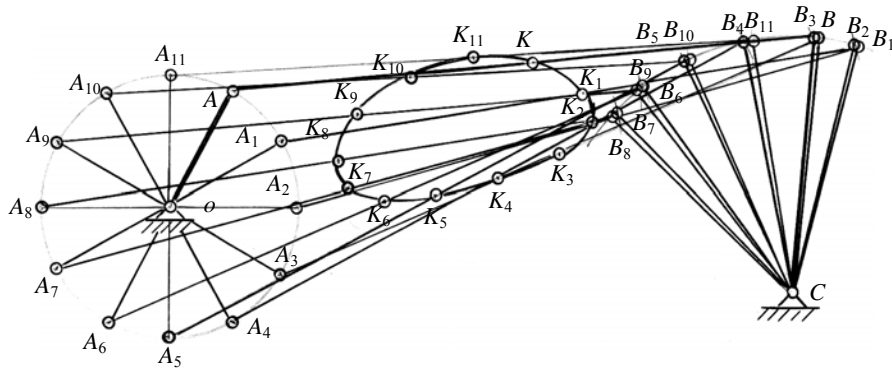
3.7. მექანიზმთა რგოლების სხვადასხვა წერტილის მიერ აღწერილი ტრაექტორიების ასაგებად გამოვიყენოთ მოკვეთის მეთოდი.

პირველ ყოვლისა შევარჩიოთ მასშტაბი, რაც აუცილებელია მექანიზმის სქემის გამოსახვაზე. რგოლების სიგრძეები გაიზომება მეტრებით, ხოლო მათ გამოეხაზავთ მმ-ობით, ამიტომ განზომილება იქნება მ/მმ, ხოლო მასშტაბი აღინიშნება μ_e სიმბოლოთი.

განვიხილოთ ოთხრგოლიანი სახსროვანი მექანიზმი $OABC$ (ნახ. 50), რომელშიც წამყვანი რგოლი OA მრუდმხარაა.

მექანიზმის რგოლის რომელიმე წერტილის მიერ აღწერილი ტრაექტორიის აგების ამოცანა დაიყვანება მექანიზმის სხვადასხვა, თანმიმდევრული მდებარეობის აგების ამოცანაზე. თუკი წამყვანი რგოლის, OA მრუდმხარას, სხვადასხვა მდებარეობისათვის ავაგებთ AB და BC ამჟამინდელი რგოლების შესაბამის მდებარეობებს (ე.ი. მექანიზმს ავაგებთ სხვადასხვა მდებარეობაში), შესაძლებელი იქნება მექანიზმის ნებისმიერი წერტილის ტრაექტორიის აგება.

ტორის აგება. მაგალითად, AB ბარბაცაზე მდებარე რაიმე K წერტილის ტრექტორიის აგება უნდა მოხდეს შემდეგი თანმიმდევრობით.



ნახ. 50

OA წამყვანი რგოლის A სახსრის ტრექტორია (წრესაზი) დაყოფთ რამდენიმე (მაგ. თორმეტი) ტოლ ნაწილად. როდესაც A სახსარი დაიჭერს A_1 მდებარეობას, B სახსრის შესაბამისი მდებარეობის გასაგებად საჭიროა A_1 წერტილიდან, როგორც ცენტრიდან, AB რადიუსით მოკვეთოთ რკალი B სახსრის ტრექტორიაზე, რომელიც რკალია BC რადიუსით და C ცენტრით. მიღებული B_1 წერტილის A_1 და C წერტილებთან შეერთებით მივიღებთ მექანიზმის ახალ მდენარეობს OA_1B_1C . K წერტილი მდებარეობს AB რგოლზე და დაცილებულია A წერტილიდან AK მანძილით. ამიტომ K წერტილის ახალი მდებარეობის მოსაძებნად საჭიროა A_1B_1 ბარბაცას მდებარეობაზე A_1 წერტილიდან გადავზომოთ მონაკვეთი AK . მივიღებთ K_1 წერტილს, სადაც გადაადგილდება K წერტილი, როდესაც მექანიზმი დაიკავებს OA_1B_1C მდებარეობას. თუ ანალოგიურად მოვიქცევით იმ შემთხვევებისათვის, როდესაც A წერტილი დაიკავებს A_2, A_3 და ა.შ. თანმიმდევრულ მდებარეობებს, K წერტილისათვის მივიღებთ შესაბამის მდებარეობებს K_2, K_3 და ა.შ. მიღებული წერტილების მდოვრე მრუდით თანმიმდებრობით შეერთება მოგვცემს K წერტილის მიერ აღწერილ ტრექტორიას.

თაზი 4

4.1. მანქანათა ნაწილების საბანი. კლასიფიკაცია მანქანათა ნაწილების ბაზანგარიშების საფუძვლები

საზოგადოებისათვის მანქანის მნიშვნელობა მეტად დიდია. მანქანა ათავისუფლებს ადამიანებს მძიმე ფიზიკური შრომისაგან და მაქსიმალურად ზრდის მათ შრომის ნაყოფიერებას, ხელს უწყობს დასამზადებელი პროდუქციის ხარისხის გაუმჯობესებას და მისი თვითღირებულების შემცირებას.

თანამედროვე მრეწველობაში წამყვანი როლი მანქანათმშენებლობას უჭირავს იმდენად, რამდენადაც მანქანათმშენებლობის ბაზაზე ვითარდება მრეწველობის ყველა დანარჩენი დარგი, როგორცაა მშენებლობა, სოფლის მეურნეობა, მედიცინა და სხვა.

მანქანა ეწოდება მოწყობილობას, რომელიც ერთი სახის ენერჯიას გარდაქმნის სხვა სახის ენერჯიად და ასრულებს წინასწარ განსაზღვრულ სასარგებლო მუშაობას.

მანქანის უმარტივეს (დაუშლელ) საამწყობი ერთეულს მანქანის ნაწილი (დეტალი) ეწოდება.

ყოველი სრულყოფილი მანქანა შედგება სამი მექანიზმისაგან: 1) ამძრავი მექანიზმი; 2) გადამცემი მექანიზმის; 3) შემსრულებელი მექანიზმი.

მანქანათა ნაწილების საბანი შეისწავლის ზოგადი დანიშნულების მანქანათა ნაწილების გაანგარიშების და კონსტრუირების საკითხებს.

ფუნქციური დანიშნულების მიხედვით ზოგადი დანიშნულების მანქანათა ნაწილები და კვანძები შეიძლება დაიყოს ოთხ ძირითად ჯგუფად:

1. **შემაერთებელი დეტალები და შეერთებები**, რომლებიც თავის მხრივ იყოფა: ა) **დაუშლელ** შეერთებებად, მოქლონებით შეერთება, შედუღებით შეერთება, გარანტირებული ჭკქით შეერთება, რჩილვა და შეწყობებით შეერთება, ბ) **დასაშლელ** შეერთებებად, როგორცაა: ჭანჭიკებითა და ხრახნული შეერთებები, სოგმანებით შეერთება, წკირებით შეერთება, კბილური ანუ შლიცებით შეერთება და პროფილური შეერთება.

2. **ბრუნვითი მოძრაობის გადაცემები**, რომლებსაც მიეკუთვნება ფრიქსიული, კბილანური, ჭია, ღვედებით, ჯაჭვური და სხვა სახის გადაცემები.

3. მანქანის ნაწილები და კვანძები, რომლებიც ემსახურება გადაცემებს. ასეთებია ღერძები, ლილვები, საკისრები, ქუროები და სხვა.

4. მანქანის საკორპუსო ნაწილები: სადგარები, ფილები, კოლოფები და ზამბარები.

მანქანათა ნაწილების გაანგარიშებისა და რაციონალური დაპროექტებისათვის აუცილებელია **შრომისუნარიანობის** ძირითადი კრიტერიუმების ცოდნა და გათვალისწინება. ასეთებია:

სიმტკიცე – დეტალის უნარი წინააღმდეგობა გაუწიოს მის რღვევას ან პლასტიკური დეფორმაციების წარმოშობას.

მანქანის საანგარიშო დეტალის სიმტკიცის პირობა ნორმალური, მხები ძაბვების და მარაგის კოეფიციენტებისათვის გამოისახება უტოლობებით:

$$\sigma \leq [\sigma]; \tau \leq [\tau]; s \geq [s],$$

სადაც σ და $[\sigma]$ შესაბამისად ფაქტობრივი და დასაშვები ნორმალური ძაბვებია; τ და $[\tau]$ – ფაქტობრივი და დასაშვები მხები ძაბვები; s და $[s]$ – ნამდვილი და დასაშვები სიმტკიცის მარაგის კოეფიციენტებია.

სიხისტე – დეტალის უნარი წინააღმდეგობა გაუწიოს მოქმედი დატვირთვის გავლენით მისი ფორმისა და გეომეტრიული ზომების შეცვლას.

ცვეთამდეგობა – დეტალის უნარი შეინარჩუნოს მოხახუნე ზედაპირების აუცილებელი ზომები (დაშვების ფარგლებში) სამსახურის მოცემული ვადის განმავლობაში.

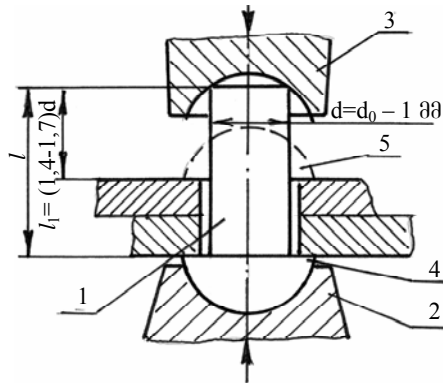
აგრეთვე გასათვალისწინებელია ისეთი კრიტერიუმები, როგორცაა **ვიბრომდეგობა**, **თბომდეგობა**, **ტექნოლოგიურობა**, მაღალი **მარგი ქმედების კოეფიციენტი** და სხვა.

სახალხო მეურნეობის დარგებში მომუშავე დანადგარებში გამოიყენება მრავალი მასალა, როგორცაა: სხვადასხვა დანიშნულების ნახშირბადოვანი და ლეგირებული ფოლადები, თუჯები, ფერადი ლითონების შენადნობები (ალუმინი, სპილენძი, ბრინჯაო), ბაბიტი, ხე, პლასტმასი, რეზინი, ტყავი და სხვა.

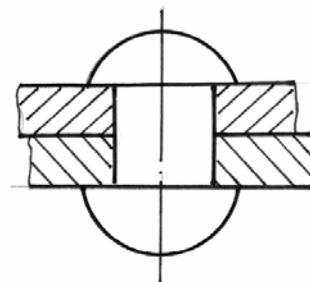
4.2. მოქლონური შეერთებები. მოქლონური შეერთებების სახეები და მისი ბაზანბარიშება

დაუშვლელი შეერთებები განეკუთვნება შეერთებების იმ სახეობას, რომელთა დაშლა იწვევს შეერთებაში მონაწილე

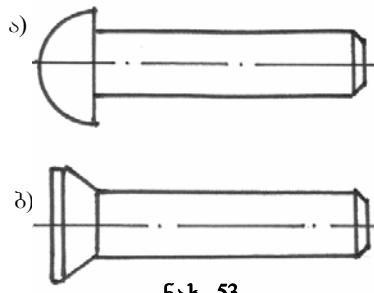
ელემენტების მწვობრიდან გამოსვლას და ამ ელემენტების შესაერთებლად, საჭიროა შეერთების პროცესის ხელმეორედ განხორციელება. დაუშლელი შეერთების ერთ-ერთ სახეს წარმოადგენს **მოქლონებით შეერთება**. მოქლონებით შეერთება დაუშლელი შეერთების სხვა სახეებთან შედარებით უფრო ძვირადღირებულია, შედარებით რთულია კონსტრუქციის დამოქლონების ტექნოლოგიის პროცესი, ამავე დროს ამძიმებს კონსტრუქციის წონას, რის გამოც პრაქტიკაში მისი გამოყენება თანდათან მცირდება. მიუხედავად ამისა არის შემთხვევები, როდესაც ასეთი სახის შეერთების განხორციელება აუცილებელია, მაგ. თვითმფრინავთმშენებლობაში, გემთმშენებლობაში და ტექნიკის სხვა დარგებში. მოქლონი ძირითადად გამოიყენება ფურცლოვანი დეტალების შესაერთებლად. შესაერთებელ ნაწილებში წინასწარ კეთდება d_0 დიამეტრის ნახვრეტი გაბურღვის ან ჩატეხვის გზით, რომელიც მცირედით მეტია მოქლონის d დიამეტრზე (ნახ. 51). თვითონ მოქლონი (1) წარმოადგენს l სიგრძის ცილინდრულ ღეროს ერთ მხარეს გაკეთებული რაიმე ფორმის (უპირატესად მომრგვალებული, ნახევრად წრიული) თავით, რომელსაც საყარი თავი (4) ეწოდება. ნახვრეტში მოთავსებული მოქლონის თავს ვაფიქსირებთ შემკავებლის (2) საშუალებით, ხოლო მეორე მხრიდან ჩაქუნის ან სპეციალური სახეინკლო იარაღი (3) საშუალებით ხდება შემკვრელი თავის (5) ფორმირება. დამოქლონების პროცესში ღერო, შეკუმშვის გამო, დაჯდება და მკვრივად ამოავსებს ნახვრეტის d_0 დიამეტრიან სივრცეს (ნახ. 52).



ნახ. 51



ნახ. 52

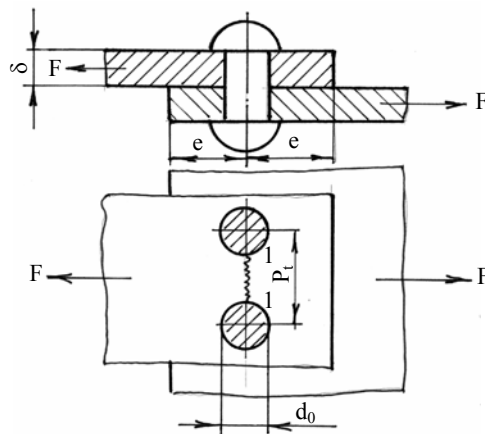


ნახ. 53

მოქლონებს თავის ფორმის მიხედვით ძირითადად ამზადებენ მომრგვალებულთავიანს (ნახ. 53, ა) ან მალულთავიანს (ნახ. 53, ბ), თუმცა გვხვდება სხვა თავის ფორმის მოქლონებიც.

მტკიცე მოქლონური ნაკერის გაანგარიშება. განვიხილოთ ერთრიგა ნადებითი ნაკერი მოქლონების ერთეული ჭრით (ნახ. 54). მოქლონის დიამეტრი აღვნიშნოთ

d_0 -ით; შეერთებული ფურცლის სისქე δ -ით; მოქლონური ნაკერის ბიჯი P_i -ით; მოქლონის ცენტრიდან ფურცლის ნაპირამდე მანძილი e -ით; ბიჯის სიგანის ზოლზე დატვირთვა F -ით; ჭრაზე დასაშვები ძაბვა $[\tau_{ჭრ}]$ -ით; ფურცლებისათვის გაჭიმვაზე დასაშვები ძაბვა $[\sigma_{გაჭ}]$ -ით; მოქლონსა და ფურცლებს შორის თელვაზე დასაშვები ძაბვა $[\sigma_{თელ}]$ -ით.



ნახ. 54

მიღებულია, რომ $d_0 = 2\delta$, ბიჯი $P_i = 3d_0$, ფურცლის ნაპირამდე მანძილი $e = (1,5 \div 2)d_0$. გაანგარიშებას შემდეგი სახე ექნება:

მოქლონის ჭრაზე სიმტკიცის პირობაა

$$[\tau_{\text{ჭრ}}] = F / [\pi(d_0^2/4)] \leq [\tau_{\text{ჭრ}}];$$

მოქლონის მიერ ფურცლის თელვაზე სიმტკიცის პირობა

$$\sigma_{\text{თელ}} = F / (d_0 \delta) \leq [\sigma_{\text{თელ}}];$$

შესუსტებულ 1-1 კვეთში გაჭიმვაზე სიმტკიცის პირობა კი

$$\sigma_{\text{გაჭ}} = F / (P_r - d_0) \delta \leq [\sigma_{\text{გაჭ}}].$$

4.3. შედუღებით შეერთება. მისი სახეები და ბაზანბარიშება

შედუღებით შეერთება დაუშლელი შეერთებების ერთ-ერთ ძირითად სახეს წარმოადგენს. შეერთების პროცესი დამყარებულია მოლეკულური შეჭიდულობის ძალის გამოყენებაზე.

არსებობს შედუღების ორი ძირითადი მეთოდი:

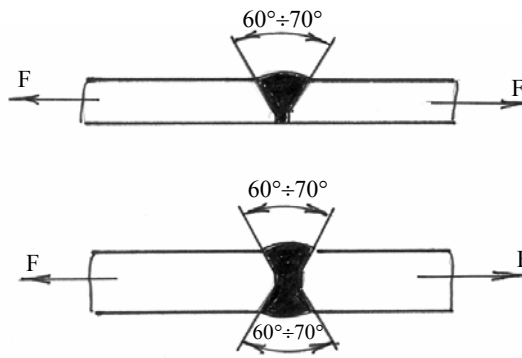
1. დნობით (აირით, ელექტრული და სხვა); 2. პლასტიკური დეფორმაციით (ცივი, კონტაქტური, წერტილოვანი და სხვა).

შედუღების ფართობი, რომელიც წარმოიქმნება შედუღების შედეგად სხვადასხვა ფორმისაა და დამოკიდებულია შედუღების მეთოდზე. ყველაზე ფართოდ გამოყენებაშია ელექტრული შედუღების ორი ძირითადი მეთოდი, ელექტრორკალური და ელექტროკონტაქტური, რომელთა შემდეგაც ნაწილების შეერთების ზონაში გამაგრებულ ლითონს, რომელიც ერთმანეთთან აერთებს მანქანის შესაერთებელ ნაწილებს – შენადული ნაკერი ეწოდება.

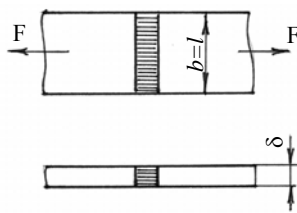
შენადული ნაკერის დადებითი მხარეებია: ლითონის ეკონომია, სიმსიბუქე, ნაკერის სიმკვრივე და სიმტკიცე, ნებისმიერი სისქისა და მრუდხაზოვანი პროფილის ურთიერთშეერთების შესაძლებლობა, მცირე შრომატევადობა და სიააფე. უარყოფითი მხარეებია: ნაკერის ხარისხის შემოწმების სირთულე და მისი ხარისხის დამოკიდებულება შემდუღებლის კვალიფიკაციაზე, შედუღების ზონაში ლითონების ფიზიკურ-მექანიკური თვისებების ცვლილებები, რის გამოც შედუღების შემდეგ მოთხოვს სპეციალურ თერმულ დამუშავებას. შესადუღებელი სხეულების ურთიერთდებარეობის მიხედვით ძირითადად გვაქვს: პირაპირული, ნადებითი, კუთხისებრი და მართობული კონსტრუქციული სახეები.

ნახ. 55 და ნახ. 56 ნაჩვენებია პირაპირული შეერთების

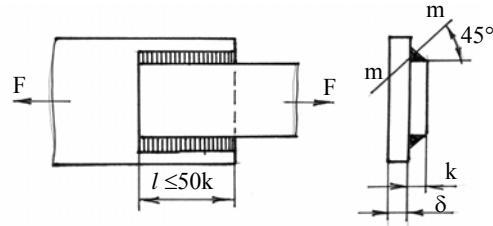
სახეები შუბლური ნაკერით, ხოლო ნახ. 57-ზე ნადებით შეერთების მაგალითი ფლანგური (გვერდითი) ნაკერით.



