

MATERIALLAR MÜQAVİMƏTİNƏ GİRİŞ.

ƏSAS ANLAYIŞLAR.

Bütün bərk cisimlər bu və ya digər dərəcədə möhkəmlik və ya sərtlik xassələrinə malikdir; yəni bu cisimlər müəyyən həddə qədər xarici qüvvələrin təsirinə dağılmadan öz həndəsiölçülərini əhəmiyyətli dərəcədə dəyişmək qabiliyyətinə malikdir.

Materiallar müqaviməti, mühəndis konstruksiyası elementlərin möhkəmliyi və sərtliyi və dayanıqlığı ilə məşğul olan elmdir, materiallar müqavimətinin üsulları ilə praktiki hesablamalar aparılır, maşın hissələrinin və müxtəlif inşaat qurğularının hissələrinin *etibarlı* ölçüləri təyin edilir.

Materiallar müqavimətinin əsas müddəaları ümumi mexanikanın qanunlarına və teoremlərinə, birinci növbədə statikanın qanunlarına əsaslanır ki, bunları da bilmədən materiallar müqaviməti kursunu öyrənməyə cəhd etmək mənasızdır.

Materiallar müqavimətinə deformasiya oluna bilən bərk cismin mexanikasının bir bölməsi kimi baxmaq olar.

Materiallar müqavimətinin məqsədi, daha tez – tez rast gələn tipik və konstruksiya ünsürlərinin hesablamalarında əməli tətbiq edilə bilən sadə qaydalar yaratmaqdır. Bu halda müxtəlif təqribi üsullar geniş istifadə edilir.

Materiallar müqavimətində, eləcə də təbiətşünaslığın hər hansı sahəsində olduğu kimi, həqiqi obyektin möhkəmliyi haqqındakı tədqiqata hesablama sxemini seçməklə başlayırlar.

Materiallar müqavimətində hesablama sxeminin seçilməsinə materialın xassələrini sxemləşdirməklə başlanılır.

Materialların mikroquruluşunun xüsusiyyətindən asılı olmayaraq, bütün materiallara bircinsli bütöv mühit kimi baxılması qəbul edilmişdir.

Bircinslilik dedikdə, materialın bütün nöqtələrinin eyni xassəyə malik olması başa düşülür. Molekulyar nəzəriyyəyə görə təbiətdə ideal bircinsli material yoxdur.

Bütövlük dedikdə materialın həcmi kəsilməz olaraq doldurulması başa düşülür. Belə mühit bütöv mühit adlanır. Kəsilməməzlik xassəsinə görə bütöv mühitə sonsuz kiçilənlər nəzəriyyəsinə tətbiq etmək olar.

Bütöv mühit hesablama sxemini seçdikdə həqiqi materialın əsas xassələrinə əsaslanır. Məsələn, xarici qüvvənin təsirindən həqiqi cisim öz həndəsi ölçülərini dəyişir. Xarici qüvvə götürüldükdən sonra cismin həndəsi ölçüləri tamamilə yaxud qismən əvvəlki vəziyyətini bərpa edir. Cismin əvvəlki ölçülərini bərpa etmə xassəsinə onun elastiklik xassəsi deyilir. Materiallar müqavimətinin bir çox məsələlərinin həllində cisimlər tam elastiki qəbul olunur. Həqiqətdə isə həqiqi cisim, cüzi dərəcədə də olsa belə, tam elastiklik xassəsindən kənara çıxır. Böyük yük təsir etdikdə cisim ölçülərini əhəmiyyətli dərəcədə dəyişir ki, bütöv cismin hesablama sxemində həqiqi cismin yeni deformasiya olunma xarakterinə uyğun başqa xassələri aşkar olur.

Adətən bütöv mühiti *izotrop* qəbul edirlər, yəni, istənilən cismin daxilindəki nöqtədən keçən bütün istiqamətlərdə eyni xassəyə malik olması fərz edilir.

Materiallar müqaviməti kursunda hesablamanın aparılmasının ilk mərhələsi –hesablama sxeminin seçilməsi, hesablamanın, ancaq hesablama düsturlarına tətbiq edilməkdən ibarət olmadığını qəti olaraq başa düşmək lazımdır.

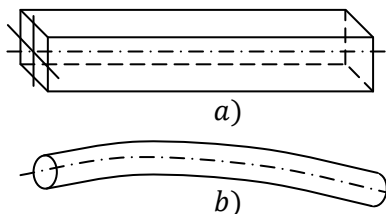
Baxılan həqiqi məsələni riyazi hesablama yoluna gətirib çıxarmaq üçün çox vaxt, hər şeydən əvvəl, baxdığımız obyektə nəyin əhəmiyyətli və nəyin əhəmiyyətsiz olduğunu düzgün dərk etməyin üzərində çoxlu və ciddi düşünmək lazımdır.

Materiallar müqavimətində cisimlərin formaları

Materiallar müqavimətində hesablama sxemlərini seçərkən hesablamanı sadələşdirmək məqsədi ilə konstruksiya elementlərinin *dörd həndəsi* forması əsas forma kimi qəbul olunur.

1. *Brus* - bir ölçüsü digər iki ölçüsü ilə müqayisədə çox böyük olan cisimlərə deyilir. Brusun oxuna perpendikulyar olan kəsiklərinə onun *en kəsikləri*, digər kəsiklərinə isə *maili kəsikləri* deyilir.

Oxunun formasından asılı olaraq brus düz oxlu və ya əyrilə oxlu olur (şəkil 43a,b).

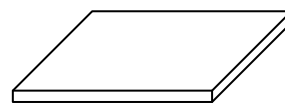


Şəkil 43. Brus

a-düz oxlu brus, b- əyri oxlu brus



Şəkil 44. Qabıq



Şəkil 45. Lövha

Nazik düzoxlu brusa çubuq deyilir.

2. Qabıq (örtük) - bir ölçüsü, digər iki ölçüsü ilə müqayisədə çox kiçik olan əyri səthli müstəvilərlə məhdudlanmış cisimlərə deyilir (şəkil 44).

Örtük tipli hesablama sxeminə gətirilən konstruksiya elementlərinə binaların gümbəzini, gəmi, raket və təyyarələrin gövdəsini, neft çənini, qaz balonunu misal göstərmək olar.

3. Lövha – bir ölçüsü, digər iki ölçüsü ilə müqayisədə çox kiçik müstəvi səthlərlə məhdudlaşdırılan cisimlərə deyilir (məsələn, binaların divarı, qazma qurğusunun döşəməsi və.s) (şəkil 45).

4. Massiv - hər üç ölçüsü eyni tərtibdən olan cisimlərə deyilir (məsələn küre, özüllər və s.).

Hesablama sxemlərini seçərkən cismə təsir edən xarici qüvvələr sadələşdirilərək, ümumiləşdirilir.

Qüvvə bərk cisimlərin qarşılıqlı təsir ölçüsüdür.

Xarici qüvvələr həcmi və səthi qüvvələrə ayrılır.

Ağırliq qüvvəsi və maqnit cazibə qüvvəsi cismin bütün həcmi boyu müntəzəm paylandığından həcmi qüvvələrdir.

Maye və qazın qabın divarına göstərdiyi təzyiq qüvvəsi səthin müəyyən sahəsi üzrə səpələndiyindən səthi qüvvədir.

Xarici qüvvələr aktiv və (reaktiv) dayaq reaksiya qüvvələrinə ayrılır.

İki cismin təsir sahəsi cisimlərin öz ölçülərindən çox kiçikdirsə, onda bu cisimlərin qarşılıqlı təsirdən yaranan qüvvətopa qüvvə (F) adlanır və BS -də N , kN , MN ilə ölçülür.

Cisimlərin təsir sahəsi öz ölçülərinə yaxındırsa, onda bu qarşılıqlı təsir sahəsi səpələnmiş yük ilə ifadə olunur. Müəyyən xətt boyunca qarşılıqlı təsirdə olan cisimlərdə paylanan səpələnmiş yük q ilə işarə olunur və N/m^2 , Pa , MPa ilə ölçülür.

Xarici qüvvələr, statik - zamandan asılı olmayaraq öz qiymət və istiqamətini sabit saxlayan və dinamik - zamandan asılı olaraq öz qiymət və istiqamətini dəyişən olur. Zərbə qüvvəsi və təkrar dəyişən qüvvələr belə qüvvələrdir.

Yüklər daimi və müvəqqəti olurlar. Konstruksiyanın öz ağırlığında yaranan yüklər daimi, müəyyən vaxt ərzində konstruksiya təsir edən yüklər müvəqqəti yüklər adlanır. Körpünün üstündən keçən nəqliyyatın körpüyə təsiri müvəqqəti təsirdir.

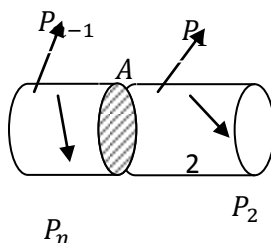
Daxili qüvvə. Kəsmə üsulu amilləri.

Gördüyümüz kimi, obyektin şərti qəbul olunmuş sərhədinin hüdudlarından kənarında yerləşmiş cisimlərin ona olan təsirləri baxdığımız obyekt üçün xarici qüvvələr kateqoriyasına daxildir.

Baxılan obyektin sərhədi daxilindəki hissəciklər arasındakı qarşılıqlı təsir qüvvələri bu obyekt üçün daxili qüvvələr kateqoriyasına daxildir.

Daxili qüvvələr nəinki, təkcə konstruksiyanın qarşılıqlı təsirdə olan ayrı – ayrı düyünlərində, həm də, yükləmədə obyektin bütün qonşu hissəcikləri arasında yaranır.

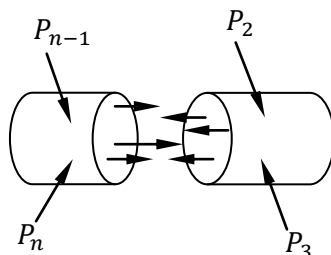
Brusformalı hər hansı bir cismi nəzərdən keçirək (şəkil 46a).



Şəkil 46(a).Brusun xəyalən müstəvi ilə kəsilmə sxemi

Tutaq ki, bu brusa müvazinətdə olan P_1, P_2, \dots, P_n xarici qüvvələr sistemi təsir edir. Brusda yaranan daxili qüvvələr o vaxt aşkar olunur ki, bu brus fikirdə, məsələn A kəsməsi ilə kəsilərək 2 hissəyə bölünsün. Materiallar müqavimətində daxili qüvvələrin aşkar edilməsinin bu üsulu **kəsiklər üsulu** adlanır.

Hissələr arasındakı rabitə yox edildiyindən, sağ hissənin sol hissəyə və sol hissənin sağ hissəyə etdiyi təsirləri kəsikdə təsir edən qüvvələr sistemi ilə əvəz etmək lazımdır. Aydındır ki, bu qüvvələr daxili qüvvələr olur. Bu qüvvələr sistemi şəkildə (P_A) simvolu ilə işarə edilmişdir.



Şəkil 46 (b).Brusun xəyalən müstəvi ilə kəsilmə sxemi

Beləliklə, daxili qüvvələr cismin fikirdə keçirilmiş kəsiyinin müxtəlif tərəflərində yerləşən hissələri arasındakı qarşılıqlı təsiri müəyyən edir. Aydındır ki, müxtəlif kəsiklərdə müxtəlif daxili qüvvələr yaranır. Təsir və əkstəsir prinsipinə görə daxili qüvvələr həmişə qarşılıqlıdır.

Brusun sağ hissəsinin sol hissəsinə göstərdiyi təsir, sol hissənin sağ hissəyə göstərdiyi təsirin eyni olur və A' kəsiyində təsir edən qüvvələr sistemi işarəcə A'' kəsiyində təsir edən qüvvələr sisteminin əksinə olur (şəkil 46,b).

Daxili qüvvələr elə olmalıdır ki, brusun sağ və sol hissələri üçün müvazinət şərtləri ayrılıqda ödənilsin. Simvolik olaraq bu şərti belə şəkildə yazma bilirik :

$$(P_{\text{sol}}) + (P_A) = 0,$$

eləcə də

$$- (P_A) + (P_n)_{\text{sağ}} = 0.$$

burada (P_n) və $(P_n)_{\text{sağ}}$ işarələri uyğun olaraq brusun kəsikdən sol və sağ tərəfdə yerləşən hissəsi üçün xarici qüvvələr cəmini, yaxud momentlər cəmini göstərir. Həmçinin də, (R_A) kəmiyyəti kəsikdə daxili qüvvələr sistemi üçün yuxarıdakı ilə eyni olan mənanı daşıyır.

Xarici qüvvələr sistemi müvazinət şərtlərini ödəyir.

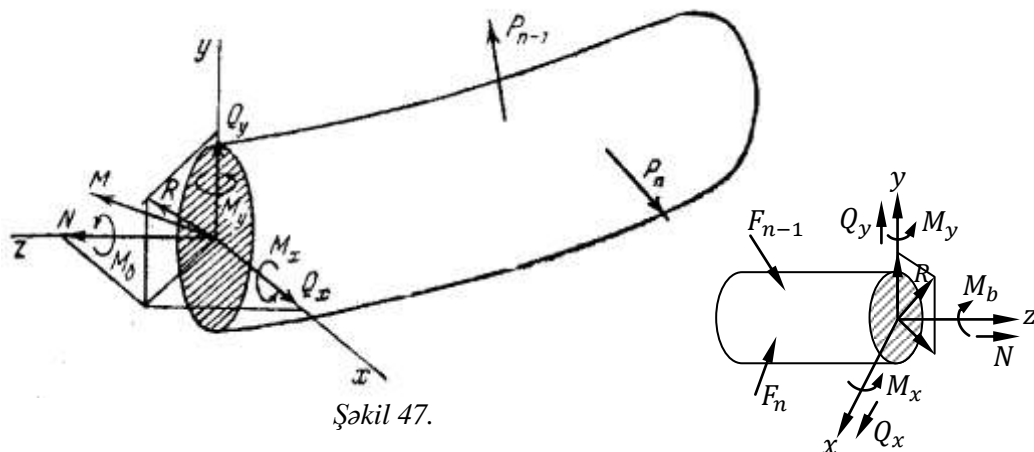
Deməli,

$$(P_n)_{\text{sol}} + (P_n)_{\text{sağ}} = 0$$

olduğundan, bundan əvvəl yazdığımız tənliklər qoşa - qoşa eyniliyə çevrilir.

Bu o deməkdir ki, A kəsiyindəki daxili qüvvənin (P_A) əvəzləyicisi kəsilən cismin sol və ya sağ hissələri üçün yazılmış müvazinət şərtlərindən eyni qayda ilə təyin edilə bilər. *Daxili qüvvələr kəsik üzrə elə paylanmalıdır ki, cismin sol və sağ hissələrindəki kəsiklərini bir-birinin üzərinə salanda A kəsiyinin deformasiya olunan səhmləri tamamilə üst - üstə düşsün. Bu şərtə materiallar müqavimətində deformasiyanın kəsilməzlik şərti deyilir.*

Statikanın qanunlarından istifadə edərək daxili qüvvələr sistemini kəsiyin ağırlıq mərkəzinə köçürək.



Şəkil 47.

Nəticədə \bar{R} baş vektorunu və \bar{M} baş momentini alırıq (şəkil 47).

Sonra x, y, z koordinat sistemini seçirik. Z oxunu kəsiyə normal istiqamətdə yönəldirik, x və y oxlarını isə kəsik müstəvisində yerləşdiririk. Baş vektoru və baş momenti x, y, z oxlarına proyeksiyalamaqla, üç qüvvə və üç momentdən ibarət olan altı toplanan alırıq.

Bu toplananlar daxili qüvvə amilləri adlanır.

Daxili qüvvələrin kəsiyə normal olan (N) toplananı kəsikdəki *normal* qüvvə yaxud *boyuna* qüvvə adlanır. Q_x və Q_y qüvvələrinə eninə (kəsici) qüvvələr deyilir. Normal oxa nəzərən alınmış momentə (M_b) *burucu* momenti, M_x , M_y momentlərinə isə x və y oxlarına nəzərən *əyici* momentlər deyilir. Xarici qüvvələr məlum olduqda daxili qüvvələrin bütün altı amilini kəsikdən brusun bir hissəsi üçün tərtib olunmuş altı müvazinət tənliklərindən təyin edirlər.

Brusun müəyyən hissəsindəki eninə kəsiklərində ancaq N normal qüvvəsi yaranarsa və digər qüvvə amilləri sıfıra bərabər olarsa, N qüvvəsinin istiqamətindən asılı olaraq, bu hissədə dartılma və ya sıxılma baş verir. Brusun en kəsiyində ancaq M_b momenti yaranarsa, brus bu kəsikdə *burulmaya* işləyər.

Brusa tətbiq olunan xarici qüvvələrdən, brusun eninə kəsiklərində yalnız M_x (və ya M_y) əyici momenti yaranarsa, brus yz (yaxud xz) müstəvisi üzrə xalis *əyilməyə* işləyər. Adətən eninə kəsiklərdə əyici momentlə (məsələn M_x -lə) yanaşı olaraq Q_y eninə qüvvəsi də yaranır. Belə yüklənmədəki əyilmə *eninə* əyilmə (yz müstəvisində) adlanır. Brusun eyni vaxtda burulmaya, əyilməyə, yaxud dartılmaya işlədiyi hallar da mümkündür.

$[F_n]_{sol}$, $(F_n)_{sağ}$ - cismin sol və sağ hissələrinə təsir edən xarici qüvvələrdir; $(F_A)_{sol}$, $(F_A)_{sağ}$ - baxılan kəsiyin sol və sağ tərəflərində yaranan daxili qüvvələrdir.

Cismin ixtiyari kəsiyində yaranan daxili qüvvələri aşkar etməkdən ötrü, kəsiyin bir tərəfində qalan hissəsinin müvazinət tənliklərini həll etmək kifayətdir. Əgər xarici qüvvələr verilərsə, onda müvazinət tənliklərini həll edib, daxili qüvvələrin özünü yox, onların əvəzləyicisini tapmaq mümkündür.

Statikanın qanunlarından istifadə edərək, daxili qüvvələri (F_i) kəsiyin ağırlıq mərkəzinə gətirib, bu qüvvələrin baş vektorunu (\bar{R}) və baş momentini (\bar{M}) alırıq.

Kəsiyin ağırlıq mərkəzində xyz koordinat sistemi seçib, baş vektoru və baş momentini bu oxlara proyektəndirib, altı toplanana (3 qüvvə və 3 momentə) ayırırıq (şəkil 2.5).

Bu qüvvələr cismin kəsiyində yaranan daxili qüvvə amilləridir.

N - kəsikdə yaranan normal qüvvədir, kəsiyə perpendikulyar (kəsiyin normalı) istiqamətdə yönəlir.

Q_x - kəsici qüvvədir, x oxuna paralel istiqamətdə yönəlir, (xoy müstəvisi üzrə təsir edir).

Q_y - kəsici qüvvədir, y oxuna paralel istiqamətdə yönəlir, (xoy müstəvisi üzrə təsir edir).

M_x - x oxuna nəzərən əyici momentdir, (yoz müstəvisi üzrə təsir edir).

M_y - y oxuna nəzərən əyici momentdir, (xoz müstəvisi üzrə təsir edir).

M_b - z oxuna nəzərən burucu momentdir, (xoy müstəvisi üzrə təsir edir).

Daxili qüvvə amilləri statikanın müvazinət tənliklərinə əsasən təyin olunur:

$$\begin{cases} N + (F_n)_z = 0; \\ Q_x + (F_n)_x = 0; \\ Q_y + (F_n)_y = 0; \end{cases} \quad \begin{cases} M_x + m_x(F_n) = 0; \\ M_y + m_y(F_n) = 0; \\ M_b + m_z(F_n) = 0. \end{cases}$$

F_n - xarici yüküdür.

Yalnız bir daxili qüvvə amilinin iştirakı ilə yaranan deformasiya *sadə* deformasiya adlanır.

Daxili qüvvə amili olaraq cismin en kəsiyində yalnız normal qüvvə yaranarsa, cisim *dartılma-sıxılma*, əyici moment yaranarsa (eninə əyilmə müstəsna olunmaqla) *əyilmə*, burucu moment yaranarsa *burulma* deformasiyasına uğrayır.

Xarici qüvvələrin təsirindən brusun en kəsiyində eyni zamanda iki və daha artıq daxili qüvvə amili yaranarsa, onda belə deformasiya *mürəkkəb* deformasiya və bu zaman brusun xarici qüvvələrə göstərdiyi müqavimət mürəkkəb müqavimət adlanır.]

Гярэинлик

Gərginlik, daxili qüvvələrin kəsik üzrə paylanma qanununu xarakterizə edir.

Hər hansı cismin A kəsiyini nəzərdən keçirək (şəkil 49). K nöqtəsi ətrafında elementar ΔF sahəsini ayıraq. Bu sahəcikdə təsir edən daxili qüvvələrin əvəzləyicisi ΔR olur.

Aşağıdakı nisbəti

$$\frac{\Delta R}{\Delta F} = P_{or} \quad (1)$$

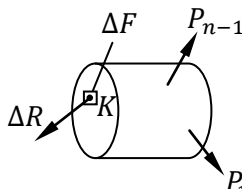
ΔF sahəciyində təsir edən orta gərginlik qəbul edirik. K nöqtəsi ΔF sahəciyi daxilində qalmaq şərti ilə ΔF sahəciyini kiçildək. Mühit kəsilməz olduğundan $\Delta F \rightarrow 0$ şərtində limitə keçmək mümkündür. Limitə keçdikdə

$$\lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta R}{\Delta F} = P \quad (2)$$

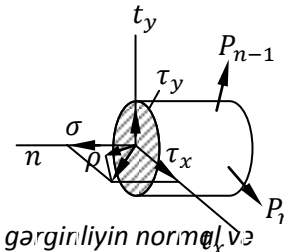
alırıq.

P vektorial kəmiyyəti A kəsiyinin K nöqtəsindəki *tam gərginlik* adlanır. Gərginliyin ölçü vahidi qüvvənin sahəyə bölünməsi ilə alınır. BVS-də gərginlik Pa ilə ölçülür: $1\text{Pa} = 1\text{H} / \text{m}^2$

Texnikada gərginlik adətən kiloqram bölünsün santimetr kvadratı, yaxud kiloqram bölünsün millimetr kvadrat ilə ölçülür (kq/mm^2).



Şəkil 48. Kəsiyin K nöqtəsi ətrafında yaranan gərginliyin təyin olunma sxemi



Şəkil 49. Tam gərginliyin normal və toxunan gərginliklərə ayrılması

P tam gərginliyini, kəsik müstəvisinin normalı istiqamətində və kəsik müstəvisində yerləşən 2 koordinat oxları istiqamətində 3 komponentə ayırmaq olar (şəkil 49). Tam gərginlik vektorunun normal üzərinə proyeksiyası σ ilə işarə edilir və buna *normal gərginlik* deyirlər. Kəsik müstəvisi üzərindəki komponentlərə *toxunan gərginliklər* deyilir və τ ilə işarə edilir. Oxların vəziyyətindən, habelə adlarından asılı olaraq σ və τ indekslər sistemilə təchiz olunur.