ნახ. 55



ნახ. 56



ნახ. 57

პირაპირული და ნადებითი ნაკერების გაანგარიშება.
 პრაქტიკულად დადგენილია, რომ დაზიანება და შეერთების რღვევა ხდება უპირატესად თერმული ზემოქმედების ზონაში. პირაპირული შედუღებითი ნაკერი გაიანგარიშება გაჭიმვაზე სიმტკიცის პირობიდან (ნახ. 56).

$$\sigma_{გაჭ} = F/\delta \leq [\sigma_{გაჭ}] \text{ ნ/მმ}^2,$$

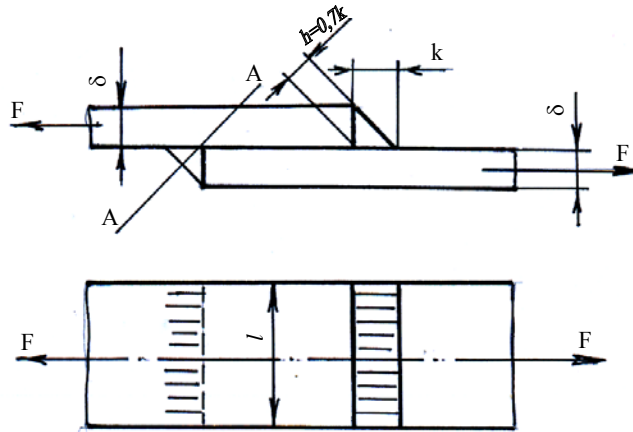
სადაც F გამჭიმავი ძალაა; δ – შესადუღებელი დეტალებიდან უფრო თხელი დეტალის სისქე, l – ნაკერის სიგრძე; $[\sigma_{გაჭ}]$ – გაჭიმვაზე დასაშვები ძაბვა. ღუნვის დროს

$$\sigma_{ღ} = M_{ღ}/W_{ღ} = 6M_{ღ}/l\delta^2 \leq [\sigma_{ღ}];$$

სადაც $[\sigma_{\text{ღ}}]$ – ღუნვაზე დასაშვები ძაბვა; W – მართკუთხა კვეთის წინაღობის მომენტი, $W_{\text{ღ}} = l\delta^2/6$.

ნაღებითი შეერთება კუთხური ნაკერით (ნახ. 58) იანგარიშება ჭრაზე კვეთის მინიმალური ფართობის მიხედვით, რომელიც განლაგებულია ნაკერის განივკვეთის მართი კუთხის ბისექტორულ სიბრტყეში. $A-A$ წარმოადგენს საშიშ კვეთს, რომლის საანგარიშო სიმაღლეა h . ნახაზიდან $h = \delta \sin 45^\circ \approx 0,7 \cdot$ რადგან $\delta = k$, ამიტომ $h \approx 0,7k$. ნაკერის საშიშ კვეთში ჭრის საანგარიშო ძაბვაა

$$\tau_{\text{ჭრ}} = F/2 \cdot l \cdot 0,7k \leq [\tau_{\text{ჭრ}}],$$

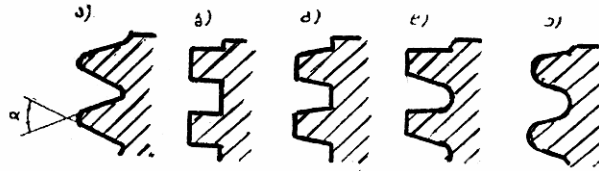


ნახ. 58

სადაც l ცალმხრივი ნაკერის სიგრძეა, $[\tau_{\text{ჭრ}}]$ – ნაკერის ჭრაზე დასაშვები ძაბვა. l სიგრძეს იღებენ მისაღწეველი დეტალის სიგანის ტოლს, ხოლო ფლანგური (გვერდითი) ნაკერის შემთხვევაში $l = F/2(0,7k[\tau_{\text{ჭრ}}])$.

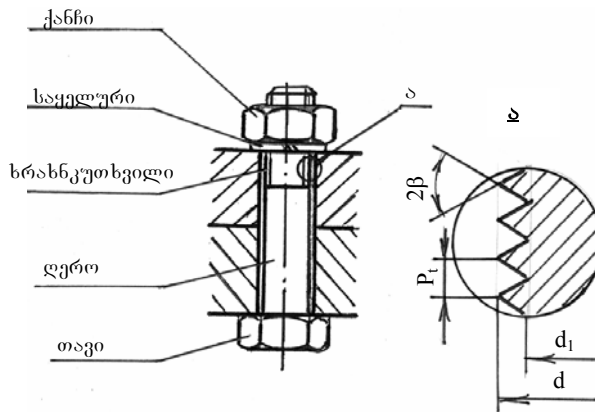
4.4. ხრახნკუთხვილებით შეერთებები. ზოგადი ცნობები და განმარტება

ხრახნკუთხვილებით შეერთება დასაშლელი შეერთებების ერთ-ერთ ძირითად სახეს წარმოადგენს, რომელიც ხორციელდება სამაგრი დეტალების საშუალებით, როგორცაა: ჭანჭიკი, სარტყი, ქანჩი და სხვა. ხრახნკუთხვილი წარმოიქმნება ცილინდრული ფორმის დეტალის გარე ან შიგა ზედაპირზე ხრახნული ღარის გაკეთების გზით; შეერილს ამ ღარებს შორის ხვია ეწოდება. პროფილის ფორმის მიხედვით ხრახნკუთხვილები იყოფა 5 ძირითად ტიპად: სამკუთხა (ნახ. 59, ა), კვადრატული (ნახ. 59, ბ), ტრაპეციული (ნახ. 59, გ), საყრდენი (ნახ. 59, დ) და წრიული (ნახ. 59, ე).



ნახ. 59

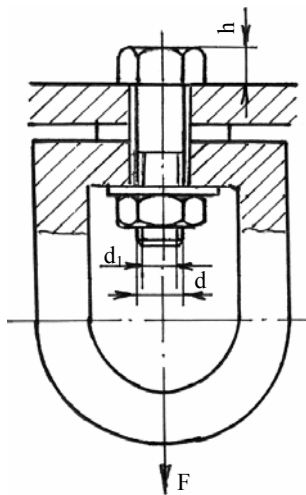
ყველაზე გავრცელებული სამაგრი დეტალია – ჭანჭიკი, რომელსაც ძირითადად ექვსწახნაგა პრიზმატული ფორმის თავი აქვს (ნახ. 60).



ნახ. 60

დანიშნულების მიხედვით ხრახნკუთხვილების დაყოფა შეიძლება შემდეგ ჯგუფებად: 1. სამაგრი ხრახნკუთხვილები; 2. სამაგრ-გამამკვრიველები ხრახნკუთხვილები, როგორცაა მილების და არმატურის შემაერთებელი ხრახნები. ამ ჯგუფის ხრახნები სამკუთხა პროფილისაა. 3. ძალებისა და მოძრაობის გადამცემი ხრახნები სავალი – სატვირთო ხრახნების სახით. ამ ჯგუფის დეტალების კუთხვილები ხახუნის შემცირების მიზნით მზადდება ტრაპეციული. სამკუთხა პროფილიანი კუთხვილები შეიძლება დამზადდეს დუიმური ან მეტრული სისტემით. დუიმური სისტემის კუთხვილის პროფილური კუთხეა $2\beta = 55^\circ$, მისი გარე დიამეტრი დუიმებით იზომება (1 დუიმი = 25,5 მმ). მეტრული სისტემისას $2\beta = 60^\circ$.

მანქანათა ნაწილების ურთიერთშეერთება შეიძლება, როგორც ერთეული ჭანჭიკებით, ასევე ჭანჭიკების ჯგუფით. ორივე შემთხვევაში შეერთება შეიძლება იყოს დაუძაბავი ან დაძაბული. შეერთება დაძაბულია, თუ იგი დატვირთულია მხოლოდ გამჭიმავი, შემკუმშავი ან გადამჭრელი ძალით. თუ ამის გარდა მასზე მოქმედებს გრეხვაც, მაშინ შეერთება დაძაბულია.



ნახ.

დაძაბული შეერთება.

ასეთი შეერთების შემთხვევაში ჭანჭიკის ღეროზე ქანჩის

განვიხილოთ შემთხვევა, როცა ჭანჭიკზე მოქმედებს მხოლოდ გამჭიმავი ძალა (ნახ. 61) ჭანჭიკის ღეროს ვანგარიშობთ გაჭიმვაზე სიმტკიცის პირობიდან $F = \pi d_1^2 [\sigma_{გაჭ}] / 4$ აქედან ჭანჭიკის შიგა დიამეტრი $d_1 = \sqrt{4F / \pi d [\sigma_{გაჭ}]}$, სადაც F არის ხრახნზე მოქმედი ღერძული ძალა, $[\sigma_{გაჭ}]$ – მასალის გაჭიმვაზე დასაშვები ძაბვა. ანგარიშით მიღებული შიგა დიამეტრის მიხედვით ხრახნკუთხვილების სტანდარტიდან ვპოულობთ d გარე დიამეტრს, რომლის საშუალებითაც ჭანჭიკების სტანდარტიდან შევირჩევთ მის ყველა ზომას.

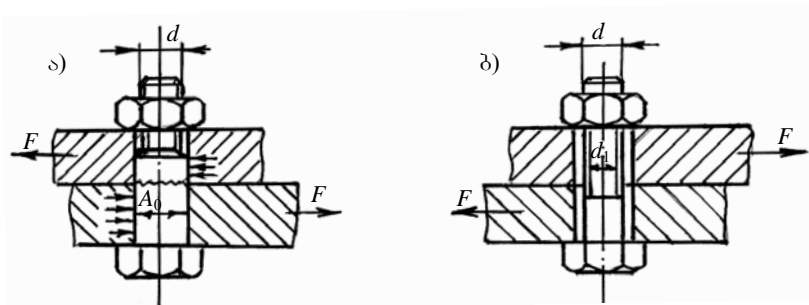
ახლა განვიხილოთ ღერძული ძალითა და მგრეხი მომენტიტ დატვირთული ჭანჭიკის გაანგარიშება, ე.ი.

მოჭერას განვაგრძობთ მას შემდეგაც, როდესაც ქანჩი მოსაჭერი დეტალის ზედაპირს შეეხება. ამის გამო ჭანჭიკი განიცდის, როგორც გაჭიმვას, ასევე გრეხასაც. ამ შემთხვევაში სრახნკუთხვილის შიგა დიამეტრი გაიანგარიშება ფორმულით

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_{საანგ}}{\pi[\sigma_{გაჭ}]}}$$

სადაც $F_{საანგ} = (1,25 \div 1,35)F$. მოცემული დიამეტრის მიხედვით სტანდარტიდან შეირჩევა ჭანჭიკის ზომები.

როდესაც ჭანჭიკის ღერო ხვრეტილზე ზუსტადაა მორგებული და მასზე მოქმედებს სიმეტრიის ღერძის მართობი ძალა (ნახ. 62, ა), მაშინ იგი განიცდის ჭრას. შესაბამისად ჭანჭიკის დიამეტრი გაიანგარიშება ჭრაზე სიმტკიცის პირობიდან. საშიში კვეთი მდებარეობს დეტალების შეერთების სიბრტყეში, სადაც მოსალოდნელია ჭანჭიკის ღეროს გადაჭრა.



ნახ. 62

დიამეტრი გაიანგარიშება ფორმულით:

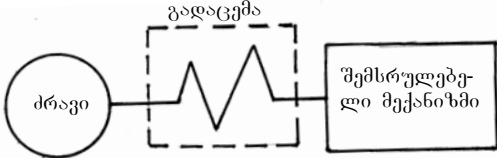
$$d_0 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau_{ჭრ}]}}$$

სადაც F არის შეერთებულ დეტალებზე მოქმედი განივი ძალა; $[\tau_{ჭრ}]$ -ჭრაზე დასაშვები ძაბვა, რომელიც აიღება ჭანჭიკის მასალის მიხედვით $[\tau_{ჭრ}] \approx (0,2 \dots 0,3)\sigma_{ღეჩ}$. $\sigma_{ღეჩ}$ არის მასალის დენადობის ზღვარი. როცა ჭანჭიკი ხვრეტილში ღრეხოთია ჩასმულია (ნახ. 62, ბ), ჭანჭიკზე ქანჩის მოჭერის ძალამ უნდა აღძრას პირაპირის ზედაპირზე ხახუნის ძალა, რომელიც წინააღმდეგო-

ბას გაუწევს შეერთებაზე მოქმედ F გარე ძალას. ჭანჭიკის დიამეტრს ანგარიშობენ გაჭიმვაზე სიმტკიცის პირობიდან, სადაც $F_{საანგ} = (1,25 \div 1,35)F$.

4.5. მექანიკური გადაცემები

მექანიკური გადაცემების საშუალებით ხორციელდება მექანიკური ენერჯის გადაცემა ძრავებიდან შემსრულებელ მექანიზმებზე (მუშა ორგანოზე) (ნახ. 63). მექანიკურ გადაცემებს (შემდგომში გადაცემებს) იყენებენ:



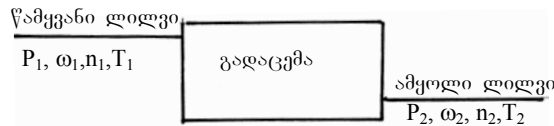
ნახ. 63

ძრავისა და მუშა ორგანოს კუთხური სიჩქარეების ურთიერთშესატანხმებლად; მუშა ორგანოს წინასწარ მოცემული

კანონით მოძრაობაში მოსაყვანად; მახრუნი მომენტისა და ძალების გარდასაქმნელად, ბრუნვითი მოძრაობის მიმართულების შესაცვლელად და სხვა.

ენერჯის გადასაცემად სხვადასხვა სახის ენერჯის გამოყენებაა შესაძლებელი. ჩვენ განვიხილავთ მექანიკურ გადაცემებს.

ყოველ გადაცემაში არჩევენ წამყვან (სწრაფმავალ) და ამყოლ (ნელმავალ) ლილვებს (ნახ. 64). მათ შორის შესაძლებელია განლაგებული იქნას შუალედური ლილვები.



ნახ. 64

- სადაც P – სიმძლავრეა, (კვტ);
 ω – კუთხური სიჩქარე (რად/წმ);
 n – ბრუნთა რიცხვი (ბრ/წთ);
 T – მგრესავი მომენტი (კნ.მ).

წამყვანი ლილვის პარამეტრები აღინიშნება ინდექსით 1, ხოლო ამჟღავნის ინდექსით 2.

გადაცემის მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta = P_2/P_1 = 1 - P_r/P_1,$$

სადაც P_r გადაცემაში დაკარგული სიმლავერეა.

$$P = F_t \cdot V,$$

სადაც F_t წრიული ძალაა (ნიუტონებში), V – წრიული სიხქარე (მ/წმ-ში).

მაბრუნის მომენტი ტოლია

$$T = P/\omega.$$

გადაცემის რიცხვი ტოლია

$$U = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 = T_2/(T_1 \cdot \eta).$$

მრავალსაფეხურიანი გადაცემისათვის საერთო გადაცემის რიცხვი

$$U_{\text{საერთო}} = U_1 \cdot U_2 \cdots U_n$$

სადაც $U_1, U_2 \cdots U_n$ საფეხურების გადაცემის რიცხვებია.

მრავალსაფეხურიანი გადაცემისთვის საერთო მქკ ტოლია

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdots \eta_n,$$

სადაც $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \cdots \eta_n$ საფეხურების მქკ-ია.

4.6. ფრიქციული გადაცემები. ზოგადი ცნობები ცილინდრული ფრიქციული საბორავებით გადაცემა

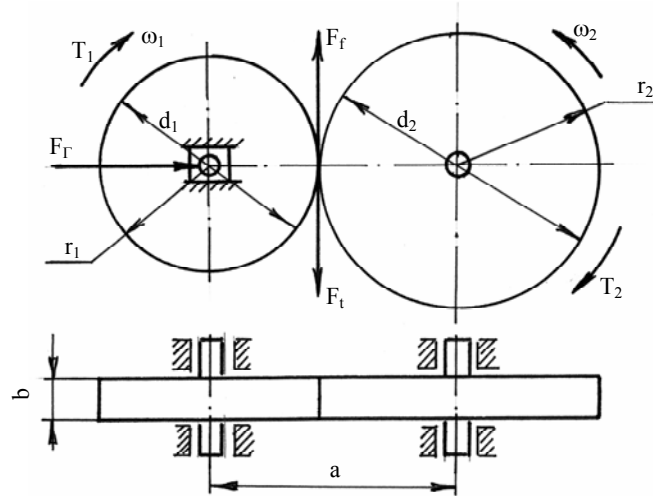
ფრიქციული გადაცემების მუშაობის პრინციპი დამყარებულია ხახუნის ძალების გამოყენებაზე, რომლებიც აღიძვრებიან საგორავების კონტაქტის ზონაში. ლილვების განლაგების მიხედვით გვხვდება პარალელურ და გადამკვეთლერძებიანი ფრიქციული გადაცემები.

ფრიქციული გადაცემების დადებითი მხარეა: მუშაობა ხმაურის გარეშე; გადაცემის მუშაობის პროცესში საგორავების ჩართვა დარტყმების გარეშე; დამზადებისა და მომსახურების სიმარტივე.

გადაცემის უარყოფითი მხარეა: ლილვებზე და საყრდენებზე მოქმედი დიდი დატვირთვა; ხახუნის ძალების აღსაძვრელად სპეციალური საყრდენების გამოყენების აუცი-

ლებლობა; საგორავების სრიალი, რაც იწვევს მკვ-ს შემცირებას, გადაცემების რიცხვის ცვლილებას და საგორავების ცვეთას.

გადაცემა შედგება ლილვებზე ხისტად დამაგრებული წამყვან (d_1) და ამყობ (d_2) დიამეტრებიანი ცილინდრული საგორავებისაგან (ნახ. 65).



ნახ. 65

ერთ-ერთი საგორავის საყრდენებს შეუძლიათ გადაადგილება ლილვების ცენტრების შემაერთებელი ხაზის გასწვრივ, რათა მუდმივად იყოს დაცული საგორავების ურთიერთდაჭერის ძალის სიდიდე, რომელიც ცილინდრების კონტაქტის ზოლზე აღძრავს ხახუნის ძალას:

$$F_f = fF_T,$$

სადაც f ხახუნის კოეფიციენტია, დამოკიდებული საგორავების მასალაზე და გადაცემის მუშაობის რეჟიმზე.

გადაცემის არსებობის აუცილებელ პირობას წარმოადგენს ხახუნის ძალასა (F_f) და წრიულ ძალას (F_T) შორის დამოკიდებულება: $F_f > F_T$. შეჭიდულობის მარაგის კოეფიციენტის (K) გათვალისწინებით მივიღებთ:

$$fF_T = KF_T,$$

საიდანაც საგორავების ურთიერთდაჭერის ანუ ჩართვის ძალა განისაზღვრება ფორმულით

$$F_r = KF_t / f .$$

ძალური გადაცემისათვის $K = 1,2 \div 1,75$, კინემატიკური გადაცემისათვის $K = 3 \div 5$.

თუ საგორავები დამზადებულია ფოლადისაგან და მუშაობს ზეთის არეში, უნდა მივიღოთ $f = 0,05$ და $K = 1,5$, მაშინ $F_r = 30F_t$, რაც ფრიქციული გადაცემის უარყოფითი მხარეა.

კონტაქტის ზონაში ზედაპირების წერტილების დრეკადი გადაადგილების გამო ადგილი აქვს საგორავების ასრიალებას, რის გამოც წამყვანი საგორავის ზედაპირის წერტილები უსწრებს ამეოლი საგორავის ზედაპირის წერტილებს $V_1 > V_2$. აღნიშნულ მოვლენას დრეკადი სრიალი ეწოდება, რომელსაც ითვალისწინებენ კოეფიციენტით

$$\varepsilon = (V_1 - V_2) / V_1 = 0,01 \div 0,05$$

მაშინ

$$U = n_1 / n_2 = d_2 / [d_1(1 - \varepsilon)] .$$

F_r ძალის გავლენით საგორავების კონტაქტი წარმოებს მცირე სიგანის ზოლზე. ლითონის საგორავებს ვანგარიშობთ კონტაქტურ სიმტკიცეზე.

კონტაქტური ძაბვა გამოითვლება ფორმულით:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{KT_1(U \pm 1)^3 E_{\text{დაყ}} / (bfa^2U)} \leq \sigma_{HP} .$$

მიღებული გამოსახულება შეიძლება გამოვიყენოთ არსებული ფრიქციული გადაცემების შემოწმებითი გაანგარიშებისათვის.

საპროექტო გაანგარიშებისათვის გამოიყენება ცენტრთაშორისი მანძილის საანგარიშო ფორმულა

$$a \geq (U \pm 1) \sqrt[3]{KT_1 E_{\text{დაყ}} (0,418 / \sigma_{HP}) / (\Psi_{ba} f U)} .$$

სადაც $\Psi_{ba} = b/a = 0,2 \div 0,4$ საგორავის სიგანის კოეფიციენტია, E – დაყვანილი დრეკადობის მოდული.

საგორავების დიამეტრები ტოლია

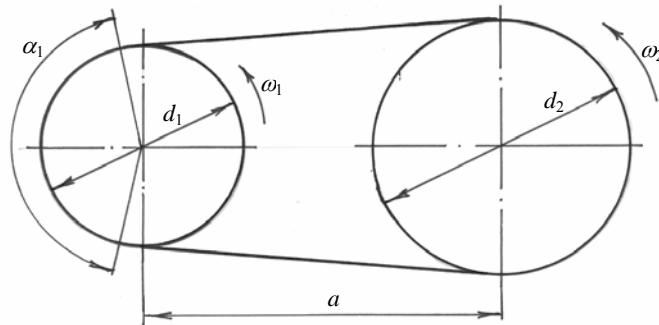
$$d_1 = 2a / (U \pm 1);$$

$$d_2 = 2aU / (U \pm 1) .$$

საგორავის სიგანე $b = \Psi_{ba} \cdot a$.