Cismin K nöqtəsindən başqa bir kəsik keçirsək, bu nöqtədə p gərginliyi başqa olacaqdır. Bir nöqtədən keçən kəsiklər çoxluğu üçün gərginliklər yığımları bu nöqtədəki *gərgin vəziyyəti* müəyyən edir.

Gələcəkdə görəyik, gərgin vəziyyəti tədqiqatı müəyyən olunur və bunların materialların müqavimətində ən əhəmiyyətli nümayişlərdən biri sayılır.

Yerdəyişmə və deformasiya

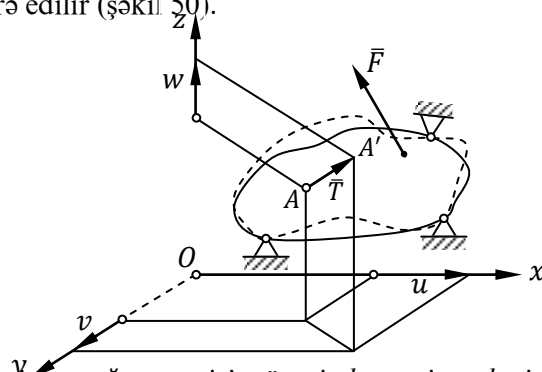
Təbiətdə mövcud olan bütün materiallar mütləq bərk cisimlər olmur və bunlar xarici qüvvənin təsirindən müəyyən dərəcədə öz formasını dəyişir (deformasiyaya uğrayır). Bu işə gərgin cisimdə daxili qüvvələrin paylanma qanununa nəzərə çarpacaq dərəcədə təsir edir.

Xarici qüvvələrin təsirindən cismin nöqtələri fəzada öz yerini dəyişir.

Başlanğıcı cismin deformasiyadan əvvəlki nöqtəsində, sonu isə cismin deformasiyadan sonrakı nöqtəsində yerləşən vektora nöqtənin tam yerdəyişmə vektoru deyilir.

Onun oxlar üzərinə proyeksiyalarına **oxlar boyunca yerdəyişmələri** deyilir.

Nöqtənin tam yerdəyişmə vektorunun x , y və z oxları üzərinə proyeksiyaları uyğun olaraq u , v və w ilə işarə edilir (şəkil 50).



Şəkil 50. Deformasiyaya uğramış cisim üzərində xətti yerdəyişmələrini göstərən sxem

Xətti yerdəyişmə anlayışından başqa, bucaq yerdəyişməsi anlayışı da vardır.

Cisimlər sisteminə onun bütöv sərt bir cisim kimi fəzada yerdəyişməsinin qarşısını ala bilən rabitələr tətbiq edilmişsə, belə sistemə **kinematik dəyişməz sistem** deyilir.

Yerdəyişmənin kiçikliyi əsasında materiallar müqavimətində daxili qüvvələrin araşdırılması metodikasında, prinsip etibarlı ilə xarakterik olan sadələşdirmələr aparılır. Bunlardan biri **başlağıc ölçülər prinsipi** adlanır.

Bu prinsipə əsasən statikanın tənliklərini (müvazinət tənlikləri) tərtib edəndə, cisimə deformasiya olunmayan cisim kimi baxılır. Bu halda cismin ölçüləri xarici qüvvələrlə yüklənməmişdən əvvəlki ölçülərinə bərabər olduğu fərz edilir.

Ancaq bu prinsip böyük yerdəyişmə halı üçün tətbiq edilə bilməz.

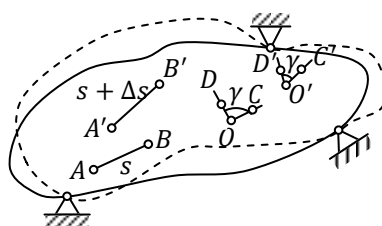
Ani mexanizmlərdən fərqli olaraq adi mexanizmlər onu təşkil edən elementlərin qarşılıqlı yerdəyişməsindən asılı olmayaraq kinematik dəyişə bilirlər.

Cismin forma və ölçülərinin dəyişmə intensivliyini izah etməkdən ötrü, deformasiya olunmayan cismin bir-birindən s məsafəsində yerləşən A və B nöqtələrinə baxaq (şəkil 51). Tutaq ki, cismin formasının dəyişməsi nəticəsində bu məsafə Δs uzanmasının onun əvvəlki s uzunluğuna nisbəti s parçasının orta uzanması adlanır: $\frac{\Delta s}{s} = \epsilon_{or}$.

Sonra, B nöqtəsini A nöqtəsinə yaxınlaşdırmaqla s parçasını kiçildərək limitə keçsək

$$\lim_{s \rightarrow 0} \frac{\Delta s}{s} = \epsilon_{AB}$$

alırıq; burada ϵ_{AB} kəmiyyətinə A nöqtəsindəki AB istiqaməti üzrə xətti deformasiya və ya sadəcə olaraq deformasiya deyilir.



Şəkil 51. Deformasiyaya uğramış cisim üzərində bucaq yerdəyişmələrini göstərən sxem

Qeyd etmək lazımdır ki, “deformasiya” sözünün iki mənası vardır. Adi dildə deformasiya dedikdə, ölçü miqdarı nəzərə alınmadan, formanın, ümumiyyətlə hər hansı dəyişməsi başa düşülür. Deformasiya mücərrəd vahidlə, yaxud s -in Δs -ə nisbətinin faizi ilə ölçülür. Cismin forması çox cüzi dəyişdiyindən

deformasiya da çox kiçik qiymətə malik olur. Elastiki cisimlər üçün deformasiya adətən vahidin mində biri hüdudu daxilində dəyişir.

Xətti deformasiyadan əlavə, bucaq deformasiyası anlayışı da vermək olar. Deformasiya olunmamış cisimdə OD və OC xətlərinin təşkil etdiyi düz bucağa baxaq (şəkil 51). Cisim xarici qüvvələrlə yüklədikdən sonra bu bucaq dəyişir və $C'O'D'$ vəziyyətini alır. COD bucağını düz bucaq şəklində saxlamaqla OC və OD parçalarını kiçildirik. C və D nöqtələrini O nöqtəsinə yaxınlaşdıraraq limitə keçsək, COD və $C'O'D'$ bucaqlarının fərqlərinin limiti aşağıdakı kimi olur:

$$\lim_{\substack{OC \rightarrow 0 \\ OD \rightarrow 0}} (\widehat{COD} - \widehat{C'O'D'}) = \gamma_{COD}$$

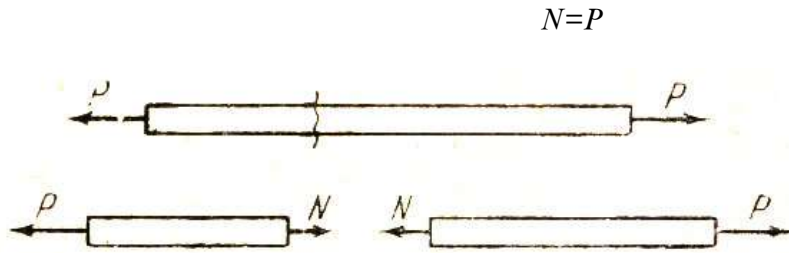
γ_{COD} kəmiyyətinə, O nöqtəsindəki COD müstəvisi üzərində bucaq deformasiyası, yaxud sürüşmə bucağı deyilir.

Dartılma, sıxılma deformasiyası . Huk qanunu.

Dartılma dedikdə, yüklənmənin elə növü başa düşülür ki, bu halda brusun (çubuğun) eninə kəsiklərində ancaq normal qüvvələr əmələ gəlir və digər bütün qüvvə amilləri (eninə qüvvələr, burucu və ya əyici momentlər) sıfırdır.

Adətən çubuğun dartılması qüvvələrin onun ucun tətbiq edilməsindən alınır. Qüvvələrin çubuğa etdiyi təsir, müxtəlif üsullarla olur. Bütün hallarda xarici qüvvələr sisteminin P əvəzləyicisi çubuğun oxu boyu istiqamətlənir.

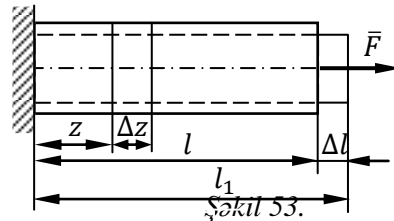
Kəsiklər üsulundan istifadə etsək, aydın nəzərə çarpır ki, çubuğun bütün eninə kəsiklərində yaranan N normal qüvvəsi P qüvvəsinə bərabər olur.



Şəkil 52.

Sıxılma, dartılmadan fərqli olaraq N qüvvəsinin işarəsi ilə fərqlənir. N qüvvəsi kəsiyə tərəf yönəlsə *sıxılma*, əks halda isə *dartılma* halı olur. Beləliklə, daxili qüvvələri tədqiq edərkən dartılma və sıxılmaya eyni qayda ilə yanaşmaq lazımdır.

Prizmatik bruslar üzərində aparılan tədqiqatlar göstərir ki, dartıcı qüvvələrin təsiri altında brusun ölçüləri dəyişir, yəni brus öz istiqaməti boyunca uzanır.



Şəkil 53.

Fərz edək ki, uzunluğu l olan prizmatik brus alt kəsinin ağırlıq mərkəzinə tətbiq edilmiş \bar{F} qüvvəsi ilə dartılır. Brusun dartıldıqdan sonrakı l_1 uzunluğu ilə dartılmadan əvvəlki l uzunluğu arasında fərq Δl ilə işarə edilir.

$$\Delta l = l_1 - l \quad (1)$$

Δl kəmiyyətinə çubuğun mütləq uzanması deyilir.

Bernullinin müstəvi kəsiklər fərziyyəsinə görə çubuğun deformasiyaya qədər olan müstəvi kəsikləri deformasiyadan sonra da müstəvi qalır, en kəsikləri yalnız çubuğun oxu boyunca yerini dəyişir. Bu fərziyyəyə əsasən demək olar ki, əgər bircins çubuğun bütün nöqtələrində eyni normal gərginliklər yaranarsa, onda bu nöqtələrin deformasiyaları da eyni olacaq.

Dartılan çubuğun gərgin vəziyyəti bircinsli olmaqla bütün hissələri eyni gərgin vəziyyətdə olur. Onda deformasiya çubuğun oxu boyu sabit qalmaqla l uzunluğu boyunca özünün orta qiymətinə bərabər olur, yəni

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (2)$$

ε – çubuğun nisbi uzanması adlanır. [Və ya uzunluq artımının brusun uzanmadan əvvəlki uzunluğuna olan nisbətində nisbi uzanma və ya nisbi deformasiya deyilir].

Bu ifadədən görünür ki, nisbi uzanma l uzunluğun nisbəti olduğundan mücərrəd kəmiyyətdir. Təcrübə göstərir ki, inşaat materiallarının əksəriyyətindən hazırlanmış prizmatik bruslarda deformasiyanın müəyyən qiymətlərinə qədər gərginlik ilə deformasiya düz mütənasibdir. Gərginlik ilə nisbi deformasiya arasındakı bu sadəxətli asılılıq 1776-cı ildə Huk tərəfindən müəyyən edilmişdir.

$$\sigma = E\varepsilon \quad (3)$$

Huk qanunu (3) gərginlik ilə deformasiya arasındakı düz mütənasibliyi aşkar edir.

Ekəmiyyəti mütənasiblik əmsalı olub, 1-ci növ elastiklik modulu adlanır. Elastiklik modulu materialın fiziki sabiti olub təcrübə yolu ilə təyin edilir. E kəmiyyəti və σ eyni ölçü vahidi ilə, yəni MPa ilə ölçülür. Ən çox işlədilən materiallar üçün elastiklik modulu aşağıdakı qiymətlərə malikdir:

Polad üçün..... $E = (2,0 \div 2,1) \cdot 10^6$ MPa

Mis üçün..... $E = 1,2 \cdot 10^6$ MPa

Bürünc üçün..... $E = (1,0 \div 1,2) \cdot 10^6$ MPa

Alüminium üçün... $E = (0,7 \div 0,8) \cdot 10^6$ MPa

Huk qanunu təqribidir. Bəzi materiallar, məsələn, polad üçün bu qanun, gərginliyin geniş həddə dəyişdiyi arada belə, yüksək dəqiqlik dərəcəsini saxlayır. Huk qanunu aşkar şəkildə verilməyən hallarda, deformasiya gərginliyin qeyri-xətli funksiyası şəklində verilir:

$$\varepsilon = f(\sigma) \quad (4)$$

Belə ki, bu funksiyanın qrafiki materialın sınaq nəticəsində alınmış əyrisinə uyğun gəlir. $\sigma = E\varepsilon$ ifadəsində $\sigma = n \frac{N}{F}$ ilə əvəz etsək, aşağıdakını alarıq: $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ olsa

$$\frac{N}{F} = E \frac{\Delta l}{l}$$

$$\text{olduqda, } \Delta l = \frac{Nl}{EF} \quad (5)$$

alınır.

Eninə deformasiya.

Puasson əmsalı.

Dartılma və ya sıxılmada brusun boyuna ölçüləri ilə yanaşı onun eninə ölçüləri də dəyişir. Dartılmada brus uzanır, eninə ölçüləri isə kiçilir. Sıxılmada əksinə. Brusboyu istiqamətində qısılır. Eninə ölçüləri isə böyüyür.

Deformasiyaların təcrübə yolla araşdırması göstərir ki, brusun boyuna uzanması (müəyyən həddə qədər) eninə daralma ilə düz mütənasibdir (şəkil 53). Əgər

$$\varepsilon_{boy} = \frac{\Delta l}{l}; \varepsilon_{en} = \frac{\Delta a}{a} \quad (1)$$

ilə işarə etsək, təcrübə göstərir ki,

$$\varepsilon_{en} = \mu \varepsilon_{boy} \quad \text{və ya} \quad \varepsilon_0 = \mu \varepsilon \quad (2)$$

burada, μ ölçüsüz ədəd olub mütənasiblik əmsalı və ya fransız riyaziyyatçısı Puassonun adı ilə Puasson əmsalı adlanır.

$\mu = \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon}$ kəmiyyəti materialın xassəsini xarakterizə edir və təcrübə yolu ilə tapılır. Bütün metallar üçün μ - nün ədədi qiyməti $0,25 \div 0,35$ hədləri arasında olur. Sonra isə biz μ kəmiyyətinin izotrop materiallar üçün $0,5$ -dən böyük olmayacağını görəcəyik.

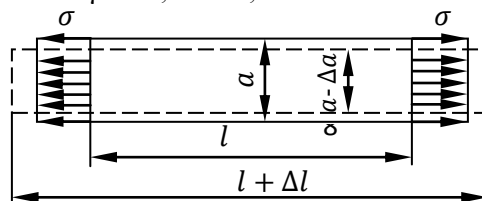
Puasson əmsalı (μ), elastiklik modulu E kimi materialın elastiklik xassəsini xarakterizə edir.

Puasson əmsalı təcrübə vasitəsilə tapılır:

Polad üçün..... $\mu = 0,25 \div 0,33$

Mis üçün..... $\mu = 0,31 \div 0,34$

Alüminium üçün..... $\mu = 0,32 \div 0,36$

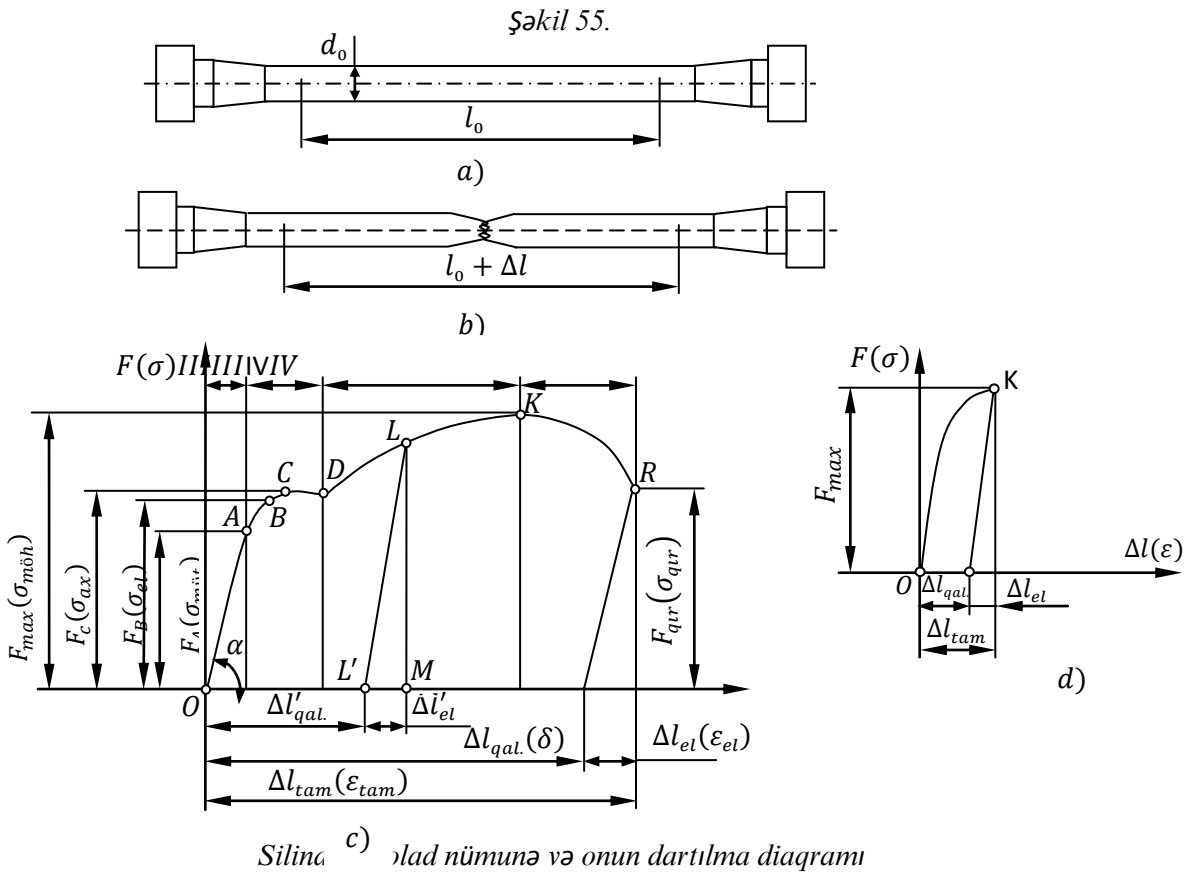


Şəkil 54. Dartılmada brusun uzununa və eninə deformasiyası

**Металларын механики хассэлэри.
Дартылма вэ сыхылма диаграмлары.**

Materialın mexaniki хассэлэрини xarakterizə edən əsas kəmiyyətlər materialın möhkəmliyi, elastikliyi, elastiklik modulu və Poisson əmsalidir.

Bu kəmiyyətlər müxtəlif materiallardan hazırlanmış nümunələrin dartılma və sıxılmaya sınaqması yolu ilə təyin olunur. Bunun üçün standart ölçüdə götürülmüş silindrik nümunələrdən istifadə olunur. Silindrin uzunluğu onun diametrindən təqribən 15 dəfə çox olur. Silindrə deformasiyanı ölçmək üçün $l_0 = 10d_0$ uzunluğunda sahə ayrılır (d_0 - çubuğun uzanmaya qədər olan diametridir). Bəzən sınaq üçün müstəvi və ya kiçik diametrlili ($l_0 = 5d_0$) nümunələrdən də istifadə olunur. Silindrik nümunənin dartılmadan əvvəlki (şəkil 55,a) və dartılmadan sonrakı (şəkil 55,b) ölçüləri şəkil 55-də göstərilmişdir. Əməliyyat xüsusi sınaq maşınlarında aparılır. Sınaq maşını nümunənin uzanması ilə qüvvə arasındakı əlaqəni göstərən dartılma diaqramını çəkir (şəkil 55,c).



a) nümunənin dağılmaya (qırılmaya) qədər olan ölçüləri; b) nümunənin dağılmadan sonrakı ölçüləri; c) azkarbonlu polad nümunənin dartılma diaqramı; d) kövrək materialların dartılma diaqramı

Dartılmaya sınaqmış azkarbonlu polad nümunə üçün çəkilmiş diaqramda normal gərginliklə (σ), nisbi uzanma (ϵ) arasında yaranan əlaqəni təhlil etsək, görərik ki, diaqramın $0 - A$ hissəsi (I zona) arasındakı məsafədə ə əlaqə arasında düz mütənəsiblik saxlanılır. Bu mütənəsibliyin müşahidə

olunduğu ən böyük gərginlik *mütənasiblik həddi* ($\sigma_{müt}$) adlanır. Mütənasiblik həddinə qədər Huk qanunu öz doğruluğunu saxlayır. Bu həddən sonra σ ilə arasındakı düz mütənasiblik pozulur və nümunənin sonrakı deformasiyası gərginliyin artmasına səbəb olur. Diaqramın *A-D* hissəsi (*II* zona) *axma həddinə* (σ_{ax}) uyğun gəlir. Diaqramın bu hissəsində (*B* nöqtəsində) gərginlik sabit qalsada, polad nümunə uzanmaqda davam edir. *B* nöqtəsi öz elastikliyi saxlayır. Əgər nümunə yükədən azad olarsa, onda o əvvəlki forma və ölçülərinə qayıdır. Əgər *B* nöqtəsi yenidən elastiki deformasiya ilə yüklənərsə, onda qeyri elastiki deformasiya yaranır. *C* nöqtəsində xarici yükü artırmadan deformasiya prosesi baş verir. Bu proses materialın *axma prosesi* adlanır. Axma zonasında materialın elektrik keçiriciliyi və maqnitliyi gözəçarpaq dərəcədə dəyişir. Axma sahəsindən sonra diaqramın 2-3 hissəsində nümunə dartılır. Diaqramın *D-K* hissəsi (*III* zona) *möhkəmlilik zonası* adlanır. Diaqramın *KR* sahəsi (*IV* zona) nümunənin *dağılma (qırılma) sahəsi* adlanır. Gərginliyin ən böyük qiyməti *möhkəmlilik həddi və ya müvəqqəti müqavimət* adlanır.

Möhkəmlilik həddini, qüvvənin ən böyük qiymətini nümunənin əvvəlki en kəsik sahəsinə bölməklə təyin etmək olar. Bu gərginlik diaqramın *K* nöqtəsinə uyğun gəlir. Diaqramın bu nöqtəsində nümunədə boyuncuq yaranır və nümunə bu nöqtədə qırılır.

Nümunəni mütənasiblik həddinə qədər yükədən azad etsək, onda nümunə əvvəlki vəziyyətinə qayıdır və elastiki deformasiya yaranır. Elastiki deformasiya yarada bilən normal gərginliyin ən böyük qiymətinə *elastiklik həddi* deyilir.

Dartılma diaqramına görə materialın əsas xarakteristikası

1. *A* nöqtəsində dartıcı qüvvənin (F_A) çubuğun əvvəlki en kəsik sahəsinə (A_0) olan nisbətən *mütənasiblik həddi* deyilir.

$$\sigma_{müt} = F_A/A_0$$

və yaxud

Materialın Huk qanununa tabe olduğu ən böyük gərginlik mütənasiblik həddi (σ_M) adlanır.