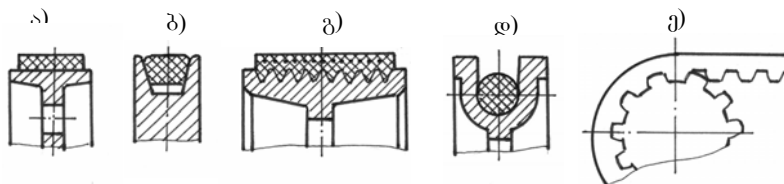
4.7. ღვედური გადაცემა. ზოგადი დახასიათება

ღვედური გადაცემა ფრიქციული გადაცემის მსგავსად ხახუნის ძალის არსებობაზეა დამყარებული, რომელიც აღმოცენდება გადაცემაში მონაწილე საღვედე ბორბლებსა და მათთან შეხებაში მყოფ ღვედს შორის (ნახ. 66).



ნახ. 66

ღვედის განივი კვეთის ფორმის მიხედვით ანსხვავებენ ბრტყელღვედურ (ნახ. 67, ა) სოლღვედურ (ნახ. 67, ბ), პოლი-სოლღვედურ (ნახ. 67, გ), წრიულკვეთიან ღვედურ (ნახ. 67, დ) და კბილაღვედურ (ნახ. 67, ე) გადაცემებს.

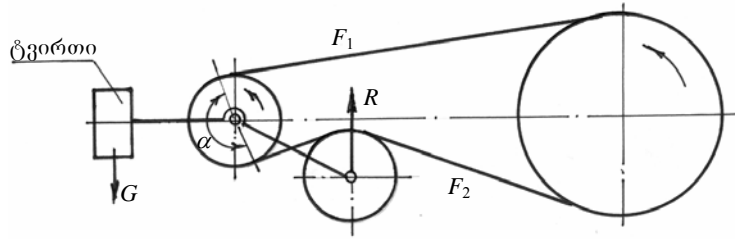


ნახ. 67

წამყვან საღვედე ბორბალზე შემოხვევის α_1 კუთხის გადიდების მიზნით გამოიყენება ღვედური გადაცემა დამჭიბი მოწყობილობი (ნახ. 68).

გადაცემის დადებით მხარედ უნდა ჩაითვალოს: მუშაობის სიმდვირე და უხმაურობა; მოძრაობის გადაცემის შესაძლებლობა დიდი ღერძთაშორისი მანძილის დროს; მუშაობის შესაძლებლობა ბრუნვის მაღალი სიხშირისას; დარტყმების შერბი-

ღების უნარი და შემთხვევითი გადატვირთვებისას დამცველის ფუნქციის შესრულების შესაძლებლობა; დაბალი თვითღირებულება; კონსტრუქციისა და მომსახურების სიმარტივე.



ნახ. 68

უარყოფითი მხარეა: გადაცემის რიცხვის არასტაბილურობა; შედარებით დიდი გაბარიტები; მცირე ხანგამძლეობა; ლილვებზე და საყრდენებზე მოსული დიდი დატვირთვა; დამჭიმი მოწყობილობების გამოყენების საჭიროება; ღვედზე ზეთის მოხვედრისაგან და უსაფრთხოების მიზნით გადაცემის დაცვის აუცილებლობა, გარსაცმის მოწყობა.

ღვედურ გადაცემაში ხახუნის ძალა, რომელიც აუცილებელია მუშა დატვირთვების გადასაცემად, წარმოიშობა ღვედის წინასწარი დაჭიმულობით a ცენტრთაშორისი მანძილის რეგულირების შედეგად. ყველაზე გავრცელებულ ღონისძიებად a ცენტრთაშორისი მანძილის რეგულირებისათვის ითვლება ციგურებზე ძრავის გადაადგილება.

ღვედის პრაქტიკული სიგრძე რამდენადმე ნაკლებია თეორიულზე, ამიტომ ღვედი საღვედე ბორბლებზე შემოჭიდულია განსაზღვრული წინასწარი დაჭიმულობით, რაც უზრუნველყოფს გადაცემის ნორმალურ მუშაობას. წინასწარი დაჭიმულობის შენარჩუნება განხორციელებულია ღერძთაშორისი მანძილის რეგულირებით.

გადაცემის კინემატიკა. წრიული სინქარე საღვედე ბორბლებზე გამოითვლება ფორმულებით $V_1 = \pi d_1 n_1 / 60 \cdot 1000$, $V_2 = \pi d_2 n_2 / 60 \cdot 1000$.

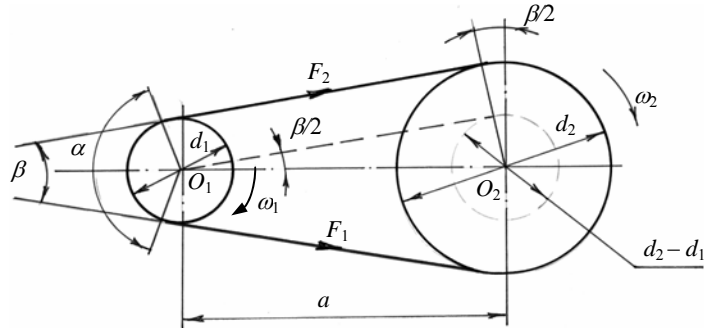
ღვედის გარდაუვალი დრეკადი სრიალის გამო შეიძლება დაწვეროთ $V_2 < V_1$ ან $V_2 = V_1(1 - \varepsilon)$, სადაც ε არის სრიალის კოეფიციენტი.

გადაცემათა რიცხვი

$$U = n_1/n_2 = V_1 d_2 / V_2 d_1 = d_2 / d_1 (1 - \varepsilon),$$

სადაც $\varepsilon = 0,001 \dots 0,002$, შეგვიძლია დავწეროთ $U \approx d_2 / d_1$.

გადაცემის გეომეტრია წარმოდგენილია 69 ნახ-ზე. ძირითადი პარამეტრებია: a – ცენტრთაშორის მანძილი; β – კუთხე ღვედის შტოებს შორის; α – ღვედის შემოსხვევის კუთხე წაყვან საღვედე ბორბალზე.



ნახ. 69

ნახაზის მიხედვით შეიძლება განისაზღვროს α კუთხე – $\alpha = 180^\circ - \beta$.

წვეტილით აგებული სამკუთხედიდან $\sin \beta/2 = (d_2 - d_1)/2a$, ამიტომ $\alpha = 180^\circ - (d_2 - d_1)57^\circ/a$. ღვედის სიგრძე გამოითვლება ფორმულით

$$L = 2a \cos \beta/2 + d_1(\pi - \beta)/2 + d_2(\pi + \beta)/2.$$

რადგან $\cos \beta/2 \approx 1$, ამიტომ

$$L = 2a + \pi(d_2 + d_1)/2 + (d_2 - d_1)^2 / 4a_w.$$

ამ ტოლობიდან შესაძლებელია ცენტრთაშორისო a მანძილის გამოთვლა.

ღვედისთვის გამოყენებული მასალები. ბრტყელღვედური გადაცემისათვის დიდი წნევის უნარით გამოირჩევა ორგანული ტყავის ღვედი, მაგრამ სიძვირის გამო მხოლოდ სპეციალური დანიშნულების გადაცემისთვის იყენებენ. ფართოდ გამოიყენება ბამბეულის ქსოვილისაგან დამზადებული და მორეზინებული ღვედი (მუშაობს $V \leq 30$ მ/წმ სიჩქარისა და $U \leq 5$ გადაცემების

რიცხვის დროს). ყველაზე პერსპექტიულია სინთეზური ბოჭკოსაგან დამზადებული ბრტყელი ღვედი, რომელსაც მაღალი სტატიკური სიმტკიცე აქვს. მისი დროებითი წინაღობის ზღვარია $\sigma_{ღრ} = 80 \dots 100$ მგპა (მეგაპასკალი). მუშაობს $V \leq 60$ მ/წმ სიჩქარეზე და გადასცემს 3000 კვტ სიმძლავრეს. სოლური ტიპის ღვედს ამზადებენ მორეზინებული ქიმიური ბოჭკოს კორდისაგან (იგი წარმოადგენს ძირითადად წვევის ორგანოს). ღვედს აქვს ტრაპეციული ფორმა. სოლური ტიპის ღვედი გამოიყენება, როცა გადაცემის ფარდობა $U = 7 \dots 10$ და წრიული სიჩქარე $V \leq 40$ მ/წმ.

4.8. ღვედური გადაცემის ბანაბარიშობა

ღვედური გადაცემის მუშაობის ძირითადი კრიტერიუმებია წვევის უნარი და ღვედის ხანგამძლეობა, რომელიც ნორმალური ექსპლუატაციის პირობებში განისაზღვრება დადლილობითი რღვევით.

უძრავ ღვედურ გადაცემაში, როდესაც საღვედე ბორბლები არ იღებენ მარბუნებელ მომენტებს ($T_1=T_2=0$), ღვედი დატვირთულია წინასწარი დაჭიმულობის F_0 ძალით, რომელიც საჭიროა ხახუნის ძალის განვითარებისათვის. თუ F_1 და F_2 წამყვან და მიმყოლ შტოებში აღმოცენებული ძალებია ($F_1 > F_2$) და მიმყოლ ლილვზე მოდებული T_2 მომენტი. მაშინ $F_1 - F_2 = 2 T_2/d_2 = F_1$ (ნახ. 69).

ღვედის გეომეტრიული სიგრძე მუდმივია. შესაბამისად წამყვან შტოში დაჭიმვის სიდიდე კომპენსირებულია მიმყოლ შტოში ღვედის სიგრძის დამოკლებით.

დადგენილია, რომ $F_1 = F_0 + F_1/2$; $F_2 = F_0 - F_1/2$, შესაბამისად $F_1 + F_2 = 2F_0$.

ბრტყელღვედური გადაცემა. $F_1 + F_2 = 2F_0$ ფორმულის ანალიზმა აჩვენა, რომ $\Psi = F_1/2F_0 = \sigma_{F_1}/2\sigma_0$, სადაც σ_{F_1} არის წრიული ძალით გამოწვეული ძაბვა; σ_0 -წინასწარი დაჭიმულობით გამოწვეული ძაბვა; Ψ - წვევის კოეფიციენტი. როცა მისი სიდიდე აღწევს კრიტიკულს $\Psi = \Psi_{კრ}$, ადგილი აქვს გადაცემაში სრულ სრიალს (ბუქსაობას).

დასაშვები ძაბვის სიდიდე ბრტყელ ღვედში განისაზღვრება ფორმულით

$$[\sigma_{F_t}] = 2\Psi_{\text{კრ}}\sigma_0.$$

დადგენილია, რომ მოდერნიზებული და ტყავის ღვედებისათვის $\Psi_{\text{კრ}} = 0,6$; სინთეზური მასალებისაგან დამზადებული ღვედებისათვის $\Psi_{\text{კრ}} = 0,4 \dots 0,5$. სინთეზური ღვედებისათვის $\sigma_0 = 4 \dots 5$ მგპა, როცა $d_1/\delta \leq 80$ (δ არის ღვედის სისქე), გადაცემისთვის პერიოდულად რეგულირებად ცენტრთაშორის მანძილით, $\sigma_0 = 7,5$ მგპა, როცა $d_1/\delta > 80$.

F_t წრიული ძალით და დასაშვები $[\sigma]$ სასარგებლო ძაბვით განისაზღვრება ღვედის სიგანე b : $b = F_t/\delta[\sigma]$.

საპროექტო გაანგარიშების დროს მცირე საღვედე ბორბლის დიამეტრი გაიანგარიშება ფორმულით $d_1 = (52 \dots 64)\sqrt[3]{T_1}$, სადაც $T_1 = 9550P/n_1$ ნმ არის მბრუნებელი მომენტი წამყვან საღვედე ბორბალზე, P – სიმძლავრე, n_1 – ბრუნვათა რიცხვი, ბრ/წთ.

მიმყოლი საღვედე ბორბლის დიამეტრი იქნება $d_2 = Ud_1$. მიღებული დიამეტრი შეუსაბამდება საღვედე ბორბლების სტანდარტს.

სოლღვედური გადაცემა. სოლღვედური გადაცემა გამოიყენება მცირე ცენტრთაშორისი მანძილისა და დიდი გადაცემის რიცხვის დროს. ღვედის სოლისებრი ფორმა ზრდის მის შეჭიდულობას საღვედე ბორბალთან დაახლოებით სამჯერ. სოლური ღვედი ძირითადად მზადდება ჩაკეტილი, უსასრულო კონტურიანი. საერთო დანიშნულების გადაცემისათვის იყენებენ შვიდი სახის სტანდარტულ ღვედს. სოლური ღვედური გადაცემის გაანგარიშებისას განსაზღვრავენ: საღვედე ბორბლების დიამეტრებს, ცენტრთაშორის მანძილს, ღვედის ტიპს და ღვედების რაოდენობას.

რეკომენდებულია მივიღოთ:

$$a \geq 120(90^\circ), U \leq 7; 0,55(d_1 + d_2) + h \leq a \leq 2(d_1 + d_2),$$

სადაც h არის განივ კვეთში ღვედის სისქე.

U -სა და d_1 -ის მიხედვით ცხრილებიდან შეირჩევა ცენტრთაშორისი მანძილი. საჭირო ღვედების რიცხვია $Z = F_t/[\sigma_1]S$, სადაც S არის ღვედის განივი კვეთის ფართობი (საერთოდ

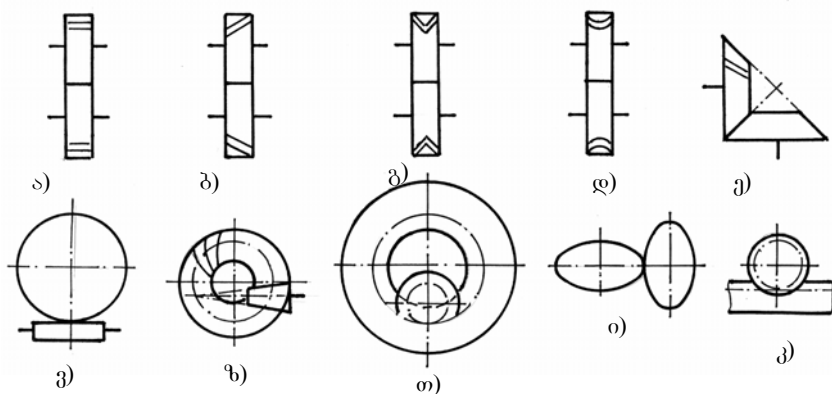
მიღებულია $Z \leq 8$), $[\sigma_1]$ -დასაშვები სასარგებლო ძაბვა. საღვედე ბორბლის დიამეტრი შეირჩევა ცხრილებიდან საანგარიშო სიმძლავრისა და დასაშვები სასარგებლო ძაბვის მიხედვით.

4.9. კბილანური გადაცემა

4.9.1. ზოგადი ცნობები. კლასიფიკაცია. გეომეტრიული პარამეტრები

კბილანური გადაცემა ზოგადად გადაცემების ყველაზე ფართოდ გავრცელებული სახეობაა. ეს ისეთი მექანიკური გადაცემაა, რომელიც უშუალო მოდებით გადასცემს მოძრაობას წამყვანი, მცირე ზომის კბილანიდან ამყობ, დიდი ზომის, კბილათვალს. მისი ფართო გავრცელება აიხსნება კომპაქტურობით, მაღალი მქე-ით, გადაცემის რიცხვის მუდმივობით, დიდი სიმძლავრისა და მგრეხი მომენტის გადაცემის უნარით მაღალი ბრუნთა რიცხვის პირობებში.

კბილანების აქსოიდების, საწყისი და გამყოფი ზედაპირების ფორმის მიხედვით ასხვავებენ ცილინდრულ (ნახ. 70, ა), კონუსურ (ნახ. 70, ე) და ჰიპერბოლოიდურ (ნახ. 70, ვ) გადაცემებს.



ნახ. 70

გადაცემის ფარდობის მიხედვით გადაცემა ორგვარია: მუდმივი და ცვლადი. პირველი ჯგუფის გადაცემაში წამყვანი და მიმყოლი კბილანები მოძრაობს მუდმივი კუთხური სიჩქარე-

ბით (ნახ. 70, ა-თ), მეორე ჯგუფის კბილანებში წამყვანი კბილანის მუდმივი კუთხური სინქარით მოძრაობისას მიმყოლი კბილანა ასრულებს მოძრაობას ცვლადი კუთხური სინქარით (ნახ. 70, ი).

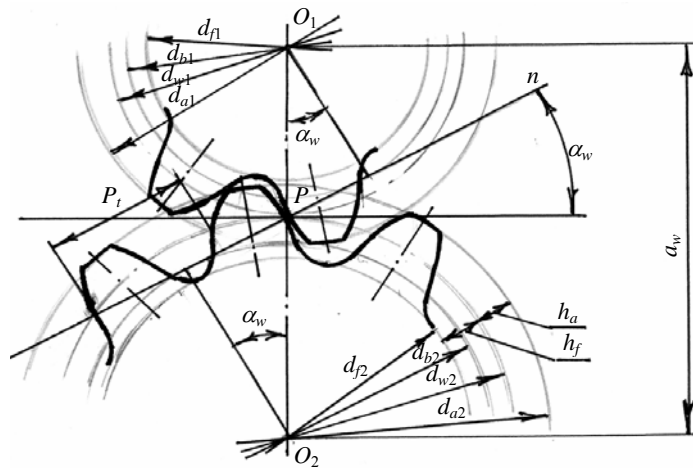
კბილის პროფილის მიხედვით არსებობს გადაცემები: ევოლვენტური, ციკლოიდური და ნოვიკოვის მეთოდით, თუმცა ძირითად ევოლვენტური მოდების კბილანებს განვიხილავთ.

კბილის ხაზის მიხედვით კბილანები გვხვდება: სწორი (ნახ. 70, ა), ხრახნული (ნახ. 70, ე), წრიული (ნახ. 70, ზ), თაღოვანი (ნახ. 70, დ), აგრეთვე ირიბი (ნახ. 70, ბ, ე) და შევრონული (ნახ. 70, გ) კბილებით.

კბილების კბილანის ზედაპირზე განლაგების მიხედვით გვხვდება გარე (ნახ. 70, ა-ზ) და შიგა (ნახ. 70, თ) მოდების, აგრეთვე კბილანური ლარტყული გადაცემა (ნახ. 70, კ).

კბილანური მოდების ასაგებად საჭიროა იგი განვიხილოთ ორი წრეწირის სახით, რომელიც უსრიალოდ გადავორდება ერთმანეთზე. ამ წრეწირის დიამეტრებს საწყისი წრეხაზის დიამეტრები ეწოდება და აღინიშნება d_{w1} და d_{w2} .

ძირითადი წრეწირის დიამეტრები d_{b1} და d_{b2} ტოლია: $d_{b1} = d_{w1} \cos \alpha_{w1}$, $d_{b2} = d_{w2} \cos \alpha_{w2}$ (ნახ. 71), სადაც α_w -ს უწოდებენ კბილის მოდების კუთხეს. საჭირო მოძრაობა ხორციელდება

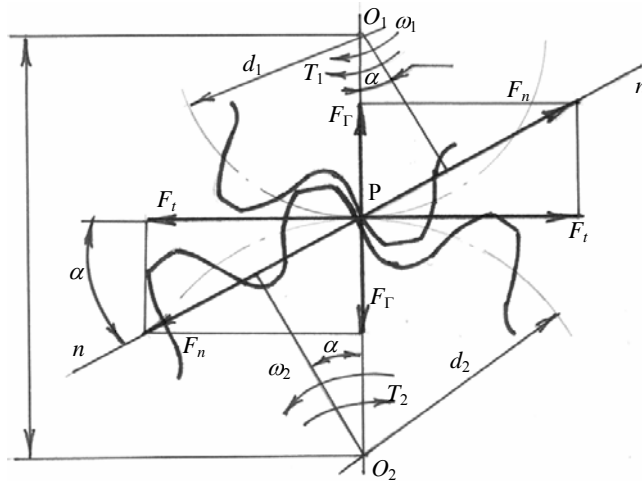


ნახ. 71

კბილების უშუალო მოდებით. ძირითად პარამეტრად კბილანურ გადაცემებში მიღებულია m მოდული, P_t ბიჯის პროპორციული სიდიდეა $m = P_t/\pi$. მოდების ბიჯი ეწოდება მანძილს ორი მეზობელი კბილის ერთსახელა წერტილებს შორის, აღებულია საწყის წრეხაზზე. განესაზღვროთ საწყისი წრეხაზის სიგრძე: $\pi d_w = ZP_t$, აქედან $d_w = P_t/\pi Z = mZ$, (სადაც Z არის კბილთა რიცხვი). საწყისი წრეხაზის დიამეტრებია: $d_{w1} = mZ_1$; $d_{w2} = mZ_2$. $h_a = m$ კბილის თავის სიმაღლე მოდულის ტოლია, კბილის ძირის სიმაღლე $h_f = 1,25m$, ე.ი. შვერების წრეხაზის დიამეტრებია:

$d_{a1} = mZ_1 + 2h_a = m(Z_1 + 2)$, $d_{a2} = mZ_2 + 2h_a = m(Z_2 + 2)$, $d_{f1} = mZ_1 - 2h_f = m(Z_1 - 2,5)$; $d_{f2} = mZ_2 - 2h_f = m(Z_2 - 2,5)$. კბილანის და კბილათვალის ძირითადი ზომები მოდულზეა დამოკიდებული, რომელიც სტანდარტულია.