2. *B* nöqtəsində dartıcı qüvvənin (F_B) çubuğun əvvəlki en kəsik sahəsinə (A_0) olan nisbətənə *elastiklik həddi* deyilir.

$$\sigma_{el} = F_B/A_0$$

və yaxud

Elastiklik həddi gərginliyin elə ən böyük qiymətinə deyilir ki, bu gərginliyə qədər material qalıq deformasiya almır.

3. *C* nöqtəsində dartıcı qüvvənin (F_C) çubuğun əvvəlki en kəsik sahəsinə (A_0) olan nisbətənə *axma həddi* deyilir.

$$\sigma_{ax} = F_C/A_0$$

və yaxud

Qüvvənin nəzərə çarpmayan dərəcədə artması ilə deformasiyasının daha çox artmasına uyğun gələn gərginliyə axıcılıq həddi deyilir.

4. Ən böyük yükün (qüvvənin) çubuğun əvvəlki en kəsik sahəsinə (A_0) olan nisbətənə *möhkəmlilik həddi və ya müvəqqəti müqavimət* deyilir.

$$\sigma_{möh} = \frac{F_{max}}{A_0}$$

və yaxud

Nümunənin davam gətirə bildiyi maksimum qüvvənin, onun başlanğıc eninə kəsik sahəsinə olan nisbətənə möhkəmlilik həddi yaxud müvəqqəti müqavimət deyilir və σ_{am} ilə (sıxılmada σ_{sm}) işarə olunur.

Qırılma uzanması, dağılma anında nümunənin götürülmüş müəyyən standart uzunluğunda yaranan orta qalıq deforasiyasının qiymətidir.

Qırılmadakı uzanma belə olar:

$$\delta = \frac{\Delta l_{qal}}{l_0} = \frac{l_1 - l_0}{l_0} \cdot 100\%$$

Ən böyük uzanma qırılma yerində baş verir. Buna, adətən *qırılmada həqiqi uzanma* deyilir.

Elastiklik həddindən sonra nümunədə elastik və qalıq deformasiyaları yaranır. Deməli, tam deformasiya elastiki və plastiki deformasiyaların cəminə bərabər olur.

$$\varepsilon = \varepsilon_{el} + \varepsilon_{pl}$$

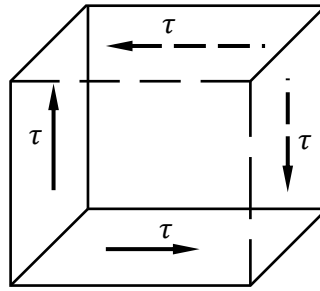
Sürüşmə deformasiyası

Xarici qüvvələrin təsirinə məruz qalan cismin en kəşik sahələrində daxili qüvvə amili olaraq kəsici qüvvə yaranarsa, onda belə deformasiya növünə *sürüşmə deformasiyası* deyilir.

Əgər brusun biri birinə çox yaxın olan iki kəsiyində, onun öz oxuna perpendikulyar iki bərabər və əks istiqamətdə yönəlmiş qüvvələr təsir edərsə, onda bu kəsiklər arasında qalan hissədə sürüşmə deformasiyası yaranır.

Nöqtədəki gərginlikli vəziyyətdən məlumdur ki, nöqtətrafında götürülmüş elementar paralelepipedin yan üzlərində həm normal, həm də toxunan gərginliklər yaranır.

Fərz edək ki, elementar paralelepipedin yan üzlərində yalnız toxunan gərginliklər yaranır və bu gərginliklər, gərginliklər cütünü qanununa əsasən biri birinə bərabərdir. Belə gərginlikli vəziyyət *xalis sürüşmə* adlanır (şəkil 56).

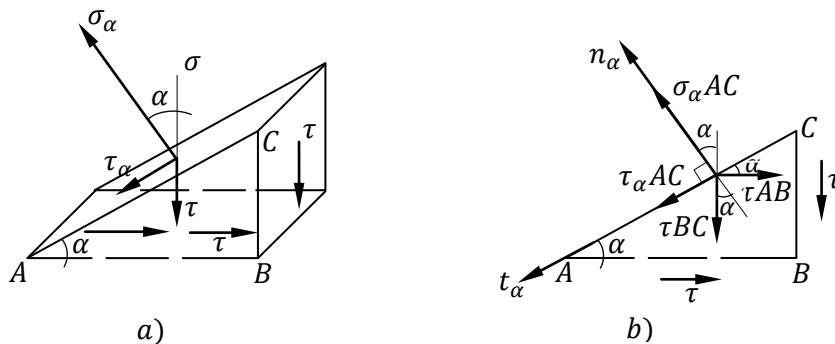


Şəkil 56. Xalis sürüşmədə yaranan toxunan gərginliklər

Xalis sürüşmə deformasiyasına ən kəsiyi dairəvi, həlqəşəklində olan brusların sərbəst burulmasını misal göstərmək olar. Xalis sürüşmə deformasiyasına praktikada çox az rast gəlinir. Bu deformasiya növü adətən burulma və əyilmə ilə birlikdə baş verir.

Sürüşmənin son mərhələsi *kəsilmə* adlanır. Sürüşmə deformasiyasına pərçim, qaynaq, bolt və sair birləşmələrdə rast gəlinir.

Xalis sürüşmədə kəşik müstəvilərindən asılı olaraq gərginliklərin necə dəyişdiyini nəzərdən keçirək. Bunun üçün sürüşmə deformasiyasına məruz qalan elementar düzbucaqlı paralelepipeddən *ABC* üçbucaqlı prizma ayıraq (şəkil 57,a). Prizmanın çəp kəsiyində ona təsir edən bütün qüvvələri normal və toxunan istiqamətlərdə proyektəndirsək, onda alarıq (şəkil 57,b):



Şəkil 57. ABC üçbucaq prizmasında gərginliyin paylanma sxemi

Xalis sürüşmədə baş verən deformasiyaları nəzərdən keçirək:

Xalis sürüşməyə uğrayan elementin bütün tərəflərini $AB = AC = CD = BD = a$ kimi qəbul edirik. Elementin yan üzlərinə normal gərginliklər təsir etmədiyindən deformasiyadan sonra onun tillərinin uzunluqları dəyişməz qalır. AB tilini tərpnəmz kimi qəbul etsək, onda $ABCD$ elementi $ABC'D'$ vəziyyətini alır.

Baxılan elementin yuxarıüzü aşağıüzünə nisbətən ΔS qədər sürüşdüyündən, onun (elementin) üzləri γ bucağı qədər dönür .

“ $\tau - \gamma$ ” asılılığında, deformasiya zamanı elementin bir diaqonalı uzanır, digəri isə qısalmır. Diaqonalların nisbi deformasiyaları:

$$\varepsilon_1' = \frac{\Delta l}{l}; \quad \varepsilon_1'' = -\frac{\Delta l}{l}; \quad (1)$$

haradakı:

$$l = a\sqrt{2};$$

$$\Delta S = \frac{\Delta l}{\cos 45^\circ}; \quad \text{buradan: } \Delta l = \Delta S \cdot \cos 45^\circ$$

$\angle CAC' = \gamma$ və $\angle DBD' = \gamma$ - nisbi , $CC' = DD' = \Delta S$ isə mütləq sürüşmə adlanır. $\tan \gamma$ bucağı çox kiçik olduğundan, $\Delta S/a = \tan \gamma = \gamma$ kimi qəbul edilir, buradan: $\Delta S = a\gamma$;

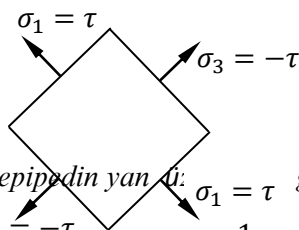
Bu qiymətləri (1)-də nəzərə alsaq, onda alarıq:

$$\varepsilon' = \frac{\Delta l}{l} = \frac{\Delta S \cdot \cos 45^\circ}{a\sqrt{2}} = \frac{a\gamma\sqrt{2}}{a\sqrt{2} \cdot 2} = \frac{\gamma}{2};$$

$$\varepsilon_1' = \frac{\gamma}{2}; \quad \varepsilon_1'' = -\frac{\gamma}{2} \quad (2)$$

olur.

Ümumiləşmiş Huk qanununa görə nisbi deformasiyalar, σ_1, σ_3 baş gərginlikləri vasitəsilə təyin olunur, $\sigma_1 = \tau, \sigma_3 = -\tau$ (paralelepiped müstəvi gərginlikli vəziyyətdə olduğundan, $\sigma_2 = 0$ olur) (şəkil 58).



Şəkil 58. Dartılma-sıxılmada paralelepipedin yan üzündə gərginliklərin paylanma sxemi

$$\varepsilon_1' = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] = \frac{1}{E} [\tau - \mu(-\tau)] = \frac{1}{E} \cdot \tau(1 + \mu) = \varepsilon \quad (3)$$

(3) və (2)-nin birinci bərabərliklərindən alarıq:

$$\frac{\gamma}{2} = \tau \frac{1 + \mu}{E}; \quad (4)$$

(4)-dən:
$$\tau = \frac{E}{2(1 + \mu)} \cdot \gamma$$

G, E və μ kəmiyyətləri arasındakı asılılıq:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \quad (5)$$

G - sürüşmə moduludur.

$$\tau = G\gamma; \quad (6)$$

buradan:

$$\gamma = \frac{\tau}{G}$$

(6) sürüşmədə Huk qanunudur.

Sürüşmədə möhkəmlik həddi:

$$\tau_{or} \leq [\tau], \quad (7) \quad \text{kimi} \quad \text{təyin}$$

olunur.

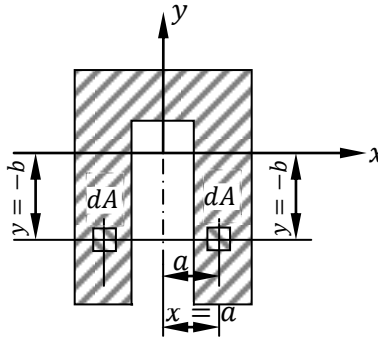
Baş oxlar və baş ətalət momentləri

Mərkəzəqaçma ətalət momentinin qiyməti koordinat oxlarının dönmə bucağının dəyişməsi ilə dəyişir.

Müstəvi fiqurun ən kəşik sahəsinin ixtiyari bir nöqtəsində götürülmüş və biri birinə perpendikulyar olan elə iki ox tapmaq olar ki, bu oxlara nəzərən mərkəzəqaçma ətalət momenti sıfıra bərabər olsun. Mərkəzəqaçma ətalət momentinin sıfıra bərabər olduğu oxlara *baş oxlar* deyilir.

Baş oxlara nəzərən tapılmış ətalət momentlərinə *baş ətalət momentləri* deyilir.

Biri birinə perpendikulyar olan iki oxdan biri kəsiyin simmetriya oxu olarsa, onda belə oxlar həmişə *baş oxlar* olur. Əgər baş oxlar kəsiyin ağırlıq mərkəzindən keçərsə belə oxlara *baş mərkəzi oxlar* deyilir.



Şəkil 60. Kəsiyin simmetriya oxuna nəzərən baş oxlarının göstərilmə sxemi

Praktiki hesabatlarda kəsiyin ağırlıq mərkəzindən keçən mərkəzi baş ətalət oxlarından istifadə edilir. Fiqurun ağırlıq mərkəzindəki baş ətalət oxları *mərkəzi baş ətalət oxları* adlanır.

Əgər fiqur heç olmasa bir simmetriya oxuna malik olarsa, onda bu ox mərkəzi baş ətalət oxlarından biri olur, digəri isə fiqurun mərkəzindən keçib birinci oxa perpendikulyar olur.