4.10. ცილინდრულ სწორკბილებიან კბილანურ გადაცემაში მოქმედი ძალები



ნახ. 72

მოდებაში მყოფი კბილების პროფილის მართობ სიბრტყეში $n-n$ ნორმალის გასწვრივ აღძრული F_n ძალა დავშალოთ ორ მდენებად, F_t ტანგენციალურ, ანუ წრიულ და F_r რადიალურ ძალებად.

$$\text{წრიული ძალა ტოლია } F_t = 2T_1/d_{w1},$$

$$\text{რადიალური ძალა } F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha,$$

$$\text{ნორმალური ძალა } F_n = F_t / \cos \alpha = 2T_1 / (d_1 \cos \alpha)$$

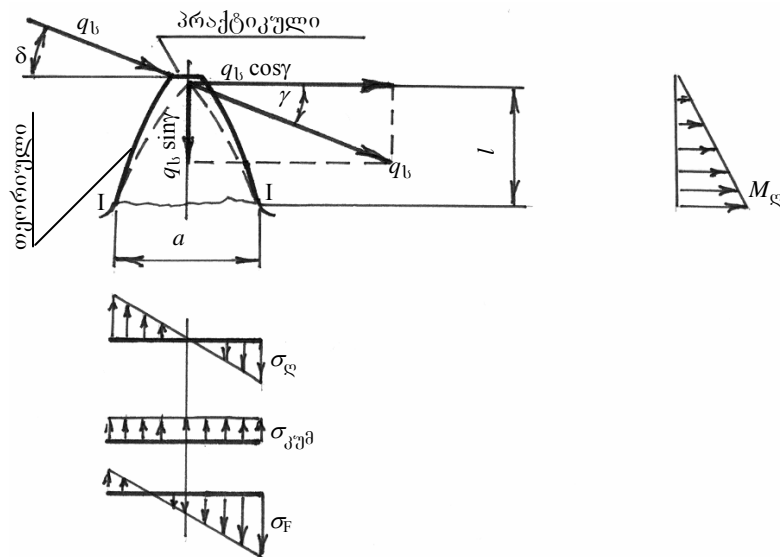
სადაც α მოდების კუთხეა.

$$\text{ხვედრითი დატვირთვა } q_n = F_n / b = 2T_1 / (d_{w1} b \cos \alpha),$$

საანგარიშო ხვედრითი დატვირთვა

$$q_b = q_n k = 2T_1 K_\beta K_v / (d_1 n \cos \alpha).$$

4.11. ცილინდრული სწორკბილეანი კბილანური გადაცემის ღუნვის სიმტკიცის გაანგარიშება



ნახ. 73

კბილზე მოქმედი დატვირთვა (q_b) გადავიტანოთ მის გასწვრივ და მოვდოთ კბილის სიმეტრიის ღერძზე მდებარე O წერტილში, რის შემდეგაც დაეშალოთ იგი მდგენელებად, რომელთაგანაც $q_b \cos \gamma$ იწვევს ღუნვას, ხოლო $q_b \sin \gamma$ - კუმშვას. სიმტკიცის პირობას აქვს სახე

$$\sigma_{\infty} = \sigma_{\text{ღ}} - \sigma_{\text{კუმ}} \leq \sigma_{FP}$$

სადაც

$$\sigma_{\text{ღ}} = M_{\text{ღ}} / W = q_b \cos \gamma l / (1 \cdot a^2 / 6) = 6q_b l \cos \gamma / a^2$$

$$\sigma_{\text{კ}} = q_b \sin \gamma / (a \cdot 1)$$

სადაც $b = 1$, ჩასმით მივიღებთ

$$\sigma_{\infty} = (q_b \cos \alpha / m) [6lm \cos \gamma / (a^2 \cos \alpha) - m \sin \gamma / (a \cos \alpha)].$$

ფაქტიური ძაბვის ფორმულა, რომელიც გამოიყენება გადაცემის შესამოწმებლად, მიიღებს ასეთ სახეს:

$$\sigma_F = q_b Y \cos \alpha / m \leq \sigma_{FP}.$$

მოდულის საპროექტო მნიშვნელობა გამოითვლება ფორმულით

$$m \geq \sqrt[3]{2T_1 K_{F\beta} K_{FV} / (z_1^2 \Psi_{bd} \sigma_{FP})},$$

სადაც T_1 კბილის მახრუნი მომენტია (ნმ); Ψ_{bd} - ღუნვაზე დასაშვები ძაბვის სიდიდეა.

ჩვეულებრივი მოდების შემთხვევაში

$$\sigma_{FP} = \sigma_a K_{FL} / (n' K_{\sigma}),$$

სადაც σ_0 - ამტანობის ზღვარია პულსირებული ციკლის შემთხვევაში, $\sigma_0 = 1,4 \sigma_{-1}$; σ_{-1} - ამტანობის ზღვარი სიმეტრიული ციკლისათვის; n' - მარაგის კოეფიციენტი $n' = 2 \div 2,5$; K_{σ} - ძაბვათა კონცენტრაციის ეფექტურობის კოეფიციენტი.

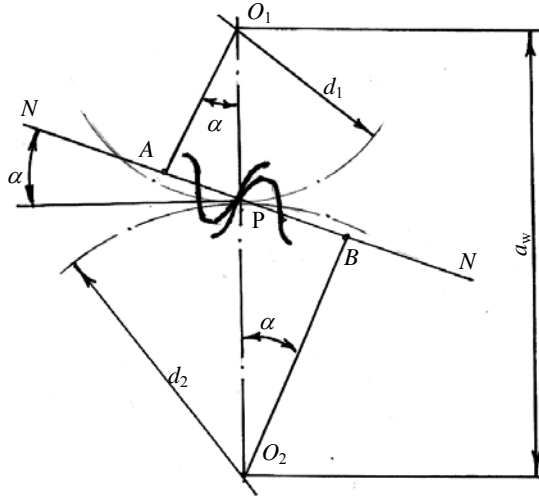
4.12. ცილინდრული სწორკბილეზიანი კბილანური ბაღაცემის კონტაქტური სიმტკიცის ბაანგარიშება

ბაანგარიშებას საფუძვლად უდევს ჰერცის თეორია ორი ცილინდრის კონტაქტის შესახებ, მათი ერთმანეთზე უსრიალოდ შემოგორების დროს

$$\sigma_H = \sqrt{E_{\text{დაყ}} / [2\pi(1 - \mu^2)]} q_b / \rho_{\text{დაყ}} \leq \sigma_{HP}.$$

მიღებულ ფორმულაში ზოგიერთი წევრების მნიშვნელობების შეყვანით მივიღებთ ფორმულას გადაცემის შემოწმებით განზღვრისათვის

$$\sigma_H = z_H z_M z_\varepsilon \sqrt{F_1(U \pm 1) K_H / (d_1 b U)} \leq \sigma_{HP}.$$



ნახ. 74

სადაც $z_H = \sqrt{2/\sin 2\alpha}$ ითვალისწინებს კბილების ფორმას, როდესაც $\alpha = 20^\circ$, მაშინ $z_H = 1,76$.

$$z_M = \sqrt{E_{დვყ} / [\pi(1 - \mu^2)]}$$

ითვალისწინებს მასალის მექანიკურ მახასიათებელს. ფოლადის კბილანებისათვის $z_M \approx 248 \cdot 10^3$.

$z_\varepsilon \approx 1$ კონტაქტის ხაზის ჯამური სიგრძეა. მაშინ

$$\sigma_H = 617 \cdot 10^3 / d_1 \sqrt{T_1 K_{H\beta} K_{HV} (U \pm 1) / (Ub)} \leq \sigma_{HP},$$

d_1 -ს მნიშვნელობის შეტანით მივიღებთ ფოლადის კბილანებისათვის შესამოწმებელ ფორმულას:

$$\sigma_H = 308 \cdot 10^3 (U \pm 1) / a \sqrt{T_1 K_{H\beta} K_{HV} (U \pm 1) / (Ub)} \leq \sigma_{HP}.$$

გამარტივებით მივიღებთ საპროექტო განზღვრისათვის საჭირო ღერძთაშორისი მანძილის ფორმულას

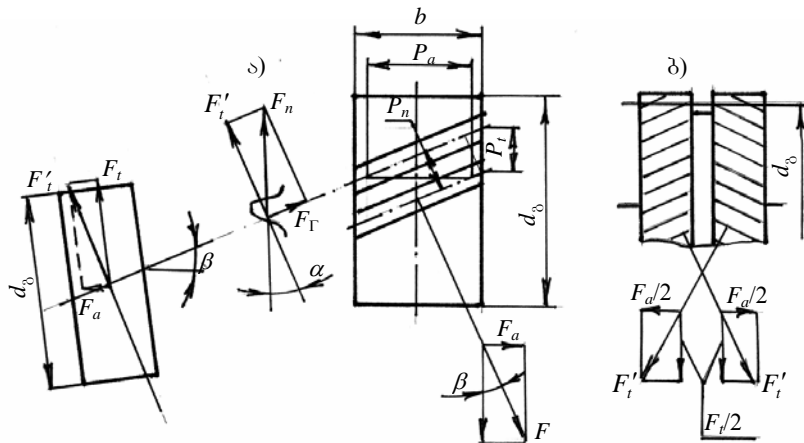
$$a \geq 4580(U \pm 1) \sqrt[3]{T_1 K_{H\beta} K_{HV} / (\Psi_{ba} U \sigma_{HP}^2)}$$

შერჩევის შემდეგ დგინდება მოდული, კბილთა რიცხვები, გადაცემის გეომეტრიული პარამეტრები და მოქმედი დატვირთვები; დაზუსტდება $K_{H\beta}$ და K_{HV} ; შეიმჩნევა კბილანების კონსტრუქციები.

4.13. ირიბკბილებიანი და შევრონულკბილებიანი ცილინდრული კბილანური გადაცემები. მათი გეომეტრიული პარამეტრები. გადაცემაში მოქმედი ძალები

ირიბკბილებიანი და შევრონულკბილებიანი გადაცემებში კბილის ხაზი გამყოფი ცილინდრის მსახველის მიმართ დახრილია β კუთხით, რის გამოც მოდება ხორციელდება თანდათან, იწყება წერტილით და გადადის საკონტაქტო ხაზში. აღნიშნულის გამო მცირდება დინამიკური დატვირთვა, გადაცემები მუშაობს მშვიდად, დარტყმებისა და ხმაურის გარეშე კბილის დახრა იწვევს საშიში კვეთის ფართობისა და კბილის სიმტკიცის ზრდას, ამიტომ ასეთი გადაცემა გამოიყენება საშუალო და მაღალ სიჩქარეზე მომუშავე მანქანებში.

უარყოფითი მხარეა მოდებაში ძალის (F_a) არსებობა (ნახ. 75, ა), რომელიც ცდილობს გადაადგილოს კბილანა ლიფვის გასწვრივ. დერძული ძალის მოქმედების უკუღებელსაყოფად



ნახ. 75

აკეთებენ კბილანას ერთი ნამზადისაგან ფერსოზე ურთიერთ-საწინააღმდეგო დახრილობის მქონე კბილებით (ნახ. 75, ბ). მას შევრონულკბილებიანი კბილანა ეწოდება; იგი მაღალი სიმტკიცისაა, მუშაობს საკმაოდ მშვიდად, შეუძლია გადასცეს დიდი სიმძლავრე მაღალი სიჩქარის ($V = 60 \dots 70$ მ/წმ-მდე) დროს. ირიბკბილებიანი კბილანების კბილის დახრის კუთხე $\beta = 8 \dots 20^\circ$, შევრონულკბილებიანისა $\beta = 25 \dots 40^\circ$.

ირიბკბილებიან და შევრონულკბილებიან გადაცემებში გამოყოფენ:

1) კბილის ნორმალურ და 2) კბილანის ბრუნვის ღერძის მართობულ, ტორსულ სიბრტყეებს. შესაბამისად ამ სიბრტყეებში ათვლილ პარამეტრებს ეწოდებათ და აღნიშნავენ: ა) ნორმალური ბიჯი p_n , ნორმალური მოდული m_n ბ) წრიული ბიჯი p_t , წრიული მოდული m_t (ნახ. 75, ა). დამოკიდებულება აღნიშნულ პარამეტრებს შორის ფუნქციურია. ΔABC -დან გვაქვს გამოყოფი, წრიული ბიჯი $p_t = p_n / \cos \beta$.

ნორმალური მოდული – $m_n = p_n / \pi$.

წრიული მოდული

$$m_t = p_t / \pi = m_n / \cos \beta.$$

ირიბკბილებიანი და შევრონულკბილებიანი კბილანებისათვის რეგლამენტირებულია ნორმალური მოდული. შევრონულკბილებიანი კბილანისათვის, რომლის კბილოვანი გვირგვინი მჭრელი იარაღის გამოსასვლელი ღარით არის გამოყოფილი, სტანდარტულ მოდულს წრიული (ტორსული) მოდული წარმოადგენს. $p_a = \pi m_n / \sin \beta$ ღერძული ბიჯია. გამოყოფი წრესაზების დიამეტრები განისაზღვრება ასე:

$$d_i = z_i m_i = z_i m_n / \cos \beta ; (i = 1, 2).$$

ნორმალური შეყურსული ძალა (F_n) მოდებულია ნორმალურ კვეთში, კბილანის სიგრძის შუა წერტილში მოდების პოლუსში P (ნახ. 75, ა). დავშალოთ იგი რადიალურ F_r და წრიულ F_t' ძალებად. თავის მხრივ, F_t' დავშალოთ კბილანის წრიულ (F_t) და ღერძულ (F_a) ძალებად. ამრიგად, ირიბკბილანებიანი და შევრონულკბილებიანი კბილანების მოდებაში მოქმედებს სამი ძალა: წრიული

$$F_t = 2T_1 / d_1 ;$$

რადიალური

$$F_r = F_t' \operatorname{tg} \alpha = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta ;$$

და ღერძული

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta .$$

ნორმალური ძალა

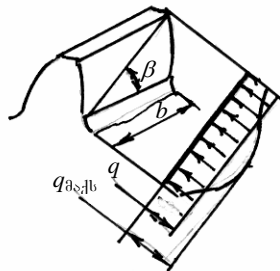
$$F_n = F_t' / \cos \alpha = F_t / (\cos \alpha \cos \beta) .$$

საანგარიშო ხვედრითი დატვირთვა, გვექნება:

$$q_{\text{საანგ}} = 2T_1 K / (d_1 b \varepsilon_r \lambda \cos \alpha) .$$

4.14. ირიბი და შვერონულკბილებიანი გადაცემების სიმტკიცის ბაანგარიშება

ა. ღუნვის ძაბვის მიხედვით. ირიბკბილებიანი კბილანების სიმტკიცის ბაანგარიშების დროს შეიძლება გამოვიყენოთ სწორკბილებიანი გადაცემისათვის მიღებული ფორმულები. ირიბკბილებიანი კბილანები უკეთესად მუშაობენ ღუნვაზე,



ნახ. 76

ვიდრე სწორკბილებიანი, კბილები თანდათანობით შედიან მოდებაში და კონტაქტის ხაზი დახრილია კბილის ძირის მიმართ, რის გამოც საშიში კვეთი დახრილად მდებარეობს. ირიბკბილებიანი კბილანურ გადაცემებში ხვედრითი დატვირთვა საკონტაქტო ხაზის გასწვრივ თანაბრად არ ნაწილდება. მოდების დასაწყისში გვაქვს მინიმალური დატვირთვა მაქსიმალური მხარით და მოდების

პოლუსთან მაქსიმალური დატვირთვა მინიმალური მხარით. აღნიშნულის გამო ღუნვის ძაბვა გამოდის უფრო ნაკლები, ვიდრე სწორკბილებიანი გადაცემის დროს:

$$\sigma_{F0r} = q_{\text{საან}} Y_F \cos \alpha \cos^2 \beta / m_n \leq \sigma_{FP0r} .$$

ფორმულაში ჩავსვამთ $q_{\text{საან}}$, d_1 და b მნიშვნელობებს, გავითვალისწინებთ β , λ და ε_r საშუალო მნიშვნელობებს და მივიღებთ საპროექტო ფორმულას:

$$m_n \geq 1,12 \sqrt[3]{T_1 Y_F K_{F\beta} K_{Fv} / (\psi_{bd} z_1^2 \sigma_{FP})} .$$

მიღებული მნიშვნელობა შეესაბამება სტანდარტს. გამოითვლება $m_t = m_n / \cos \beta$, ჩატარდება გეომეტრიული გაანგარიშება, გამოითვლება გადაცემებში მოქმედი დატვირთვები, დაზუსტდება $K_{F\beta}$ და K_{Fv} , შემოწმდება გადაცემა ღუნვაზე, დამუშავდება კბილანების კონსტრუქციები და ჩატარდება მათი ელემენტების გაანგარიშება.

ბ. კონტაქტური ძაბვის მიხედვით. გაანგარიშებას საფუძვლად უდევს ჰერცის ფორმულა ორი ცილინდრის ურთიერთკონტაქტის შესახებ.

დაყვანილი სიმრუდის რადიუსი ირიბი კბილანების შემთხვევაში განისაზღვრება როგორც ეკვივალენტური კბილანების სიმრუდის რადიუსი, ე.ი. $\rho_{ორ} = \rho_{სწ} / \cos^2 \beta$ და კონტაქტური ძაბვის საანგარიშო ფორმულა ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$\sigma_{H_{ორ}} = 0,418 \sqrt{q_{n_{საანგ}} E_{დაყ} / (\lambda \varepsilon_t \rho_{ეკვ(ორ)})} = \sigma_{H_{სწ}} \sqrt{\cos^2 \beta / (\lambda \varepsilon_t)}.$$

ამრიგად, შეიძლება დავასკვნათ, რომ $\sigma_{H_{ორ}}$ შეიძლება გავიანგარიშოთ როგორც $\sigma_{H_{სწ}}$, გამრავლებული $\sqrt{\cos^2 \beta / (\lambda \varepsilon_t)}$ -ზე. საშუალო მნიშვნელობების შეტანით მივიღებთ:

$$\sigma_{H_{ორ}} = \sigma_{H_{სწ}} \sqrt{0,74} = 376 \sqrt{F_t K_{H\beta} K_{Hv} (u+1) / (ud_1 b_2)} \leq \sigma_{HP}$$

და

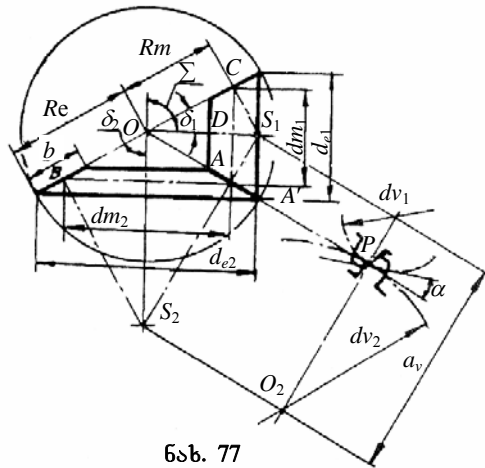
$$a \geq 4300(u+1) \sqrt[3]{T_1 K_{Hv} K_{H\beta} / (\psi_{ba} u \sigma_{HP}^2)}.$$

გაანგარიშების დანარჩენი მსვლელობა სწორკბილეებიანი ცილინდრული გადაცემის გაანგარიშების ანალოგიურია.

4.15. კონუსური კბილანური ბაღაცემა. მისი გეომეტრიული პარამეტრები. ბაღაცემაში მოქმედი ძალები

ნებისმიერი კუთხით გადამკვეთ ლილეებს შორის მოძრაობის გადასაცემად გამოიყენება გადაცემა, რომელიც შეიძლება წარმოვიდგინოთ როგორც ორი წაკვეთილი კონუსის ერთმანეთზე უსრიალოდ შემოგორება, რომელთა ზედაპირებზე მოჭრილია კბილები.