Əgər kəsiyin ağırlıq mərkəzindən keçən qarşılıqlı perpendikulyar olan oxlardan heç olmasa biri simmetriya oxu olarsa, onda belə oxlar mərkəzi *baş ətalət oxları* adlanır. Dairə və halqa üçün istənilən iki qarşılıqlı perpendikulyar olan mərkəzi oxlar baş ətalət oxları adlanır.

Fərz edək ki, y oxu kəsiyin baş oxudur, koordinatları $y = -b$ və $x = a$ -dir (şəkil 60).

Elementar sahənin mərkəzəqaçma ətalət momenti:

$$dJ_{xy} = -abdA \quad (1)$$

Bu elementar sahəyə simmetrik olan digər bir elementar sahənin ətalət momenti:

$$dJ'_{xy} = abdA \quad (2)$$

x və y -in koordinatları, uyğun olaraq: $x = -a$; $y = -b$ - dir.

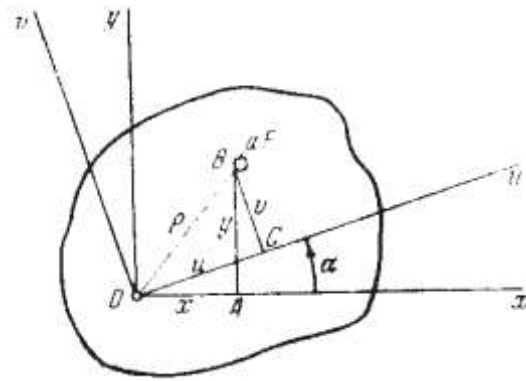
(1)-i və (2) -i tərəf tərəfə toplasaq, onda:

$$dJ_{xy} + dJ'_{xy} = -abdA + abdA = 0, (3) \quad (90)$$

olar.

Simmetrik elementar sahəciklərdən ibarət olan kəsiyin mərkəzəqaçma ətalət momenti sıfıra bərabərdir.

Baş oxların vəziyyəti. Baş oxlara nəzərən ətalət momentlərinin təyini



Şəkil 61

Dönmüş oxlara nəzərən ətalət momentini təyin edən düsturu

$J_{x_1y_1} = \frac{1}{2}(J_x - J_y)\sin 2\alpha + J_{xy}\cos 2\alpha$ sıfıra bərabərləşdirsək, onda baş oxların vəziyyətini müəyyən edən α_0 bucağının qiymətini təyin edə bilərik:

$$J_{xy}\cos 2\alpha_0 + \frac{1}{2}(J_x - J_y)\sin 2\alpha_0 = 0$$

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2J_{xy}}{J_x - J_y} \quad (1)$$

Ətalət momentləri baş oxlara nəzərən maksimum və minimum qiymətlər alır.

Baş oxları x_0 və y_0 ilə işarə etsək, onda:

$$\begin{aligned} J_{x_0} &= \frac{J_x + J_y}{2} - \frac{J_x - J_y}{2}\cos 2\alpha_0 - J_{xy}\sin 2\alpha_0 \\ J_{y_0} &= \frac{J_x + J_y}{2} + \frac{J_x - J_y}{2}\cos 2\alpha_0 + J_{xy}\sin 2\alpha_0 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\cos 2\alpha_0 = \frac{1}{\pm\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 2\alpha_0}}; \quad \sin 2\alpha_0 = \frac{\operatorname{tg} 2\alpha_0}{\pm\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 2\alpha_0}}$$

$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = 2 J_{xy} / (J_y - J_x)$ olduğunu nəzərə alsaq, onda:

$$\begin{aligned} J_{x_0} &= \frac{J_x + J_y}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(J_x - J_y)^2 + 4J_{xy}^2} \\ J_{y_0} &= \frac{J_x + J_y}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(J_x - J_y)^2 + 4J_{xy}^2} \end{aligned} \quad (3)$$

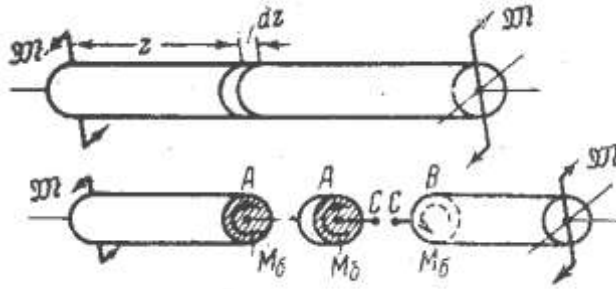
olar.

$J_{x_0} > J_{y_0}$ olduğundan, onda $J_{x_0} = J_{max}$; $J_{y_0} = J_{min}$ olur; $J_{x_0} > J_{y_0}$ olduqda J_{x_0} -da kökün qarşısında müsbət, J_{y_0} -da isə mənfi işarəsi götürülür.

Burulma deformasiyası

Burulma dedikdə, brusun elə yüklənmə növü başa düşülür ki, onun bütün eninə kəsiklərində yalnız *burucu moment* yaranır. Digər qüvvə amilləri (əyici momentlər, normal və eninə qüvvələr) sıfıra bərabər olur.

Əgər müşahidəçi brusun eninə kəsiyinə, bu kəsiyin xarici normalı tərəfindən baxanda M_{burucu} momentinin istiqamətini saat əqrəbi hərəkəti istiqamətinin əksinə görərsə, bu kəsikdə M_b momentinin işarəsi müsbət, əks halda isə mənfi götürülür.



Şəkil 62.

Şəkildə uclarından m momenti ilə yüklənmiş brus göstərilmişdir. A kəsiyinə onun xarici normalı tərəfindən baxsaq (C nöqtəsi tərəfindən), M_b momentinin saat əqrəbinin hərəkəti istiqamətində yönəldiyini görürük. Deməli, M_b momentinin işarəsi mənfi olacaqdır. C nöqtəsindən B kəsiyinə baxdıqda yenə də həmin nəticəni alırıq.

Brusu burulmaya görə hesabladığımızda 2 əsas məsələni həll etmək lazımdır. Xaricdən təsir edən burucu momentlərdən asılı olaraq brusda yaranan gərginlikləri və bucaq yerdəyişməsini təyin etmək tələb olunur. Brusun eninə kəsiyinin formasından asılı olaraq, bu məsələlər müxtəlif yollarla həll olunur.

Eninə kəsiyi dairə olan brusların deformasiya olunma mexanizmini belə təsəvvür edə bilərik; xarici momentlərin brusa olan təsiri nəticəsində brusun bütün eninə kəsikləri sərt bütöv kimi öz müstəvilərinin üzərində müəyyən bucaq qədər döndüyünü fərz edəcəyik. Bu dönmə bucağı müxtəlif kəsiklər üçün müxtəlif olacaqdır.

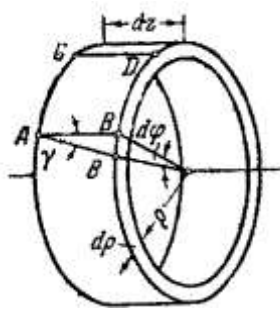
Brusların burulma məsələsini ancaq materiallar müqaviməti metodları ilə yox, elastiklik nəzəriyyəsinin metodları ilə də həll etmək olar.

Məsələnin bu yol ilə alınmış həlli göstərir ki, brusun dairəvi eninə kəsiyi həqiqətən deformasiya vaxtı müstəvi qalır və sərt bütöv kimi dönmür. Eninə kəsiklərdə ancaq toxunan gərginliklər yaranır.

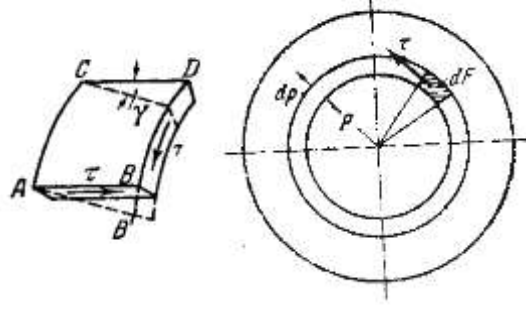
İki momentlə uc kəsiklərindən yüklənmiş eninə kəsiyi dairə olan brusu (şəkil 62) nəzərdən keçirək. Bu brusun bütün eninə kəsiklərində sabit burucu moment yaranır.

$$M_b = m$$

İki eninə kəsik vasitəsi ilə brusdan uzunluğu dz olan bir silindrik element bu elementin özündən isə radiusları ρ və olan iki silindrik səth vasitəsilə elementar halqa ayıraq.



Şəkil 63.



Şəkil 64.

Burulma vaxtı, halqanın sağ uc kəsiyi sol uc kəsiyinə nisbətən $d\varphi$ bucağı qədər dönmür. Bu halda silindrik AB doğurunu γ bucağı qədər dönərək AB' vəziyyətini alır. BB' qövsü bir tərəfdən $\rho d\varphi$ -yə, o biri tərəfdən isə γdz -ə bərabərdir. Beləliklə,

$$\gamma = \rho \frac{d\varphi}{dz}$$

γ -silindrin səthinin sürüşmə bucağıdır.

$\frac{d\varphi}{dz}$ kəmiyyəti adətən θ ilə işarə edilir, yəni

$$\theta = \frac{d\varphi}{dz} \quad (1)$$

θ nisbi burulma bucağı adlanır.

Bu bucaq iki kəsiyin bir-birinə nəzərən qarşılıqlı dönmə bucağının onlar arasındakı məsafəyə nisbətidir.

θ kəmiyyəti dartılmadakı nisbi uzanmaya $(\frac{\Delta l}{l})$ analojidir.

θ -nın ifadəsini yerinə yazsaq γ üçün aşağıdakı ifadəni alırıq:

$$\gamma = \rho \theta \quad (2)$$

Sürüşmədə Huk qanununa görə

$$\tau = G\theta\rho \quad (3)$$

olar. Burada, τ -brusun eninə kəsiyində yaranan toxunan gərginlikdir. Bu gərginliklərə qoşa olan gərginliklər brusun oxundan keçən kəsiklərində yaranır (şəkil 63).

Elementar τdF qüvvəsi (şəkil 64) burucu moment yaradır.

$$M_b = \int \tau \rho dF$$

İnteqrallama eninə kəsiyin bütün F sahəsi üzrə gedir. İnteqralladı funksiyada τ gərginliyinin $\tau = G\theta\rho$ ifadəsini yerinə yazsaq, alırıq:

$$M_b = G\theta \int \rho^2 dF$$

$\int \rho^2 dF$ inteqralı kəsiyin xalis həndəsi xarakteristikası olub, kəsiyin **qütb ətalət momenti** adlanır.

$$\int \rho^2 dF = J_\rho sm^4 \quad (4)$$

beləliklə, alırıq:

$$M_b = GJ_\rho\theta$$

və ya

$$\theta = \frac{M_b}{GJ_\rho} \quad (5)$$

GJ_ρ – hasilinə burulmada brusun sərtliyi deyilir.

Nisbi burulma bucağı θ -ya görə, kəsiklərin qarşılıqlı dönmə bucağı (burulma bucağı) φ -nin qiyməti asanlıqla təyin edilir. (1) və (5) ifadələrinə əsasən

$$d\varphi = \frac{M_b dz}{GJ\rho} \quad (6)$$

buradan,

$$\varphi = \int_0^l \frac{M_b dz}{GJ\rho} \quad (7)$$

Burucu moment brusun oxu boyunca dəyişməzsə, $M_b = m$ və sətlik sabit qalarsa,

$$\varphi = \frac{ml}{GJ\rho} \quad (8)$$

(8) düsturu, eninə kəsiyi dairə olan brusların burulmasında əsas hesablamada düsturlarından biridir.