პრაქტიკაში ფართოდაა გავრცელებული გადაცემა, როდესაც ლილვების გადაკვეთის კუთხე $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ (ნახ. 70, ე).



ნახ. 77

კონუსური კბილანების დამზადება და მონტაჟი ცილინდრულთან შედარებით რთულია. ლილვების ღერძების გადაკვეთა ართულებს საყრდენების მოწყობას. ერთ-ერთი კბილანა კონსოლურადაა განლაგებული, რაც იწვევს კბილანის სიგრძის გასწვრივ დატვირთვის არათანაბარ განაწილებას. პრაქტიკაში გავრცელებულია სწორკბილეზიანი, ირიბკბილეზიანი და წრიულკბილეზიანი გადაცემები.

კონუსურ გადაცემებში გამყოფ კონუსებს ერთი საერთო წვერო აქვთ (ნახ. 77). კონუსებს, რომლებიც ერთმანეთზე შემოგორდებიან სრიალის გარეშე, საწყისი ან გამყოფი კონუსები (არაკორექციული გადაცემა) ეწოდებათ. გადაცემის ფარდობა

$$i = n_1/n_2 = \omega_1/\omega_2 = d_{e2}/d_{e1} = z_2/z_1 = \sin \delta_2/\sin \delta_1,$$

სადაც δ_1, δ_2 საწყისი კონუსების ნახევარკუთხეებია.

გეომეტრიული პარამეტრების გასაცნობად განვიხილოთ (ნახ. 77) და (ნახ. 78).

$$d_{e1} = z_i m_e, \quad (i=1,2).$$

საშუალო დიამეტრი

$$d_{mi} = z_i m_m.$$

კბილის სიგრძე $b = \psi_{bd} d_{m1}$. დიამეტრებს შორის დამოკიდებულებაა

$$d_{e1} = d_{m1} + b \sin \delta_1,$$

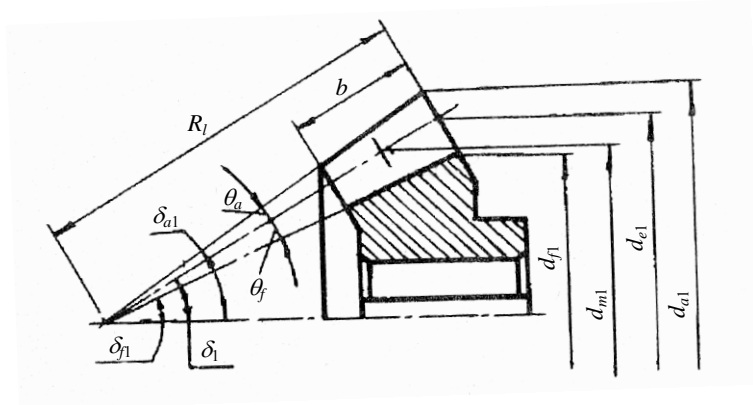
საიდანაც გვაქვს:

$$m_e = m_m + b \sin \delta_1 / z_1.$$

კბილის ზომები: კბილის თავის და ძირის სიმაღლე

$$h_a = h_a^* m_e; \quad h_f = (h_a^* + c^*) m_e,$$

სადაც ნორმალური სიმაღლის კბილისათვის $h_a^* = 1$ და რადიალური ღრეხოს კოეფიციენტი $c^* = 0,2$.



ნახ. 78

გარე საკონუსო მანძილი –

$$R_e = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2},$$

$$R_e = d_{e1} / (2 \sin \delta_1) = m_e z_1 / (2 \sin \delta_1),$$

და გარე მოდული –

$$m_e = 2 R_e \sin \delta_1 / z_1.$$

კბილების მოდებისას მოქმედი ძალების განსაზღვრისათვის კონტაქტის ხაზის გასწვრივ მოქმედი თანაბრად განაწილებული დატვირთვა შეეცვალოთ კბილოვანი გვირგვინის შუაში მოდებული F_n ძალით (ნახ. 79). F_n -ის განსაზღვრისათვის ვაგებთ ეკვივალენტურ ცილინდრულ კბილანურ გადაცემას. დაშალოთ F_n ძალა მდგენელებად:

$$\vec{F}_n = \vec{F}_t + \vec{F}_r,$$

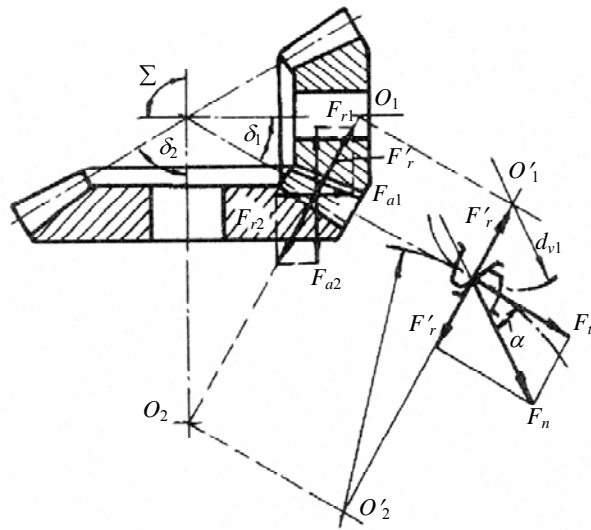
სადაც F_t წრიული ძალაა.

$$F_t = 2 T_1 / d_{m1}.$$

ეკვივალენტური კბილანების რადიალური ძალა –

$$\vec{F}_r' = \vec{F}_{r1} + \vec{F}_{a1}.$$

(ნახ. 79) $F_r' = F_t \operatorname{tg} \alpha$ და



ნახ. 79

$$F_n = F_t / \cos \alpha = 2T_1 / (d_m \cos \alpha).$$

კბილანის ღერძული ძალა –

$$F_{a1} = F_r' \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1.$$

კბილანის რადიალური ძალა –

$$F_{r1} = F_r' \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1.$$

საანგარიშო სვედრითი დატვირთვა ასე გამოისახება

$$q_{\text{საანგ}} = F_n K / b = 2T_1 K_\beta K_\nu / (d_m b \cos \alpha).$$

4.16. კონუსური კბილანური გადაცემის სიმტკიცის გაანგარიშება

ა) ღუნვის დეფორმაციის გაანგარიშება. რადგან კონუსური გადაცემების გაანგარიშება უნდა ვაწარმოთ ეკვივალენტური ცილინდრული გადაცემის მიხედვით, ამიტომ ფაქტიური ძაბვის საანგარიშო ფორმულა შემდეგი სახით ჩაიწერება:

$$\sigma_F = q_{\text{საანგ}} Y \cos \alpha / (0,85 m_m) \leq \sigma_{FP}.$$

გავითვალისწინოთ, რომ

$$q_{\text{ხაანგ}} = 2T_1 K_{F\beta} K_{Fv} / (bd_{m_1} \cos \alpha) =$$

$$= 2T_1 K_{F\beta} K_{Fv} / (\psi_{bd} z_1^2 m_m^2 \cos \alpha)$$

და

$$\sigma_F = 2T_1 K_{F\beta} K_{Fv} Y \cos \alpha / (\psi_{bd} z_1^2 m_m^2 \cos \alpha \cdot 0,8m_m) \leq \sigma_{FP}$$

გამარტივებისა და m_m -ს მიმართ ამოხსნით მივიღებთ

$$m_m \geq \sqrt[3]{2T_1 K_{Fv} K_{F\beta} Y / (0,85\psi_{bd} z_1^2 \sigma_{FP})} .$$

ბ) კონტაქტური სიმტკიცის გაანგარიშება. მიღებულია, რომ კონუსური კბილანების კბილის სიმტკიცე კონტაქტური ძაბვის მიხედვით იხეთივება, როგორც კბილის სიგრძის საშუალო კვეთში აღებული ეკვივალენტური ცილინდრული კბილანის კბილის სიმტკიცე. კონტაქტური ძაბვის ფორმულას აქვს სახე:

$$\sigma_H = 436 \cdot 10^3 \sqrt{F_t K_{H\beta} K_{Hv} (u+1) / (0,85bd_{v_1} u_v)} \leq \sigma_{FP} .$$

საპროექტო ფორმულის მისაღებად ვითვალისწინებთ, რომ $F_t = 2T_1/d_m$ და $b = \psi_{bd} d_{m_1}$, მაშინ

$$\sigma_H = 436 \cdot 10^3 \sqrt{F_t K_{H\beta} K_{Hv} \sqrt{u^2 + 1} / (0,85\psi_{bd} u d_{m_1}^3)} \leq \sigma_{FP} ,$$

საიდანაც

$$d_{m_1} = 7700 \sqrt[3]{T_1 K_{H\beta} K_{Hv} \sqrt{u^2 + 1} / (0,85\psi_{bd} u \sigma_{HP}^2)} .$$

კბილანის გარე გამყოფი წრეხაზის დიამეტრი –

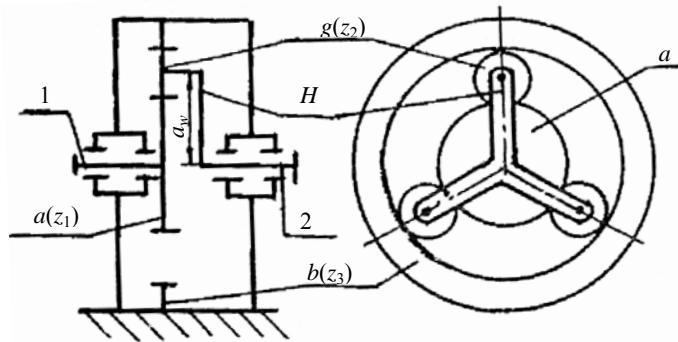
$$d_{e_1} = d_{m_1} + b \sin \delta_1 = d_{m_1} + \psi_{bd} d_{m_1} \sin \delta_1 .$$

გაიანგარიშება გადაცემის გეომეტრიული პარამეტრები, გადაცემებში მოქმედი ძალები, წრიული საშუალო სინქარე; დაზუსტდება $K_{H\beta}$ და K_{Hv} ; შემოწმდება გადაცემა ძაბვებზე σ_H და σ_F ; დამუშავდება კბილანების კონსტრუქციები და გაიანგარიშება მათი კონსტრუქციული ელემენტები.

4.17. პლანეტარული ბაღაცემა, ზოგადი ცნობები, სტრუქტურა, კლასიფიკაცია და პინემბტიკა

კბილანურ გადაცემას, რომლის შემადგენლობაში შედის ისეთი ერთი რგოლი მაინც, რომლის გეომეტრიული ღერძი იცვლის მდებარეობას სივრცეში, ეწოდება პლანეტარული გადაცემა (ნახ. 80). გ კბილანას, რომლის გეომეტრიული ღერძი იცვლის მდებარეობას სივრცეში, ეწოდება სატელიტი. a , b

კბილანებს, რომლებიც მოდებაშია სატელიტებთან და რომელთა გეომეტრიული ღერძები ემთხვევა მოძრაობის ძირითად ღერძს, ეწოდება ცენტრალური კბილანები. წამყვანი რგოლია ცენტრალური კბილანა a , ამყოლი - მატარი H . პლანეტარული გადაცემების კლასიფიკაცია შეიძლება წარმოვიდგინოთ შემდეგი სახით:



ნახ. 80

1) მარტივი პლანეტარული გადაცემა, როდესაც ერთ-ერთი რგოლი (a ან b) დამაგრებულია უძრავად, აქვს მოძრაობის თავისუფლების ერთი ხარისხი;

2) დიფერენციალური გადაცემა, რომლის ყველა რგოლი მოძრაობს და აქვს მოძრაობის თავისუფლების ორი ხარისხი, გამოიყენება როდესაც საჭიროა ორი მოძრაობის შეკრება ან მოძრაობის დაშლა მდგენელებად;

3) ჩაკეტილი დიფერენციალური გადაცემა, რომელიც მიიღება დიფერენციალური გადაცემის ორი ძირითადი რგოლის (მაგ. ცენტრალური კბილანების ან ერთ-ერთი ცენტრალური კბილანის და მატარის) მარტივი კბილანური გადაცემით ერთმანეთთან შეერთებით.

გადაცემის ფარდობის განსაზღვრისათვის გაჩერებული მატარის შემთხვევაში, როცა $\omega_H=0$, გადაცემის ფარდობას ექნება სახე

$$i' = \omega'_a / \omega'_b = (\omega_a - \omega_H) / (\omega_b - \omega_H) = -(z_3 / z_1).$$

გადაცემის ფარდობას ექნებოდა დადებითი ნიშანი, როდესაც წამყვანი და ამყოლი რგოლების ბრუნვის მიმართულება თანხვედნილია.

სადაც z_1 და z_2 შესაბამისად a და b კბილანების კბილთა რიცხვებია.

მატარის კუთხური სიხარის განსაზღვრისათვის უნდა გავითვალისწინოთ, რომ კბილანა b ხისტადაა დამაგრებული ე.ი. $\omega_b = 0$, მაშინ

$$\omega_H = \omega_a / (1 - i') = \omega_a / (1 + z_3 / z_1).$$

გადაცემის ფარდობა მოცემული სქემისათვის განისაზღვრება ფორმულით

$$i_{aH}^{(b)} = \omega_a / \omega_H = \omega_a / (\omega_a / (1 + z_3 / z_1)) = 1 + z_3 / z_1.$$

4.18. კლანეზარული გადაცემის სიმტკიცის ბაანგარიშება

გაანგარიშებას აწარმოებენ სწორკბილებიანი ცილინდრული კბილანური გადაცემების ანალოგიურად კბილის კუმშვის კონტაქტური ძაბვის მიხედვით, ჰერცის თეორიის საფუძველზე.

დერძთაშორისი მანძილი a კბილანასა და g სატელიტს შორის განისაზღვრება ფორმულით:

$$a_w = (u_{ag}^H + 1) \sqrt{T_1 K_{H\beta} K_{Hv} / (v_{ba} u_{ag}^H n'_w) (315 / \sigma_{HP})^2},$$

სადაც T_1 არის სატელიტის მბრუნე მომენტი, ნ.მმ; n'_w – სატელიტების დაყვანილი რიცხვი, შეირჩევა სატელიტის კბილთა რიცხვის მიხედვით; σ_{HP} – დასაშვები კუმშვის კონტაქტური ძაბვა, ნ/მმ².

დერძთაშორისი მანძილი შეესაბამება სტანდარტს. გადაცემის მოდული განისაზღვრება $m = 2a / z_{\Sigma}$ ტოლობით, რომელიც შეესაბამება ასევე სტანდარტს. საანგარიშო კონტაქტური ძაბვა განისაზღვრება ფორმულით:

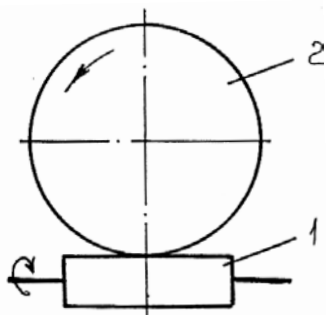
$$\sigma_H = 315(u + 1) / a \sqrt{(u_{ag}^H + 1) T_1 K_{H\beta} K_{Hv} / (b n'_w u_{ag}^H)} \leq \sigma_{HP}.$$

გადაცემა შემოწმებული უნდა იქნეს ღუნვაზე:

$$\sigma_{Fa} = Y_{Fa} F_{ia} K_{F\beta} K_{Fv} / (n'_w b m) \leq \sigma_{FPa}.$$

3.19. ჭიახრახნული გადაცემები. გადაცემის გეომეტრიული პარამეტრები

ჭიახრახნული გადაცემები გამოიყენება ურთიერთაცდენილ ლილვებს შორის მოძრაობის ან მგრესავი მომენტების გადაცემისა და დიდი გადაცემის რიცხვის განხორციელების მიზნით. აცდენილი ლილვების ღერძთაშორისი კუთხე თარაზულ გეგმილში, უმრავლეს შემთხვევაში, 90°-ის ტოლია.



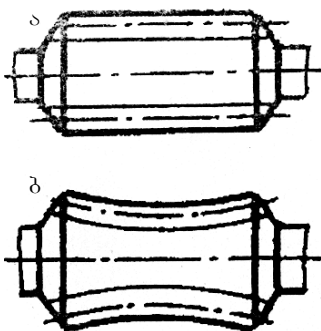
ნახ. 81

გადაცემა შედგება ჭიახრახნისაგან 1 და ჭია კბილანისაგან 2 (ნახ. 81).

ცნობილია ჭიახრახნის ორი სახესხვაობა: ცილინდრული (ნახ. 82, ა) და გლობოიდური (ნახ. 82, ბ). პირველ შემთხვევაში ხრახნი მოჭრილია ცილინდრულ ზედაპირზე, ხოლო მეორე შემთხვევაში ზედაპირზე, რომელიც მიიღება წრის რკალის ბრუნვით ჭიახრახნის ღერძის ირგვლივ.

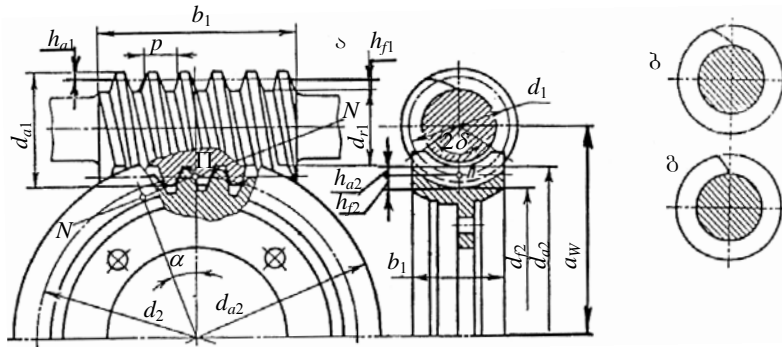
ხრახნის პროფილის მიხედვით გვხვდება არქიმედეს, კონვოლუტური და ევოლვენტური ხრახნები.

არქიმედეს ჭიახრახნს ღერძულ კვეთში აქვს ტრაპეციისებრი ფორმა, ხოლო ტორსულ კვეთში – არქიმედეს სპირალის ფორმა (ნახ. 83, ა). კონვოლუტურ ჭიახრახნს ღერძულ კვეთში აქვს ამოზნექილი პროფილი, ხრახნის ნორმალურ კვეთში – წაგრძელებული (იშვიათად დამოკლებული) ევოლვენტის ფორმა (ნახ. 83, ბ). ევოლვენტურ ჭიახრახნს ღერძულ კვეთში აქვს ამოზნექილი პროფილი, ხოლო ტორსულ კვეთში – ევოლვენტური (ნახ. 83, გ).



ნახ. 82

ჭიახრახნული გადაცემის მუშაობის უნარი დამოკიდებულია ჭიახრახნის ხრახნული ზედაპირის სიმკისეზე და თერმულ დამუშავებაზე, ამიტომ ხრახნის მოჭრისა და თერმული დამუშავების შემდეგ საჭიროა მისი ხეხვა.



ნახ. 83

გადაცემის დადებით მხარეებს მიეკუთვნება: ერთი საფეხურით შესაძლებელია განხორციელდეს გადაცემის დიდი რიცხვი $u \approx 500$; გადაცემის მოდების სიმდოვრე და უხმაურო მუშაობა; თვითდამუხრუჭების განხორციელება; მასისა და გაბარიტების სიმცირე.

უარყოფითი მხარეებია: შედარებით დაბალი მქ კოეფიციენტი $\eta = 0,7 \dots 0,92$; ჭიაკბილანის გვირგვინისათვის დეფორმაციური ანტიფრიქციული მასალის (ბრინჯაოს) გამოყენება.

ჭიახრახნების დასამზადებლად გამოიყენება ნახშირბადიანი ფოლადები, თერმოდამუშავებული, შემდგომი ხეხვა-გაპრიანებით, თერმოდამუშავებული, სისალით HB350. მოდებაში დიდი სრიალის სიჩქარისა და გაზრდილი ხახუნის არსებობა იწვევს ჭიაკბილანის კბილების ზედაპირების ინტენსიურ ცვეთას, ამიტომ იგი დამზადებული უნდა იქნეს ხარისხოვანი ანტიფრიქციული მასალებისაგან (ფოსფოროვანი ბრინჯაო, კალის ან ალუმინის შენადნობით, ანტიფრიქციული თუჯები და სხვ.).

არქიმედეს ხეის მქონე ხრახნებისათვის ხრახნული ხაზის ასვლის კუთხე განისაზღვრება ასე:

$$\operatorname{tg} \gamma = p_z / (\pi d_1) = p z_1 / (\pi d_1) = z_1 / q,$$

$q = d_1 / m$ ხრახნის გამყოფი წრეხაზის დიამეტრის კოეფიციენტი.

ჭიაკბილანის მინიმალური კბილთა რიცხვი დაიშვება $z_{1\text{მინ}} = 28$, მინიმალური გადაცემის რიცხვი

$$u_{\text{მინ}} = z_{2\text{მინ}} / z_{1\text{მინ}} = 28 / 4 = 7,$$

ე.ი. ჭიასრახნული გადაცემის ერთი საფეხურით შეიძლება განვხორციელოთ გადაცემის დიდი რიცხვი.

ხრახნის გამყოფი წრეხაზის დიამეტრი (ნახ. 83)

$$d_1 = mq.$$

ხეის სიმაღლეს ყოფს ორ ნაწილად: ხრახნის თავის სიმაღლე $h_{a1} = h_a^* m$ და ხრახნის ძირის სიმაღლე $h_{f1} = (h_a^* + c^*) m$, სადაც სიმაღლის კოეფიციენტი $h_a^* = 1$ და რადიალური ღრეხოს კოეფიციენტი $c^* = 0,2$. შესაბამისად გვექნება ხრახნის შვერის დიამეტრი –

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = mq + 2m = m(q + 2).$$

ხრახნის ღრმულების დიამეტრი –

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = mq - 2 \cdot 1,2m = m(q - 2,4),$$

$b_1 = m(12 + 0,07z_2)$ ღერძულ კვეთში ხრახნის პროფილის კუთხე $2\alpha = 40^\circ$. ჭიაკბილანის ზომები კბილანის სიგანის საშუალო კვეთში განისაზღვრება ცილინდრული კბილანის მსგავსად. გამყოფი წრეხაზის დიამეტრი $d_2 = mz_2$ (ნახ. 83).

კბილის შვერილებისა და ღრმულების დიამეტრები:

$$\left. \begin{aligned} d_{a2} &= d_2 + 2h_{a2} = mz_2 + 2m = m(z_2 + 2); \\ d_{f2} &= d_2 - 2h_{f2} = mz_2 - 2,4m = m(z_2 - 2,4). \end{aligned} \right\}$$

ჭიაკბილანის უდიდესი, ანუ გარე შემოწარხვის დიამეტრი –

$$d_{aM2} = d_{a2} + 6m/(z_1 + 2).$$

ჭიაკბილანის კბილი ნაწილობრივ შემოსხვეულია ჭიასრახნზე, შემოსხვევის კუთხე გამოითვლება დამოკიდებულებიდან:

$$\sin \delta_1 = b_2 / (d_{a1} - 0,5m).$$

დაცული უნდა იქნეს $90^\circ < 2\delta_1 < 110^\circ$ პირობა.

ღერძთაშორისი მანძილი –

$$\begin{aligned} a &= (d_1 + d_2) / 2 = (mq + m \cdot z_2) / 2 = m(q + z_2) / 2 = \\ &= mq(1 + z_2/q) / 2 = d_1 (1 + z_2/q) / 2, \end{aligned}$$

საიდანაც

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= 2a / (z_2/q + 1) \text{ და } \\ d_2 &= 2az_2/q / (z_2/q + 1). \end{aligned} \right\}$$

4.20. ბაღაცემავში მოქმედი ძალები. ჰიახრახნული
ბაღაცემის სიმტკიცის გაანგარიშება

დამყარებული მოძრაობისას ნორმალური ძალების შეყურ-
სული ძალის ვექტორი მოქმედებს საკონტაქტო ხაზზე და
მოდებულია პოლუსში. ჰიახრახნის წრიული ძალა (F_{r1})
ჰიაკბილანისათვის წარმოადგენს
ღერძულ ძალას (F_{a2}), ხოლო
ჰიაკბილანის წრიული ძალა (F_{r2})
ჰიახრახნისათვის წარმოადგენს
ღერძულ ძალას (F_{a1}) (ნახ. 84).

$$\left. \begin{aligned} F_{r1} &= 2T_1/d_1, \\ F_{r2} &= 2T_2/d_2. \end{aligned} \right\}$$

რადიალური ძალები გამოით-
ვლება შემდეგი დამოკიდებულე-
ბებით:

$$F_n = F_{r2}/(\cos \alpha \cos \gamma); \quad F_r = F_{r2} \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma.$$

ხვედრითი დატვირთვა - $q_m = F_n/L_{\text{მთ}}$.

$L_{\text{მთ}}$ საკონტაქტო ხაზის მინიმალური სიგრძეა;

$$F_{\text{მთ}} = b \lambda \varepsilon_t / \cos \alpha = 2\delta_1 \pi d_1 \cdot 0,75 \varepsilon_t / (360^\circ \cos \gamma),$$

სადაც b კბილის სიგრძეა, $b = 2\delta_1 \pi d_1 / 360^\circ$; (ნახ. 83).

λ - საკონტაქტო ხაზის სიგრძის კოეფიციენტის მინიმალური მნიშვნელობა, $\lambda = 0,75$. მივიღოთ საშუალოდ $2\delta_1 \approx 100^\circ$;
 $\varepsilon_t = 1,8$.

საანგარიშო ხვედრითი დატვირთვა

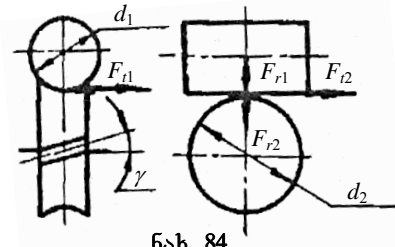
$$q_{n\text{საანგ}} = 1,8T_2K/(d_1d_2 \cos \alpha).$$

ღუნვის დეფორმაციის გაანგარიშებას აწარმოებენ სუსტი
რგოლის მიხედვით, რომელსაც ჰიაკბილანა წარმოადგენს,
რადგანაც მისი მასალა შედარებით დაბალი სისაღისაა ჰია-
ხრახნის მასალაზე.

ფაქტიური ძაბვა საპროექტო გაანგარიშებისას იქნება:

$$\begin{aligned} \sigma_F &= 1,8T_2K/(d_1d_2 \cos \alpha) Y_{F2} - \cos \alpha / m \cos^2 \gamma = \\ &= 1,8T_2KY_{F2} \cos^2 \gamma \cos \alpha / m q z_2 \leq \sigma_{FP}. \end{aligned}$$

საიდანაც



$$m \geq \cos \gamma \sqrt[3]{1,8 T_2 K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F2} / (z_2 q \sigma_{FP})} .$$

მიღებული მნიშვნელობა შეესაბამება მოდულების სტანდარტს.

კონტაქტური ძაბვების მიხედვით გაანგარიშებისას მივიღებთ:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 0,418 \sqrt{1,8 T_2 K_{H\beta} K_{Hv} / (d_1 d_2 \cos \alpha)} \cdot 1,3 \cdot 10^{11} \cdot 2 / (d_2 \sin \alpha) = \\ &= 480 \cdot 10^3 / d_2 \sqrt{T_2 K_{H\beta} K_{Hv} / d_1} \leq \sigma_{HP} . \end{aligned}$$

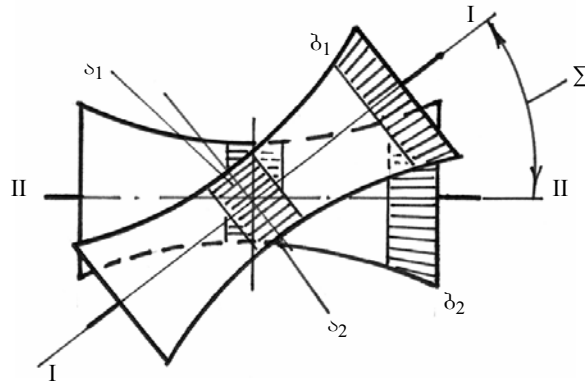
განვსაზღვროთ ღერძთაშორისი მანძილი:

$$a \geq (z_2 / q + 1) \sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} K_{Hv} \cdot 170 \cdot 10^3 / (z_2 / q \sigma_{HP})^2} ,$$

სადაც σ_{HP} დასაშვები კონტაქტური ძაბვის სიდიდეა.

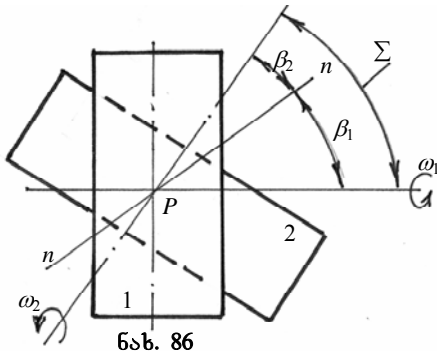
4.21. აცდენილღერძებიანი კბილანური გადაცემები. ხრახნული გადაცემები. ჰიპოიდური გადაცემები. ზოგადი ცნობები

აცდენილღერძებიან კბილანურ გადაცემებში კბილანები მიიღება ცალკალთა ჰიპერბოლოიდების ცალკეულ ნაწილებზე კბილების მოჭრით. იმ შემთხვევაში, როდესაც კბილანის კბილები მოჭრილია ჰიპერბოლოიდის ყელის უბანში, მივიღებთ ხრახნულ გადაცემას (ნახ. 85, ა₁, ა₂), ხოლო იმ შემთხვევაში, როდესაც კბილები მოჭრილი ყელიდან დაშორებულ გაფართოებულ ნაწილში, მივიღებთ ჰიპოიდურ გადაცემას (ნახ. 85, ბ₁, ბ₂).



ნახ. 85

ხრახნულ გადაცემებში კბილანების დამზადების გაადვილების მიზნით ჰიპერბოლოიდურ ზედაპირებს ცვლიან მასში ჩახახული ცილინდრული ზედაპირებით. ამ შემთხვევაში საწყისი კონტაქტი წერტილოვანია, ხოლო კბილანები ხრახნულ-



ნახ. 86

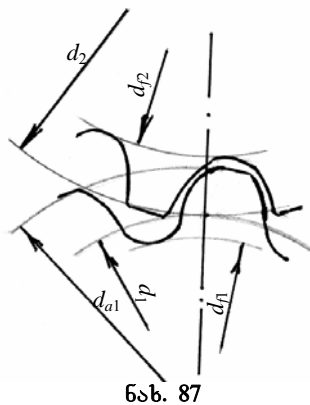
კბილებიანი. ხრახნულ გადაცემას ევოლვენტური კბილებით შეუძლია მოძრაობის გადაცემა ღერძების გადაკვეთის ნებისმიერი კუთხის დროს. მაგ. როდესაც $\Sigma = \beta_1 + \beta_2 \neq 90^\circ$ (ნახ. 86)

ხრახნული ხახების მიმართულება ორივე კბილანისათვის ერთნაირია. როდესაც $\Sigma = \beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$, გადაცემის ფარდობა იქნება

$$i = \omega_1/\omega_2 = z_2/z_1 = (d_2 \operatorname{tg} \beta_1)/d_1 .$$

ჰიპოიდურ გადაცემებში კბილების მოჭრის გაადვილების მიზნით (ნახ. 85) β_1 და β_2 ზედაპირებს ცვლიან მასში ჩახახული კონუსური ზედაპირებით. გადაცემებს ამზადებენ მრუდწირული და ირიბი კბილებით. მრუდწირულკბილებიანი გადაცემა მზადდება ზედაპირების ხაზოვანი კონტაქტით და წერტილოვანი კონტაქტით.

4.22. კბილანური გადაცემა ნოვიკოვის მეთოდით



ნახ. 87

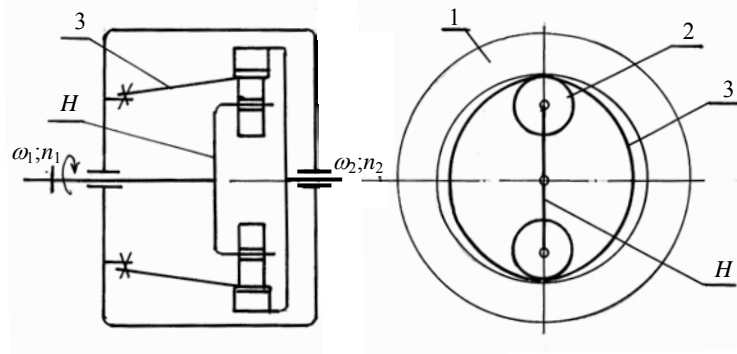
ტექნიკაში ფართოდ გავრცელების მიუხედავად ევოლვენტურ მოდელს გააჩნია ნაკლოვანებებიც, როგორცაა: სამუშაო ზედაპირების მცირე დაყვანილი სიმრუდის რადიუსები; ხახუნზე დანაკარგები; მონტაჟის მაღალი სიზუსტის აუცილებლობა კბილების ხაზოვანი კონტაქტის გამო. აღნიშნული ნაკლოვანებანი საგრძნობლად შემცირდა **ნოვიკოვის მოდელაში** (ნახ. 87), სადაც კბილანების კბილის პროფილი ტორსულ

განივ კვეთში შემოხაზულია წრეხაზის რკალებით. კბილანის კბილის პროფილი ამოხნეკილია, ხოლო კბილა თვალის შეხნეკილი, რაც აღიღებს მათ დაყვანილ სიმრუდის რადიუსებს და გადაცემის კონტაქტურ სიმტკიცეს.

ნოვიკოვის მოდელაში კონტაქტის წერტილის გადაადგილების სიჩქარე მუდმივია, რაც ხელს უწყობს მდგრადი ზეთის შრის წარმოქმნასა და ხახუნზე დანაკარგების შემცირებას.

4.23. ტალღური კბილანური გადაცემა

ტალღურ კბილანურ გადაცემაში ერთ-ერთი კბილანა მოქნილია და კბილების მოდების პროცესში დრეკადად დეფორმირდება. ტალღური გადაცემა (ნახ. 88) შედგება სამი ძირითადი ნაწილისაგან: ხისტი კბილანა 1, რომელზედაც მოჭრილია შიგა მოდების კბილები; მოქნილი კბილანა 3, რომელზედაც მოჭრილია გარე მოდების კბილები და მატარი H , რომლის დერძაკებზე დამაგრებულია თავისუფლად მბრუნავი გორგოლატები 2. კბილანა 1 უძრავია, მოქნილი კბილანა 3 დაკავშირებულია ამყობ ლილვთან. წამყვანია H მატარი. კბილანებს აქვთ ერთნაირი მოდული და სხვადასხვა გადაცემის რიცხვი, ხოლო მოქნილი კბილანის გამყოფი წრეხაზის დიამეტრი ნაკლებია ხისტი კბილანის გამყოფი წრეხაზის დიამეტრზე.



ნახ. 88

გორგოლატებთან 2 შეხების ზონაში მოქნილი კბილანა, მატარის შესაბამისი დიამეტრის გამო, მოდებაშია ხისტ კბილან-

ნასთან, ხოლო გორგოლაჭიდან მოშორებით მოდებაში არ იმყოფება. მატარის მოძრაობის შემთხვევაში გორგოლაჭები 2 გადაადგილდება მოქნილი კბილანის 3 შიგა ზედაპირზე, გამოიწვევს ამ უკანასკნელის დრეკად დეფორმაციას მორბენალი ტალღის სახით და მასთან ერთად მოდების ზონის გადაადგილებას. ამიტომაც ამ გადაცემას ეწოდება **ტალღური გადაცემა**.

გადაცემის ერთი საფეხურით შეიძლება განვსაზღვროთ გადაცემის დიდი რიცხვი $U = 50 \div 300$.

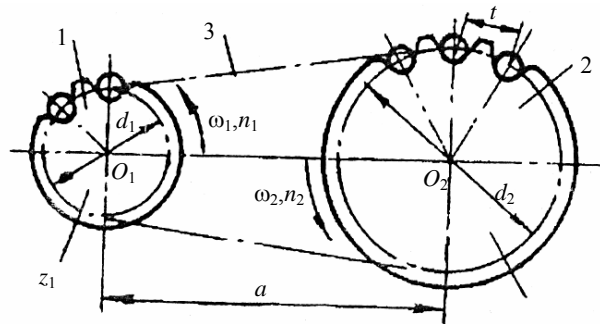
გადაცემის ფარდობა ტოლია

$$i_{h2}^{(1)} = -z_2 / (n_w K_z),$$

სადაც z_2 მოქნილი კბილანის კბილთა რიცხვია; n_w – მოდების ზონათა რაოდენობა; K_z – პროპორციულობის კოეფიციენტი ($K_z = 1, 2, 3$. უპირატესად აიღება $K_z = 1$).

4.24. ჯაჭვური გადაცემები. ჯაჭვური გადაცემის ბანანბარიშება

ჯაჭვური გადაცემები მიეკუთვნება მექანიკურ გადაცემებს, რომლებიც ასორციელებენ მოძრაობას ჯაჭვის სახსროვან ელემენტებთან მოდებაში მყოფ Z_1 და Z_2 კბილთა რიცხვებიან წამყვან და მიმყოლ ვარსკვლავებს შორის (ნახ. 89).



ნახ. 89

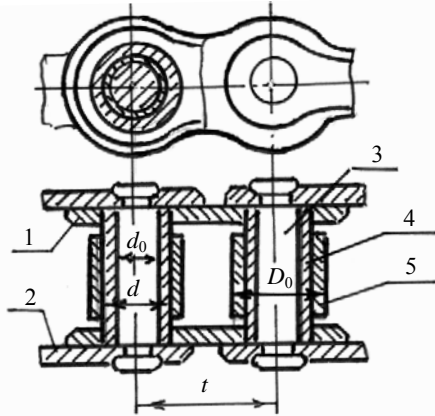
დანიშნულების მიხედვით გვხვდება: ამძრავი, წვეის და სატვირთო ჯაჭვები. ამძრავი ჯაჭვები გამოიყენება მექანიკური ენერჯის (არაუმეტეს 100 კვტ) გადასაცემად.

გადაცემისათვის რეკომენდირებულია შემდეგი პარამეტრების დაცვა.

გადაცემა	ჯაჭვის სინქარე (V მ/წმ)	გადაცემის ფარდობა (i)
სწრაფმავალი	6÷25	≤3
საშუალო სინქარიანი	2÷6	≤6
ნელმავალი	<2	10÷15

ჯაჭვურ გადაცემას ღვედურ გადაცემასთან შედარებით აქვს საგრძნობლად მცირე გაბარიტები და ლილვებზე მოქმედი დატვირთვა, მაღალი მქ კოეფიციენტი ($\eta = 0,96 \dots 0,98$);

გადაცემის უარყოფითი მხარეა ჯაჭვის სახსრების ცვეთის შედეგად წარმოშობილი ჯაჭვის დაგრძელება, რის გამოც აუცილებელია დამჭიმი მოწყობილობის გამოყენება.



ნახ. 90

ამძრავ ჯაჭვებად გამოყენებულია გორგოლაჭიანი, მილისიანი და კბილებიანი ჯაჭვები, რომლებიც სტანდარტიზებულია.

ნახ. 90-ზე ნაჩვენებია გორგოლაჭიანი ჯაჭვის კონსტრუქცია, რომელიც შედგება შიგა 1 და გარე 2 ფირფიტებისაგან.

გარე ფირფიტის ნახვრეტებში ჩაწნეხილია ღერძაკი 3, რომლის ბოლოები დამოქლონილია. ღერძაკზე წამოგებულია მილისა 4, რომელზეც წამოგებულია გორგოლაჭი 5.

მელზეც წამოგებულია გორგოლაჭი 5.

ვარსკვლავს გამყოფი წრეხაზის დიამეტრი იანგარიშება ფორმულით

$$d_i = t / \sin(180^\circ / z_i),$$

სადაც z_i ვარსკვლავს კბილთა რიცხვია ($i = 1, 2$). t – ბიჯი.

ჯაჭვის საშუალო სინქარე და გადაცემის საშუალო ფარდობა იანგარიშება ფორმულებით:

$$V_{\text{საშ}} = (V_{\text{აქს}} + V_{\text{აოფ}}) / 2 = z_1 \cdot n_1 t / 60 \cdot 1000 \text{ მ/წმ}$$

$$i = n_1 / n_2 = z_2 / z_1 .$$

დერძთაშორისი მანძილი (ნახ. 89) აიღება ზღვრებში $a = (30 \div 50)t$, აქედან მაქსიმალური დერძთაშორისი მანძილი $a_{\text{აქს}} = 80t$, ხოლო მინიმალური

$$a_{\text{აოფ}} = 0,5(d_1 + d_2) + (30 \div 50) \text{ მმ.}$$

ჯაჭვის სიგრძე გამოხატული ბიჯით

$$L_t = 2a/t + 0,5(z_1 + z_2) + [(z_2 - z_1)/2\pi]^2 / (t/a) .$$

L_t -ს მნიშვნელობა მრგვალდება ლუწ რიცხვამდე.