Sürüşmədə konstruksiyayı möhkəmliyə elə hesablamaq lazımdır ki, həqiqi toxunan gərginliklər buraxılabilən toxunan gərginliklərdən az olsun.

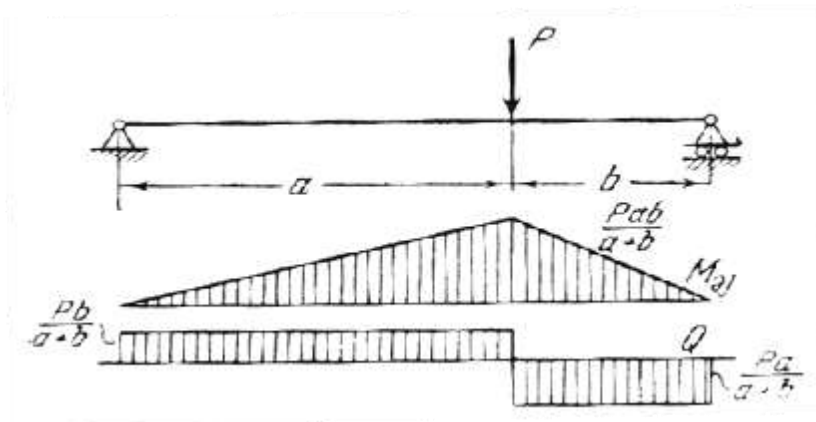
Kəsilmədə möhkəmlilik şərti aşağıdakı kimi təyin olunur:

$$\tau = \frac{F}{A} \leq [\tau] \quad (9)$$

Materialların möhkəmliyə hesabında kəsilmədə buraxılabilən gərginliklər $[\tau]$ adətən dartılmada buraxılabilən gərginliklərin müəyyən hissəsi qədər qəbul olunur. Məsələn, polad, mis və aliminium üçün $[\tau] = (0,5 \div 0,6)[\sigma]$, çuqun üçün $[\tau] = (0,75 \div 0,8)[\sigma]$ kimi qəbul edilir.

Əyilmə deformasiyası

Əyilmə dedikdə, brusun elə yükləmə halı başa düşülür ki, onun eninə kəsiklərində *əyici momentlər* yaranır. Brusun eninə kəsiklərində əyici moment yeganə qüvvə amili olarsa, həm də eninə və normal qüvvələr olmadıqda əyilmə *xalis əyilmə* adlanır. Lakin bir çox hallarda brusun eninə kəsiklərində əyici momentlə yanaşı *eninə qüvvələr* də yaranır. Bu halda əyilmə *eninə əyilmə* adlanır.



Şəkil 65.

Əyilmənin növlərini, başqa əlamətlərinə görə də siniflərə bölmək olar. *Əsasən əyilməyə işləyən bruslara tir deyilir.*

Əgər əyici momentin təsir müstəvisi və tirin en kəsiyinin mərkəzi baş oxları üst-üstə düşərsə tirdə *yastı əyilmə*, əgər düşməzsə *çəp əyilmə* baş verir. Əyilmədə işlədilən tirlər müxtəlif konfigurasiyalı (formalı) dayaqlara bərkidilir.

Konstruksiyasına görə dayaqlar 3 əsas növə bölünür:

1. *Oynaqlı tərpənən dayaqlar* – bu dayaqlar tirin dayaq üzərində dönməsinə, hərəkət etməsinə imkan verir. Bu zaman həm şaquli, həm də üfüqi istiqamətdə reaksiya qüvvələri yaranır.
2. *Oynaqlı tərpənməz dayaqlar* – bu dayaqlar tirin yalnız dayaq səthi üzərində dönməsinə imkan verir.
3. *Sərt dayaqlar* – bu dayaqlar hər 2 istiqamətdə dayaqın dönməsinə və irəliləməsinə imkan vermir.

Brusun əyilməyə hesablanması ilə əlaqədar məsələnin həllinə düzgün yanaşmaqdan ötrü, hər şeydən əvvəl, daxili qüvvə amillərinin dəyişmə qanunlarını təyin etməyi, yəni əyici momentlər öyrənilir, kəsici qüvvə, eninə qüvvə təyin olunur.

Şəkildə (65, a) P qüvvəsi ilə yüklənmiş sadə ikidayaqlı tir göstərilmişdir.

Bir çox maşınqayırma, konstruksiyalarının hesablanması ikidayaqlı tirin təhlilinə gətirilir. Buna misal olaraq körpülü kranın tirini göstərmək olar.

Baxdığımız hal üçün dayaq reaksiyalarının təyin edilməsi zəruridir.

Statika qaydalarına görə reaksiyaları təyin edirik (şəkil65).

$$P_A = \frac{Pb}{a+b}; P_B = \frac{Pa}{a+b}$$

Sol dayaqdan z məsafədəki C kəsiyi ilə (şəkil 65, b) tiri fikrimizdə 2 hissəyə bölək. Hər iki hissənin müvazinəti üçün C kəsiyinə Q qüvvəsini və M_{əy} momentini tətbiq etmək lazımdır. Bu qüvvə amilləri brusun bir hissəsinin müvazinəti şərtlərinə əsasən təyin edilir.

Brusun sol hissəsinə təsir edən bütün qüvvələrin C kəsiyinin mərkəzindən keçən eninə oxa nəzərən momentlərini alıb və onların cəbri cəmini sıfıra bərabər etsək,

$$M_{əy} = P_A z$$

C kəsiyindən solda bir yox, bir neçə qüvvə təsir etsə idi kəsikdəki M_{əy} əyici moment bütün bu qüvvələrin momentlərinin cəbri cəminə bərabər olardı.

Baxdığımız ikidayaqlı tir misalına qayıdaq.

C kəsiyindən solda yerləşən Pa qüvvəsinin kəsiyin mərkəzinə nəzərən momentinin saat əqrəbi hərəkəti istiqamətində yönəldiyini görürük. Deməli, C kəsiyində əyici momentin ordinatı yuxarıya doğru götürülür.

Z kəsiyindəki əyici moment

$$M_{əy} = +\frac{Pb}{a+b}z \quad (0 \leq z \leq a)$$

Sağ məntəqə üçün, z kəmiyyəti a ilə a+b hədləri arasında dəyişir. C kəsiyindəki əyici momentə kəsikdən sağ tərəfdə yerləşən xarici qüvvələrin momentlərinincəbri cəmi kimi baxmaq əlverişlidir. Aydındır ki,

$$M_{əy} = +P_B(a+b-z) = \frac{Pa}{a+b}(a+b-z)$$

C kəsiyindən sağ tərəfdə yerləşən xarici qüvvələrin momentləri saat əqrəbi hərəkəti istiqamətinin əksinə yönəldiyindən əyici momentin ordinatları yuxarıya doğru ayrılmışdır.

Alınan ifadələrə uyğun olaraq, əyici momentlər üçün 67-ci şəkildə göstərilən epürü qurmaq olar.

Q eninə qüvvələrini təyin edək. Kəsilmiş brusun sol yaxud sağ hissəsinin müvazinətdə olma şərtinə əsasən

$$Q = P_A \text{ yaxud } Q = P - P_B = P_A$$

Bütün hallarda düz brus üçün eninə qüvvə, kəsikdən bir tərəfdə yerləşmiş bütün xarici qüvvələrin kəsik müstəvisi üzərinə proyeksiyalarının cəminə bərabərdir. Buradan da eninə qüvvə üçün işarə qaydası müəyyən edilir. Kəsikdən solda yerləşmiş xarici qüvvələrin əvəzləyicisi yuxarı tərəfə istiqamətlənərsə, bu kəsikdə eninə qüvvə müsbət, aşağı yönəlsə mənfi qəbul edilir. Sağ tərəf üçün isə əksinədir.

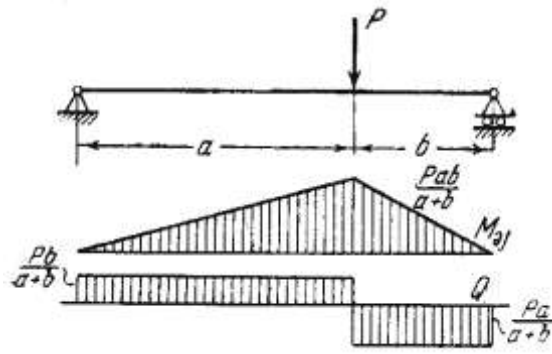
Baxdığımız halda ikidayaqlı tirin C kəsiyindən sol tərəfində yerləşən P_A qüvvəsi yuxarı tərəfə yönəldiyindən

$$Q = +P_A = +\frac{Pb}{a+b}$$

Tirin sağ məntəqəsi üçün C kəsiyindən sağda yerləşən P_B qüvvəsi yuxarı istiqamətləndiyindən bu kəsikdə kəsici qüvvə mənfi olur:

$$Q = -P_B = -\frac{Pa}{a+b}$$

Baxdığımız ikidayaqlı tir məsələsində eninə qüvvələr epürü iki düzbucaqlı ilə təsvir olunmuşdur (şəkil 66).



Şəkil 66.

Tirin möhkəmliyə yoxlanılmasında əsas tənlik kimi aşağıdakı tənlikdən istifadə edilir:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} \leq [\sigma_{ay}]$$

Dartılma (sıxılma) ilə əyilmənin birlikdə təsiri

Düz brusun oxboyu dartılması və əyilməsinə baxaq. Ümumiyyətlə brusa həm eninə, həm də uzununa yüklər təsir edir (şəkil 67,a). Bu yüklərin təsiri altında brusun en kəsik sahələrində M_z, M_y əyici momentləri, Q_x, Q_y kəsici qüvvələri, brusun uzunluğu istiqamətdə isə normal qüvvə (N) yaranır (şəkil 67,b). Bu halda brusda oxboyu dartılma ilə birlikdə çəp əyilmənin yaranması da müşahidə olunur.

Normal qüvvənin (N) təsirindən brusun en kəsinin ixtiyari nöqtəsində yaranan gərginliyin qiyməti aşağıdakı kimi dəyişir:

$$\sigma_N = \frac{N_i}{A} \quad (1)$$

A - en kəsik sahəsidir.

Baxılan vəziyyəti və (1)-u nəzərə alaraq, tirin en kəsik sahəsinin ixtiyari C nöqtəsindəki normal gərginliyi aşağıdakı kimi təyin edirik:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{J_z} y + \frac{M_y}{J_y} z \quad (2)$$

(2)-də əyici momentin, normal qüvvənin və nöqtənin koordinatlarının işarələri nəzərə alınmalıdır.

Toxunan gərginliklərin təsirini nəzərə almadan tirin en kəsik sahəsinin təhlükəli nöqtələrindəki gərginlikli vəziyyətlərin dəyişməsinin xətti qanuna tabe olduğunu nəzərə alsaq, onda möhkəmlik şərtini aşağıdakı kimi yaza bilərik:

$$\sigma_{max} \leq [\sigma]$$

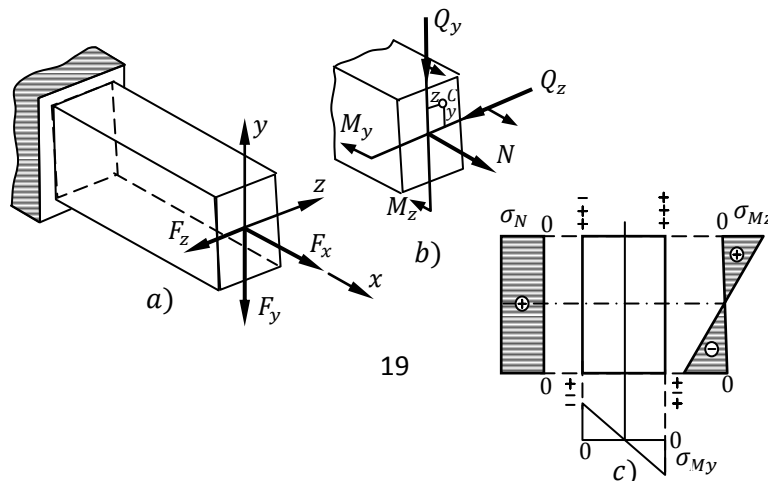
(3)

Əgər kəsik sahəsi iki simmetriya oxundan və çıxış bucaqlarından ibarətdirsə, onda bucaq nöqtələrindən biri təhlükəli hesab olunur:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{W_z} + \frac{M_y}{W_y} \quad (4)$$

Təhlükəli nöqtədəki gərginlik ya (3), ya da (4) düsturu ilə təyin olunur.