ფაქტიური დერძთაშორისი მანძილი განისაზღვრება ფორმულით:

$$a = t \left\{ 2L_t - (z_1 + z_2) + \sqrt{[2L_t - (z_1 + z_2)]^2 - 8[(z_1 + z_2)/\pi^2]} \right\} / 8 .$$

თაზო 5

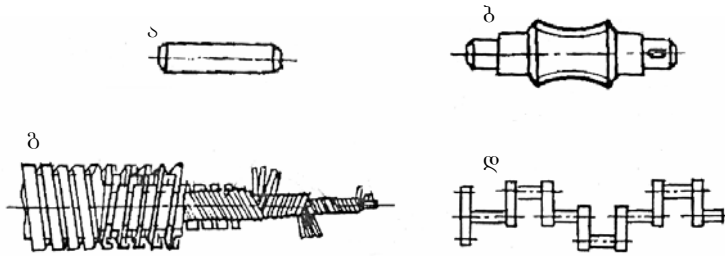
5.1. ღერძები და ლილვები. ზოგადი ცნობები და გაანგარიშება

ლილვებზე და ღერძებზე მაგრდება ძირითადად მბრუნავი ნაწილები: კბილანები, ვარსკვლავები, საღვედე ბორბლები, დოლები და ა.შ. ღერძი შეიძლება უძრავად იყოს დამაგრებული და მის ირგვლივ ბრუნვით მოძრაობას ასრულებდეს მასზე დამაგრებული ნაწილები ან ასრულებდეს ბრუნვით მოძრაობას მასზე დამაგრებულ ნაწილებთან ერთად. ღერძი განიცდის ღუნვას. ლილვი ღერძისაგან განსხვავებით ყოველთვის ასრულებს ბრუნვით მოძრაობას, გადასცემს მბრუნ მომენტს და განიცდის გრეხას და ღუნვას.

ღერძი ყოველთვის სწორხაზოვანია (ნახ. 91, ა). ლილვი მზადდება სწორი (ნახ. 91, ბ), დრეკადი (ნახ. 91, გ) ან მუხლა (ნახ. 91, დ) სახით.

პრაქტიკაში მიღებულია ლილვის გაანგარიშებების შემდეგი წესი:

1) ლილვის დიამეტრის დასადგენად ვიყენებთ გრეხაზე სიმტკიცის პირობის საანგარიშო ფორმულას



ნახ. 91

$$T = 97400 P/n = 0,2d^3[\tau_{\text{გრ}}] \text{ კგ}\cdot\text{სმ};$$

საიდანაც

$$d_{\text{გ}} = \sqrt[3]{T/0,2[\tau_{\text{გრ}}]} \text{ (სმ)}$$

სადაც P სიმძლავრე (კვტ); n – ბრუნთა რიცხვი (ბრ/წთ); $[\tau_{\text{გრ}}]$ – გრესაზე დასაშვები ძაბვა (კგ/სმ²). მიღებულია $[\tau_{\text{გრ}}] = (150 \div 300)$ კგ/სმ².

2) ლილვის უმცირესი დიამეტრის მიხედვით შემუშავდება მისი კონსტრუქცია;

3) ჩატარდება შემოწმებით გაანგარიშება. აუცილებლობის შემთხვევაში მოხდება კორექცია.

ღერძის დიამეტრის დასადგენად ვიყენებთ ღუნვის შემთხვევაში სტატიკური სიმტკიცის საპროექტო ფორმულას

$$M = 0,1d_{\text{ღ}}^3[\sigma_{\text{ღ}}];$$

საიდანაც

$$d_{\text{ღ}} = \sqrt[3]{10M/[\sigma_{\text{ღ}}]}.$$

სადაც $[\sigma_{\text{ღ}}]$ – ღუნვაზე დასაშვები ძაბვაა, რომელიც აიღება ცხრილებიდან ღერძის მასალის მიხედვით.

5.2. საკისრები. სრიალისა და ბორვის ხახუნის საკისრები, მათი სახეები და გაანგარიშება

საკისრები წარმოადგენენ ლილვებისა და მბრუნავი ღერძების საყრდენებს. ისინი იღებენ თავის თავზე ლილვებზე მოქმედ რადიალურ და ღერძულ დატვირთვებს და გადასცემენ

მანქანის დგარს, ამასთან ლილვი უნდა იყოს დაფიქსირებული გარკვეულ მდგომარეობაში და ბრუნავდეს მოცემული გეომეტრიული ღერძის გარშემო.

ხახუნის სახისა და მათზე მოქმედი დატვირთვის მიხედვით საკისრები იყოფა: სრიალის საკისრებად, რომლებშიც ლილვის საყრდენი ნაწილები სრიალებს საკისრის შიგა ზედაპირზე; გორვის საკისრებად, რომლებშიც სრიალის ხახუნი შეცვლილია გორვის ხახუნით ბურთულების ან გორგოლაჭების საშუალებით.

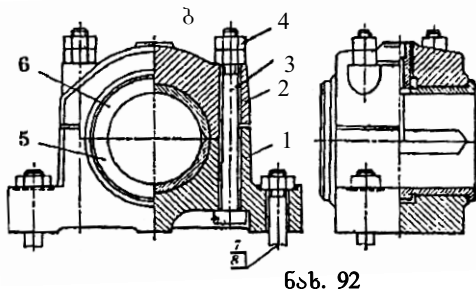
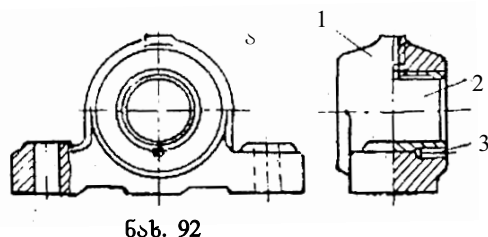
სრიალის საკისარი. სრიალის ხახუნის საკისარი კონსტრუქციული თვალსაზრისით ორნაირია: 1. დამზადებული ცალკე საამწყობო ერთეულის სახით და 2) დეტალთან ერთად მთლიანობაში (მანქანის დგარებში, რედუქტორის კორპუსებში და სხვ.).

პირველი სახის კონსტრუქციის საკისრები იყოფა ორ სახეობად:

ა. გაუსხნელი კორპუსით 1 (ნახ. 92, ა), რომელშიც ჩაწნეხილია მთლიანი სადები 2 მილისას სახით. ეს უკანასკნელი,

საიმედოობის მიზნით, მაგრდება კორპუსთან საჩერებელი ხრახნის 3 მეშვეობით. ხელის ამძრავებში, სადაც ცვეთა უმნიშვნელოა, გამოიყენება სრიალის საკისარი სადების გარეშე (ნახ. 92,

ბ), ბ) იგი შედგება კორპუსისაგან 1 და კორპუსის სახურავისაგან 2, რომელიც კორპუსთან ერთდება ჭანჭიკების (სარჭები) 3 და ქანჩების 4 საშუალებით. კორპუსსა და სახურავს შორის თავსდება ქვედა 5 და ზედა 6 სადებები, რომლებიც ფიქსირდება ფიქსატორების საშუალებით. საკისარი მაგრდება ჩარჩოზე ან დგარზე 7 ჭანჭიკითა და 8 ქანჩით.



სრიალის ხახუნის საკისრებში არჩევენ ხახუნის შემდეგ სახეობებს:

1. მშრალი ხახუნი;
2. ნახევრად მშრალი ხახუნი;
3. ნახევრად თხევადი ხახუნი.

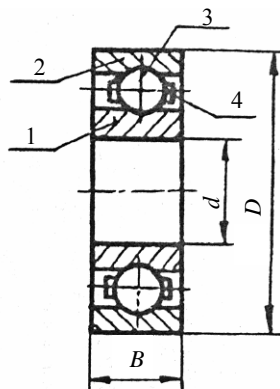
საკისარში ლილვის ბრუნვას ეწინააღმდეგება ხახუნის ძალის მომენტი. ხახუნის ძალის მუშაობა იწვევს სატაცისა და საკისრის ზედაპირის გახურებას. მოსრიალე ზედაპირებიდან სითბო გადაეცემა საკისრის კორპუსიდან ლილვს და ასევე შემზეთი ზეთის ფენას. ნებისმიერი დამყარებული მუშაობის რეჟიმის შემთხვევაში არსებობს თბური წონასწორობა. სითბოს გაცემა სითბოს გამოყოფის ტოლია. თუ ეს თანაფარდობა დაირღვა და სითბო გადააჭარბებს მის ზღვრულ მნიშვნელობას, ადგილი ექნება მოსრიალე ზედაპირებს შორის ზეთის ფენის (სიბლანტის დაქვეითების გამო) გამოდენას. შედეგად განვითარდება სატაცისა და საკისრის ზედაპირებს შორის ჩაჭდევის პროცესი, რაც იწვევს საკისრის გადახურებას და რღვევას. საკისრის მუშაობას თან სდევს მისი ცვეთა ლილვის სატაცთან ერთად, რომელიც არღვევს კონსტრუქციის ნორმალური მუშაობის პირობებს, ამიტომ შეზეთვის პირობებს განსაკუთრებული მნიშვნელობა ენიჭება მექანიზმის ნორმალური მუშაობისათვის. გამოკვლევებმა აჩვენა, რომ საკისრებში (გარკვეული გეომეტრიული პარამეტრებით) ზეთის ფენის სისქე (h) არის საკისრის მუშაობის რეჟიმის ფუნქცია – $h = \Phi(\mu\omega/F)$, სადაც $\mu\omega/F$ არის სრიალის საკისრის მუშაობის რეჟიმის მახასიათებელი; μ - ზეთის დინამიკური სიბლანტე; $\omega = \pi/30$ – ლილვის კუთხური სიქარე; F - საკისრის პირობითი დატვირთვა.

სრიალის საკისრისათვის გამოყენებული მასალები. სრიალის საკისრისათვის მასალებს შემდეგი მოთხოვნები წაეყენება: 1) დაბალი ხახუნის კოეფიციენტი; 2) მაღალი ცვეთამდებობა; 3) მდგრადობა (დარტყმის შედეგად) მყიფე მსხვრევის მიმართ. საკისრის მასალად იყენებენ: ბრინჯაოს, რუს თუჯს, ბაბიტს, ალიბასტრს. სრიალის საკისრისათვის ცვლად და დარტყმით დატვირთვებზე სიმტკიცის გაზრდის მიზნით მსუბუქი ანტიფრიქციული მასალების – ბაბიტის და ტყვიანარევი ბრინჯაოს სადებს ამზადებენ ბიმეტალებისაგან.

გორვის ხახუნის საკისარს სრიალის ხახუნის საკისართან შედარებით აქვს მთელი რიგი დადებითი მხარეები: 1. შედარე-

ბით მცირე დანაკარგები ხახუნზე, შესაბამისად მაღალი მქოფიციენტი ($\eta = 0,995$) და ნაკლები გახურება; 2. გაშვების დაბალი მომენტი; 3. დერძული მიმართულებით ნაკლები გაბარტული ზომები; 4. დეფიციტური მასალების ბაბიტი, ბრინჯაო ეკონომია; 5. მომსახურების და შეცვლის სიმარტივე; 6. ზეთის მცირე ხარჯი; 7. მცირე ღირებულება მასიური წარმოების გამო.

უარყოფითი მხარეებია: 1. დიდი დატვირთვისა და სინქარის შემთხვევაში შეზღუდული გამოყენება; 2. დარტყმითი დატვირთვისა და ვიბრაციის შემთხვევაში დიდი კონტაქტური ძაბვის წარმოშობის გამო მათი გამოყენება რეკომენდირებული არ არის; 3. რადიალური მიმართულებით დიდი გაბარტული ზომები; 4. გაუხსნელი კონსტრუქცია, რის გამოც გამოიყენება მხოლოდ სწორი ლილვის საყრდენებად.



ნახ. 93

გორვის ხახუნის საკისარი (ნახ. 93) შედგება ორი რგოლისაგან: შიგა 1 დაისმება სატაცზე, გარე 2 ჩაისმება საკისრის ბუდეში, გორვის ელემენტებისაგან ბურთულები 3 ან გორგოლაჭები, რომლებიც დაგორავენ რგოლების სარბენ ბილიკებზე და სეპარატორისაგან 4, რომლის საშუალებით გორვის ელემენტები გარკვეული მუდმივი მანძილითაა დაშორებული ერთმანეთისაგან.

გორვის საკისრების კლასიფიკაციას ძირითადად ახდენენ შემდეგი ნიშნების მიხედვით: 1) გორვის ელემენტების ფორმის მიხედვით –

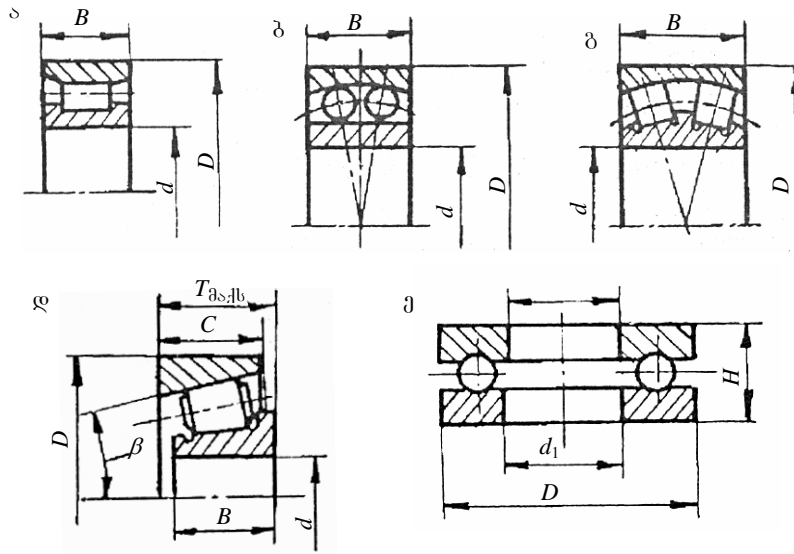
ა. ბურთულა; ბ. გორგოლაჭოვანი (ცილინდრული, კონუსური). 2) დატვირთვის მიმართულების მიხედვით, – ა. რადიალური; ბ. რადიალურ-საბჯენი; გ. საბჯენი.

თვითდაყენების მეთოდის მიხედვით – თვითდაყენებადი და არათვითდაყენებადი.

დატვირთვის ამტანობისა და გაბარტული ზომების მიხედვით საკისრები დაყოფილია ზომათა სერიებად: რადიალური, გარე D დიამეტრის მიხედვით – ზემსუბუქი, განსაკუთრებით მსუბუქი, საშუალო და მძიმე.

94 ნახაზზე გამოსახულია საკისრები:

ა) ერთრიგა გორგოლაჭოვანი; ბ) ორრიგა სფერული თვით-დაყენებადი; რადიალური ბურთულა საკისარი; გ) ორრიგა თვით-დაყენებადი გორგოლაჭოვანი; დ) რადიალურ-საბჯენი კონუსურ-გორგოლაჭოვანი საკისარი; ე) ერთრიგა ბურთულა საბჯენი,



ნახ. 94

გორვის ხახუნის საკისრები სტანდარტიზირებულია და მათზე დასმულია დადი - საკისრის პირობითი აღნიშვნა.

გორვის საკისრის გაანგარიშება და შერჩევა. საყრდენების გორვის საკისრებთან ერთად დაპროექტების დროს, როგორც წესი, საკისრებს ირჩევენ სტანდარტიდან საანგარიშო ხანგამძლეობის მიხედვით. ხანგამძლეობა (L) გაიანგარიშება C დინამიკური ტვირთამწეობით და P ექვივალენტური დინამიკური დატვირთვით ნიუტონებში. დამოკიდებულება L ხანგამძლეობას, P ექვივალენტურ დინამიკურ დატვირთვას და C დინამიკურ ტვირთამწეობას შორის ასეთია: $L = (C/P)^k$ ან $C = P^k \sqrt{L}$, სადაც კოეფიციენტი $K=3$ - ბურთულა საკისრებისათვის და $K \approx 3,33$ გორგოლაჭიანი საკისრებისათვის. ფორმულა მართებულია, როცა საკისრის რგოლის ბრუნვათა რიცხვი $n \geq 10$ წთ⁻¹ და არ აღემატება მოცემული საკისრის ზღვრულ ბრუნვათა რიცხვს.

5.3. ქურობი. ზოგადი ცნობები

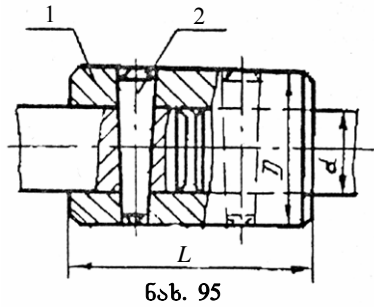
მოწყობილობას, რომელიც განკუთვნილია ღერძებისა და ლილვების გრძივი მიმართულებით შესაერთებლად და მბრუნე მომენტების გადასაცემად, ქურო ეწოდება. ქურო შეიძლება გამოყენებულ იქნეს აგრეთვე მანქანის გადატვირთვისაგან დასაცავად. ქუროები იყოფა შემდეგ ჯგუფებად: 1) მუდმივი ჩართვის ქურო ლილვების შეერთებას ახდენს ისე, რომ მათი ერთმანეთისგან დაშორება შეუძლებელია მანქანის მუშაობის პროცესში. აღნიშნულ ჯგუფს ეკუთვნის ხისტი, მაკომპენსირებელი, სახსრიანი და დრეკადი ქუროები; 2) სამართი ქურო საშუალებას გვაძლევს შევართოთ ან განვაცალკევოთ ლილვები ერთმანეთისაგან მანქანის მუშაობის პროცესში ან გაჩერებისას. აღნიშნულ ჯგუფს ეკუთვნის მუშტებიანი და ფრიქციული ქუროები; 3) თვითმართვადი ქურო ავტომატურად ასრულებს ერთ-ერთ შემდეგ ფუნქციას: ა. გადასაცემი მბრუნე მომენტის შეზღუდვა (დამცველი ქურო); ბ. მომენტის გადაცემა მხოლოდ ერთი მიმართულებით (გამსწრები ქურო); გ. ჩართვა ან ამორთვა მოცემული სინქარის დროს (ცენტრიდანული ქურო).

ქუროს შერჩევა და სუსტი რგოლების შემოწმებითი გაანგარიშება უნდა მოვახდინოთ საანგარიშო მომენტი: $T_{საანგ} = KT_{ნომ} \leq T_{ცბრ}$, სადაც $K = 1,25 \dots 4$ მუშაობის რეჟიმის კოეფიციენტი, დამოკიდებულია მანქანის დანიშნულებაზე და მუშაობის მახასიათებლებზე, $T_{ნომ}$ ლილვზე მოქმედი ნომინალური მომენტი.

ჩამოთვლილი სამი ჯგუფიდან გავეცნო თითო მაგალითს.

1. ხისტი ქურო გამოიყენება ღერძებისა და ლილვების გადასაბმელად, როდესაც მათ მოეთხოვებათ გეომეტრიული ღერძების მაღალი სიზუსტით დაცენტრება. ხისტი ქუროებით გადაბმული ღერძები და ლილვები მუშაობენ, როგორც ერთი მთლიანი, ამიტომ ქუროს, გარდა მგრეხი მომენტისა, შეუძლია მიიღოს მღუნავი მომენტი, განივი და ღერძული დატვირთვები.

ყველაზე მარტივი კონსტრუქცია აქვს მილისურ ქუროს. იგი მზადდება ფოლადის ან თუჯისაგან მილისის სახით 1, რომელიც შეერთებულია ლილვებთან კონუსური წკირების 2 (ნახ. 95) შეერთებით; უარყოფითი მხარეა დაშლის სირთულე. დაშლისათვის აუცილებელია ქუროს ლილვის გაწევა ქუროს სიგრძის ტოლი მანძილით.



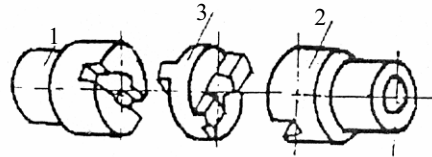
ნახ. 95

ქურო გამოიყენება ერთნაირი დიამეტრის მქონე ლილვების შესაერთებლად. ქუროს ზომები შეირჩევა ლილვის დიამეტრის მიხედვით: $D \approx 1,6d$; $L = 3,5 \dots 4d$. შერჩეული ზომები უნდა აკმაყოფილებდეს გრეხაზე სიმტკიცის პირობას:

$$\tau_{გრ} = 5T_{საანგ} / [D^3(1 - \beta^4)] \leq [\tau_{გრ}]$$

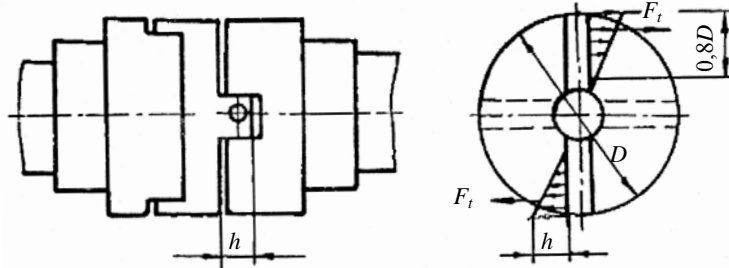
სადაც $\beta = d/D$.

2. მუშტოვანდისკური ქურო (ნახ. 96) შედგება ორი ნახევარქუროსაგან 1,2, რომლებსაც ტორსულ ზედაპირებზე გაკეთებული აქვთ პრიზმული ღრმულები და შეაღედური დისკოსაგან 3, რომელსაც ტორსულ ზედაპირებზე აქვს თითო პრიზმული შვერილი, ისინი ერთმანეთის მიმართ სხვადასხვა ზედაპირებზე მართობულადაა განლაგებული. ქუროს აკრებისას დისკოს შვერილები ჯდება ნახევარქუროების ღარებში. ნახევარქუროები ლილვებთან დაკავშირებულია სოგმანების საშუალებით.



ნახ. 96

ქუროს ზომები შეირჩევა სტანდარტიდან გადასაცემი საანგარიშო მომენტის $T_{საან}$ მიხედვით. ქუროს შერჩევის შემდეგ შვერილები უნდა შემოწმდეს თელვაზე. შვერილზე ძაბვა ნაწილდება სამკუთხედის ფორმით (ნახ. 97), რომლის ფუძე



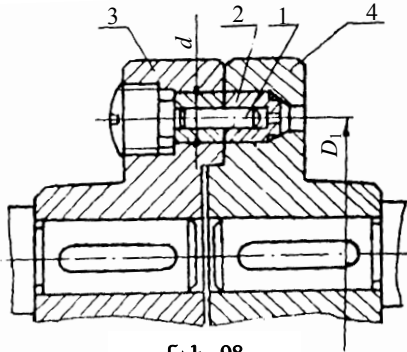
ნახ. 97

შვერილის სიმაღლის ტოლია $h = 0,3D$, სადაც D - ქუროს დიამეტრია. მობრუნის მომენტი უდრის

$$T = 0,12D^2h[p].$$

ფაქტიური ხვედრითი წნევა -

$$p \approx 8T_{\text{საანგ}} / (D^2h) \leq [p].$$



ნახ. 98

3. დამცველი ქუროები
გამოიყენება ზღვრული მომენტის გადასაცემად, მანქანის მწყობრიდან გამოსვლის თავიდან აცილების მიზნით, როდესაც მოსალოდნელია გადატვირთვა ან მომენტის ცვალებადობა.

უმარტივესი დამცველი ქუროა ქურო გადასატრევი წკირი (ნახ. 98). ფოლადის წკირით 1, რომელიც ჩასმულია ნაწრთობი ფოლადის

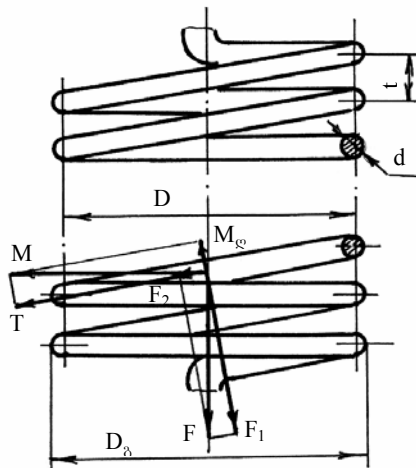
მილისაში 2, აერთებს ნახევარქუროებს 3,4. მობრუნის ერთი ნახევარქუროდან მეორეს გადაცემა წკირის საშუალებით. გადატვირთვის შემთხვევაში წკირი გადაიტრება, რის გამოც ამყოლი ლილვის ბრუნვა შეწყდება. მოძრაობის განახლებისას თავის აუცილებელია წკირის შეცვლა.

თაზი 6

6.1. ზამბარები. ზოგადი ცნებები. გეომეტრიული პარამეტრები და ბაზანბარიშება

დრეკადობის გამო ზამბარები ფართოდ გამოიყენება სხვადასხვა ხელსაწყოებსა და მანქანებში, კერძოდ: დარტყმისა და ვიბრაციის შთანქმისათვის (ამორტიზატორები და სხვ.); მანქანების ნაწილების ერთმანეთზე დამჭერი და დამჭიმი ძალების შესაქმნელად (ფრიქციული გადაცემები, მუხრუჭები და სხვ.); ენერჯის დასაგროვებლად, რათა შემდგომში იგი გამოყენებული იქნეს როგორც ძრავა (საათის მექანიზმებში); ძალის სიდიდის გასაზომად (დინამომეტრებში და სხვა საზომ ხელსაწყოებში). კონსტრუქციის მიხედვით მრავალნაირია.

ყველაზე დიდი გავრცელება ჰპოვა წრიულპროფილიანმა ცილინდრულმა ზამბარებმა. ზამბარებს ამზადებენ მაღალნახშირბადოვანი და ლეგირებული ფოლადებისაგან.



ნახ. 99

წრიულკვეთიანი მავთულიდან დახვეული ცილინდრული ზამბარების ძირითადი პარამეტრებია (ნახ. 99): d – მავთულის დიამეტრი; $D_გ$ და D – ზამბარის გარე და საშუალო დიამეტრები; t – ზამბარის ბიჯი; $C = D/d$ – ზამბარის ინდექსი; α – ხვიის ასვლის კუთხე; L_0 – გაშლილი ზამბარის სიგრძე (ზამბარის საკავის გარეშე). ზამბარის დამყოლობა პირდაპირ პროპორციულია ინდექსის,

რომელიც შეირჩევა მავთულის დიამეტრის მიხედვით $C = 4 \dots 12$.

მუშაობის პროცესში ხვიის ნებისმიერ კვეთში აღიძვრება ღერძის მიმართულებით მოქმედი F ძალა და მომენტი $M = FD/2$, 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 $T = FD \cos \alpha / 2$ და მღუნავი $M_გ = FD \sin \alpha / 2$ მომენტები. რადგან კუთხე $\alpha < 10 \dots 12^\circ$, მღუნავი მომენტი ($M_გ$) საკმაოდ მცირე სიდიდისაა, ვიდრე მგრეხი მომენტი (T), ამიტომ გაანგარიშების გამარტივებისათვის ითვალისწინებენ მხოლოდ მგრეხ მომენტს. გაანგარიშებას აწარმოებენ გრეხის სიმტკიცის პირობის მიხედვით:

$$\tau_{გრ} = 8KFD / (\pi d^3) = 8KCF / (\pi d^2) \leq [\tau_{გრ}].$$

ზამბარის დაპროექტებისას მავთულის დიამეტრი –

$$d \geq 1,6 \sqrt{KCF / [\tau_{გრ}]},$$

სადაც $K = (4C + 2)/(4C - 3)$.

d -ს რიცხვითი მნიშვნელობა უნდა შეესაბამებოდეს სპეციალურ-სამზარეულო მანქანის სტანდარტს.

ზამბარის საშუალო და გარე დიამეტრები:

$$D = Cd;$$

$$D_0 = D + d.$$

ზამბარის სიგრძის ცვალებადობა (ჩაჯდომა) განისაზღვრება ზამბარების სიხისტეზე გაანგარიშებიდან:

$$\lambda = 8FC^3z/(Gd),$$

სადაც G ზამბარის მასალის ძერის მოდულია (ფოლადებისათვის $G = 80000$ მპა).

მუშა ხვიათა რიცხვი –

$$z = \lambda Gd / (8FC^3).$$

კუმშვაზე მომუშავე ზამბარებისათვის ხვიათა მთლიანი რიცხვი

$$z_0 = z + 1,5 \dots 2.$$

მაქსიმალურად დატვირთული ზამბარისათვის ხვიებს შორის მინიმალური ღრეხი –

$$\Delta = (0,1 \dots 0,2) \lambda / z.$$

მაქსიმალურად დატვირთული ზამბარის ბიჯი –

$$t = \lambda / z + d + \Delta.$$

ხვიების ურთიერთშეხებამდე შეკუმშული ზამბარის სიგრძე –

$$L = (z_0 - 0,5)d.$$

დაუტვირთავი ზამბარის სიგრძე –

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

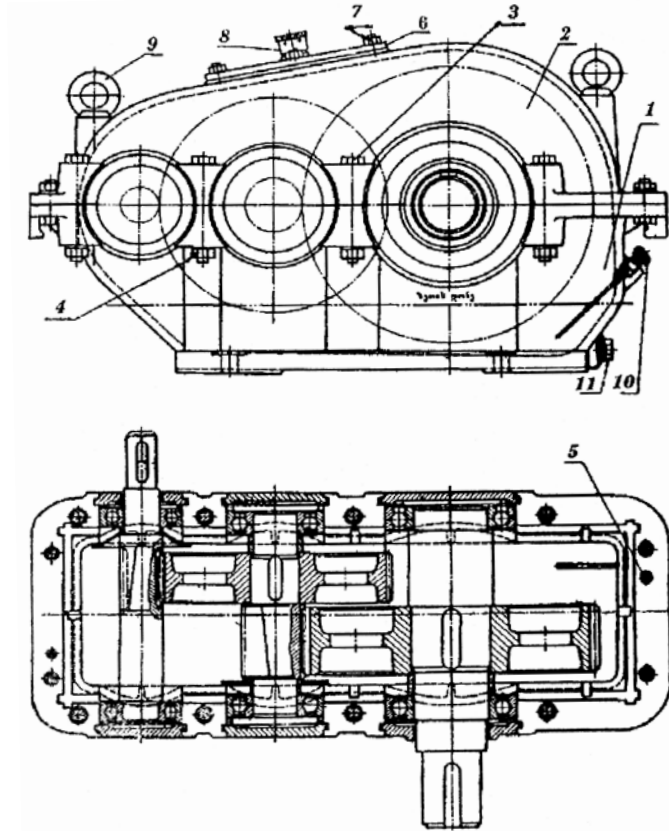
ზამბარის დასახვევად საჭირო მანქანის სიგრძე –

$$l = \pi D z_0 / \cos \alpha.$$

თავი 7. კორპუსული ნაწილები

კორპუსული ნაწილები განიხილება რედუქტორის კორპუსის (ან სინქარის კოლოფის) მაგალითზე. რედუქტორი ეწოდება აგრეგატს, რომლის შედგენილ კორპუსში მოთავსებულია მოდებითი გადაცემა და გამოიყენება: კუთხური სინქარის შესამცირებლად და მბრუნე მომენტის გასაღიდებლად.

გადაცემის საფეხურების მიხედვით რელუქტორები გვხვდება ერთ, ორ და მრავალსაფეხურიანი. რელუქტორის (ნახ. 100) ძირითადი ნაწილებია:



ნახ. 100

კორპუსი 1 და კორპუსის სახურავი 2, რომლებიც ერთმანეთთან შეერთებულია ჭანჭიკების 3, ქანჩების 4 და კონუსური წკირების 5 საშუალებით. კორპუსის სახურავს ზედა ნაწილში აქვს გადაცემის დასათვალიერებელი და ზეთის ჩასასხმელი მართ-კუთხა ფორმის ნახვრეტი. ნახვრეტის სახურავზე 6,

რომელიც ჭანჭიკებით 7 მაგრდება კორპუსის სახურავზე, მოწყობილია სასულე 8. აქვეა ხრახნკუთხვილიანი ნახვრეტები, რომლებშიც ჩახრახნილია რიმჭანჭიკები 9. მათი საშუალებით რედუქტორი გადაიტანება ერთი ადგილიდან მეორეზე.

კორპუსი აღჭურვილია ზეთის დონის საზომით 10 და ზეთის გამოსაშვები ხრახნკუთხვილიანი ნახვრეტით, რომელშიც ჩახრახნილია საცობი 11, აგრეთვე ნახვრეტებიანი თათებით, რომლითაც ჭანჭიკების გამოყენებით რედუქტორი მაგრდება ჩარჩოზე ან ფუძეზე.

შეხებაში მყოფი ზედაპირების და საკისრების ცვეთის შემცირების მიზნით იყენებენ შეხეთვას, ამისათვის რედუქტორის კარტერში ასხამენ ზეთს, წარმოიქმნება ზეთის აბაზანა.

შეხეთვისათვის გამოყენებული ზეთის საჭირო სიბლანტე დამოკიდებულია გადაცემაში მოქმედ დატვირთვასა და კბილანების წრიულ სიჩქარეზე. ზეთის სიბლანტე მით უფრო მეტი უნდა იყოს, რაც უფრო მეტია კბილანების დატვირთვა და მცირე მათი წრიული სიჩქარე. ყველაზე დიდი გამოყენება აქვს მინერალურ ინდუსტრიულ ზეთებს, რომელთა სიბლანტეა 30...60 მმ/წმ. სწრაფმავალ გადაცემებში იყენებენ დაბალი სიბლანტის ზეთებს. მძიმედ დატვირთულ რედუქტორებში, როცა $v \leq 5$ მ/წმ, იყენებენ მძიმე ინდუსტრიულ ზეთებს.

ლიტერატურა

1. П.И. Бегун, О.П. Кормилицын. Прикладная механика. Политехника, 2006.
2. დ. ქათამაძე, დ. ჭელიძე. გამოყენებითი მექანიკა. ნაწილი I. „განათლება“, თბილისი. 1978.
3. შ. სულხანიშვილი, რ. ვარსიმაშვილი. მანქანათა ნაწილები. „განათლება“. თბილისი, 1997.
4. ო. ეზიკაშვილი. მანქანათა ნაწილები. „განათლება“, თბილისი, 1991.
5. В.А. Добровольский, К.И. Заблонский, С.Л. Мак, А.С. Радчик, Л.Б. Эрлих. Детали машин. И. Машиностроение. Москва, 1972.
6. ა. გორგიძე. თეორიული მექანიკა. თბილისი. 1990.
7. თ. გუგელაშვილი, ტ. კვიციანი. თეორიული მექანიკა. თბილისი, 2005.
8. Н. Беляев. Сопротивление материалов. Москва. 1976.
9. ა. გორგიძე, ან. ლოსაბერიძე, დ. დანელია, ა. ცირეკიძე. ტექნიკური მექანიკა. განათლება, თბილისი, 1986.
10. დ. დანელია, ზ. მაძაღუა. მასალათა გამძლეობა. დამხმარე სახელმძღვანელო. თბილისი, სტუ-ს გამომცემლობა, 1996.
11. ნ. დავითაშვილი. გამოყენებითი მექანიკა. დამხმარე სახელმძღვანელო. თბილისი. 1982.

შინაარსი

შესავალი	3
თავი 1	4
1.1. ზოგადი დებულებები	4
1.2. ძალა. ძალთა სისტემა	4
1.3. სტატიკის აქსიომები. ბმის ცნება	6
1.4. სამი ძალის თეორემა	7
1.5. ძალის ვექტორული მომენტი და მისი ანალიზური წარმოდგენა	8
1.6. ძალის სკალარული მომენტი	9
1.7. ძალის მომენტი ღერძის მიმართ	10
1.8. წყვილძალა და მისი მომენტი	11
1.9. მყარი სხეულის ბრტყელი პარალელური მოძ- რაობა. ბრტყელი-პარალელური მოძრაობის განტოლებები და ბრტყელი ფიგურის წერტილის სიჩქარე	12
1.10. სიჩქარეთა მყისი ცენტრი	13
1.11. მყარი სხეულის გადატანითი მოძრაობა	14
თავი 2	16
2.1. მასალათა გამძლეობის ძირითადი ცნებები, შინაგანი ძალები	16
2.2. გარეგანი ძალების კლასიფიკაცია. შინაგანი ძალები	17
2.3. ცნება ძაბვის შესახებ	19
2.4. ღეროს გაჭიმვა (კუმშვა) შინაგანი ძალების, ძაბვებისა და დეფორმაციების განსაზღვრა	19
2.5. მასალების მექანიკური თვისებების ექსპერიმენ- ტული შესწავლა	21
თავი 3	26
3.1. მექანიზმების სტრუქტურული ანალიზი. კინემა- ტიკური წყვილები და მათი კლასიფიკაცია	26
3.2. კინემატიკური ჯაჭვები და მათი კლასიფიკაცია	28
3.3. კინემატიკური წყვილებისა და რგოლების პირობითი გამოსახვა	29
3.4. კინემატიკური ჯაჭვის სტრუქტურული ფორმულა .	30
3.5. მექანიზმი	31
3.6. მექანიზმების ძირითადი სახეები	32

3.7. მექანიზმთა რგოლების სხვადასხვა წერტილის მიერ აღწერილი ტრაექტორიების აგება	36
თავი 4	38
4.1. მანქანათა ნაწილების საგანი. კლასიფიკაცია. მანქანათა ნაწილების გაანგარიშების საფუძვლები	38
4.2. მოქლონური შეერთებები. მოქლონური შეერთების სახეები და მისი გაანგარიშება	39
4.3. შედუღების შეერთება. მისი სახეები და გაანგარიშება	42
4.4. ხრახნკუთხევილებით შეერთებები. ზოგადი ცნობები და გაანგარიშება	45
4.5. მექანიკური გადაცემები	48
4.6. ფრიქციული გადაცემები. ზოგადი ცნობები ცილინდრული ფრიქციული საგორავეებით გადაცემა	49
4.7. ღვედური გადაცემა. ზოგადი დახასიათება	52
4.8. ღვედური გადაცემის გაანგარიშება	55
4.9. კბილანური გადაცემები	57
4.9.1. ზოგადი ცნობები. კლასიფიკაცია. გეომეტრიული პარამეტრები	57
4.10. ცილინდრული სწორკბილებიანი კბილანურ გადაცემაში მოქმედი ძალები	59
4.11. ცილინდრული სწორკბილებიანი კბილანური გადაცემის ღუნვის სიმტკიცის გაანგარიშება	60
4.12. ცილინდრული სწორკბილებიანი კბილანური გადაცემის კონტაქტური სიმტკიცის გაანგარიშება	61
4.13. ირიბკბილებიანი და შევრონულკბილებიანი ცილინდრული კბილანური გადაცემები. მათი გეომეტრიული პარამეტრები. გადაცემაში მოქმედი ძალები	63
4.14. ირიბი და შევრონულკბილებიანი გადაცემების სიმტკიცის გაანგარიშება	65
4.15. კონუსური კბილანური გადაცემა. მისი გეომეტრიული პარამეტრები. გადაცემაში მოქმედი ძალები	66
4.16. კონუსური კბილანური გადაცემის სიმტკიცის გაანგარიშება	69

4.17. პლანეტარული გადაცემა, ზოგადი ცნობები, სტრუქტურა, კლასიფიკაცია და კინემატიკა პლანეტარული გადაცემის სიმტკიცის გაანგარიშება	70
4.18. პლანეტარული გადაცემის სიმტკიცის გაანგარიშება	72
4.19. ჭიახრახნული გადაცემები. გადაცემის გეომეტრიული პარამეტრები	73
4.20. გადაცემაში მოქმედი ძალები. ჭიახრახნული გადაცემის სიმტკიცის გაანგარიშება	76
4.21. აცდენილღერძებიანი კბილანური გადაცემები. ხრახნული გადაცემები. ჰიპოიდური გადაცემები. ზოგადი ცნობები	77
4.22. კბილანური გადაცემა ნოვიკოვის მეთოდით	78
4.23. ტალღური კბილანური გადაცემა	79
4.24. ჯაჭვური გადაცემები. ჯაჭვური გადაცემის გაანგარიშება	80
თავი 5	82
5.1. ღერძები და ღლვები. ზოგადი ცნობები და გაანგარიშება	82
5.2. საკისრების. სრიალისა და გორვის ხახუნის საკისრები, მათი სახეები და გაანგარიშება	83
5.3. ქუროები. ზოგადი ცნობები	88
თავი 6	90
6.1. ზამბარები. ზოგადი ცნებები. გეომეტრიული პარამეტრები და გაანგარიშება	90
თავი 7. კორკუსული ნაწილები	92
ლიტერატურა	95

იბეჭდება ავტორის მიერ წარმოდგენილი სახით

გადაეცა წარმოებას 28.05.2008. ხელმოწერილია დასაბეჭდად
08.06.2009. ქალაქის ზომა 60X84 1/16. პირობითი ნაბეჭდი თაბახი 6.
ტირაჟი 100 ეგზ.

საგამომცემლო სახლი „ტექნიკური უნივერსიტეტი“, თბილისი,
კოსტავას 77



Verba volant,
scripta manent