Brusun en kəsik sahəsindəki gərginliklərin paylanma qanunu şəkil 67,c-də verilmişdir.



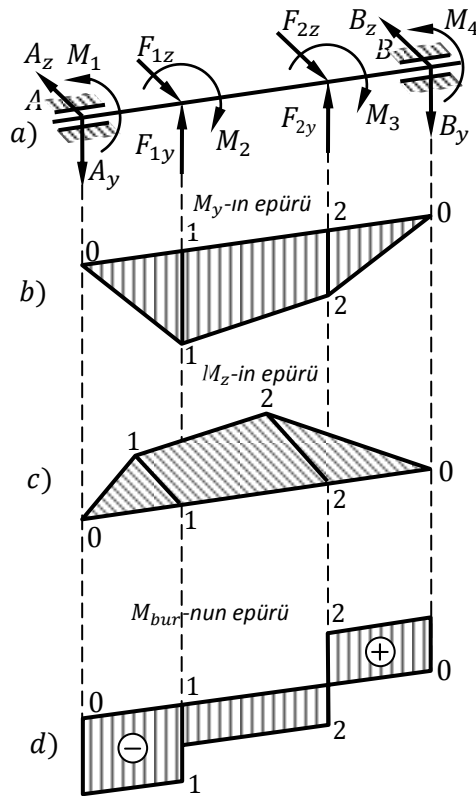
Şəkil 67. Əyilmə və dartılmaya məruz qalan brus

Əyilmə ilə burulmanın birlikdə təsiri

Müxtəlif konstruksiyalı mexanizmlərdə çox vaxt əyilmə ilə burulmaya birlikdə işləyən detallara rast gəlinir. Belə detallara müxtəlif təyinatlı qurğuların vallarını misal göstərmək olar.

Mexanizmin valına ötürülən qüvvələr eyni zamanda valın ən kəşiklərində həm burucu ($M_{bur} = M_{x_1}$) və əyici momentlərin (M_y, M_z), həm də kəsici qüvvələrin (Q_y, Q_z) yaranmasına səbəb olur. Bu qüvvə faktorlarının təsirindən brusun ən kəşiklərində əyilmədən normal gərginliklər, əyilmə və burulmadan toxunan gərginliklər yaranır. Adətən əyilmədən yaranan toxunan gərginliklər, burulmadan yaranan toxunan gərginliklərə nisbətən az olduğundan hesabatlarda nəzərdən atılır və deformasiya zamanı burulma və əyilmənin faktiki uyğunluğuna baxılır.

En kəşiyi dairəvi olan valın deformasiyasına baxaq (şəkil 68,a). “Qüvvələrin təsirinin asılı olmaması” prinsipindən istifadə edərək şaquli və üfüqi müstəvilərə düşən yüklərin təsirindən yaranan əyici (şəkil 68,b,c) və burucu (şəkil 68,d) moment epürlərini quraq.



Şəkil 68. En kəşik sahəsi dairəvi olan brusa təsir

edən qüvvə və momentlərin epürləri

Epürlərin müqayisəsindən görünür ki, 1-1 və 2-2 kəşikləri ən təhlükəli kəşikləridir. En kəşiyi dairəvi olan valın bütün kəşiklərində əvəzləyici əyici momentin təsirindən düz əyilmə baş verir:

$$M_{əy} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} \quad (1)$$

Valın ən kənar liflərində əvəzləyici əyici momentin təsirindən yaranan əyici momentin qiyməti maksimum həddə çatır və bu zaman əyilmədə yaranan normal gərginliklər aşağıdakı kimi təyin olunur:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{əy}}{W} = \frac{\sqrt{M_y^2 + M_z^2}}{W} \quad (2)$$

Valın en kəşiyinin kontur sahəsinin istənilən nöqtəsinə təsir edən burucu momentin qiymətlərindən asılı olan burulmada yaranan maksimum toxunan gərginliklər, aşağıdakı kimi təyin olunur:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{bur}}{W_p} = \frac{M_{bur}}{2W} \quad (3)$$

(2) və(3) ifadələrindəki W – valın en kəsiyinin ox müqavimət momentidir.

MAŞIN HİSSƏLƏRİNƏ GİRİŞ.

Əsas anlayışlar.

Giriş. Maşın və mexanizmlər ayrı-ayrı düyünlərdən, düyünlər isə birlikdə işləyən və öz aralarında birləşdirilmiş müxtəlif hissələrdən ibarətdir.

Maşının elementar hissələri sayılan sadə (bolt, qayka, işkil və s.) və mürəkkəb (dirsəkli val, reduktorun gövdəsi və s.) ola bilər.

Maşın hissələri təyinatına görə iki qrupa bölünür:

1) müxtəlif maşınlarda işlədilən və müəyyən vəzifəni yerinə yetirən – **ümumi təyinatlı hissələr**. Bütün maşınlar üçün ümumi olan bu hissələr: boltlar, qaykalar, vallar, dişliçarxlar, muftalar, yaylar və s. “Maşın hissələri” kursunda öyrənilir;

2) ancaq bir qisim maşınlarda işlədilən və spesifik vəzifələri yerinə yetirən – **xüsusi təyinatlı hissələr**. Belə hissələrə pistonu, spindeli, klapanı, turbin pərlərini, su və hava vintlərini, qarmaqları, təkərləri və s. misal göstərmək olar. Xüsusi təyinatlı hissələr müvafiq kurslarda (məsələn “Daxiliyanma mühərrikləri”, “Yükqaldırıcı və nəqledici maşınlar” və s.) öyrənilir.

“Maşın hissələri” kursunda ümumi təyinatlı hissələrin (eləcə də düyünlərin) layihələndirilməsi, hesablanması və qurulmasının əsas metodları öyrənilir.

Kursun öyrənilməsində əsas məqsəd – verilmiş iş şəraiti üçün layihələndirilən hissənin çəkiyə mümkün qədər yüngül, quruluşca sadə, kifayət qədər möhkəm olmasını, işdə etibarlılığını təmin edən, istismarını əlverişli edən, dövlət norma və standartlarına uyğun olaraq ölçülərinin təyin edilməsini və materialının seçilməsini, eləcə də hissənin hazırlanması üçün texniki şərtlərin müəyyən edilməsini təmin edən hesablama və qurulma metodları ilə tanışlıqdır.

“Maşın hissələri” kursunun öyrənilməsi tələbələrin nəzəri mexanika, maşın və mexanizmlər nəzəriyyəsi, materiallar müqaviməti, metalların texnologiyası və bu kimi fənləri keçərkən əldə etdikləri biliklərə əsaslanır və sonra öyrəniləcək xüsusi təyinatlı hissələrin layihələndirilməsi kursunun mənimsənilməsinə zəmin hazırlayır. “Maşın hissələri” kursu müstəqil bir elmi fənn kimi XIX əsrin axırlarında yaradılmışdır.

Rusiyada “Maşın hissələri” kursuna aid ilk dərsləri 1881-ci ildə prof. V.L.Kirpiçev yazmışdır.

Maşınqayırma sahəsində əldə edilən böyük nailiyyətlərə əsaslanan və onun tərəqqisini əks etdirən maşın hissələri kursu daim təkmilləşir.

Maşın hissələrinin işgörmə qabiliyyəti. *Maşın hissələrinin işgörmə qabiliyyətini xarakterizə edən əsas kriterilər: möhkəmlik, sərtlik, yeyilməyə və istiliyə davamlılıq, titrəməyə dayanıqlılıq və etibarlılıqdır.*

Maşın hissələrinin işgörmə qabiliyyətini təmin etmək üçün onları göstərilən kriterilərə (birinə və ya bir neçəsinə) görə aparılan hesablama nəticəsində alınmış ölçülər üzrə və müvafiq olaraq seçilmiş materialdan hazırlayırlar.

Konstruktor maşını və onun hissələrini layihələndirərkən əvvəlcə hissənin həqiqi iş şəraitinə uyğun gələn sadə hesablama sxemini seçib, ona təsir edən qüvvələrin qiymət və xarakterini müəyyən etməlidir. Bundan sonra hissənin hazırlanması üçün yararlı material seçilir və onun əsas ölçüləri (əsas işgörmə qabiliyyəti kriterisinə görə) təqribi hesablamalarla təyin edilir.

Möhkəmlik. Bu maşın hissələrinin əksəriyyəti üçün işgörmə qabiliyyətinin ən mühüm kriterisidir. Möhkəmlik, materialın xarici qüvvələrin təsirindən dağılmasına, onda qalıcı deformasiyaların alınmasına müqavimətgöstərmə qabiliyyətidir. Bu, kifayət qədər olmadıqda maşın hissələrinin dağılmasına (maşının boş dayanmasına, məhsuldarlığın aşağı düşməsinə, bəzi hallarda isə bədbəxt hadisələr baş verməsinə) səbəb olur. Hissənin möhkəmliyi, onu möhkəmliyə hesablamaqla alınan ölçülərə görə və müvafiq olaraq seçilmiş materialdan hazırlamaqla təmin edilir. Hissənin möhkəmliyini artırmaq üçün onu termik və kimyəvi – termik emal etmək, səthi möhkəmlətmələrdən

istifadə etmək, yüksək keyfiyyətli materiallar işlətmək, əlverişli görünüşdə hazırlamaq və s. kimi məqsədəuyğun tədbirlər görülür.

Sərtlik. Xarici qüvvə təsiri altında baş verə biləcək deformasiyaya müqavimətgöstərmə qabiliyyəti olan sərtlik də möhkəmlik kimi, işgörmə qabiliyyətinin əsas kriterilərindəndir. Bir çox maşın hissələri üçün sərtlik – onların ölçülərinin təyinində və materialının seçilməsində əsas və həlledici əhəmiyyətə malikdir. Ölçüləri sərtliyə görə təyin edilən hissələrə yayları, ressorları və s. misal göstərmək olar.

Yeyilməyədavamlılıq. Verilmiş iş müddəti ərzində maşın hissələrinin öz işgörmə qabiliyyətini saxlaya bilməsi, möhkəmlik və sərtliklə yanaşı olaraq, onun işçi səthlərinin yeyilməyə qarşı davamlılığından da asılıdır. Yeyilmə, çoxlu miqdarda maşın hissələrinin sıradan çıxmasına səbəb olmaqla, maşınların istismarını xeyli bahalaşdırır (vaxtaşırı təmir, hissələrin əvəz olunması).

Sürtünmə nəticəsində baş verən yeyilmə: maşın və mexanizmlərdə baş verən dəqiqliyin azalmasına, f.i.ə-nin aşağı düşməsinə, möhkəmliyin (hissənin ölçülərinin kiçilməsi hesabına en kəsiyinin zəifləməsi) azalmasına, ötürmələrdə səsin və dinamik yüklərin artmasına və s. səbəb olur.

Yeyilmənin qarşısını almaq üçün sürtünən səthlər arasında yağ qatı yaradılır. Yeyilməyədavamlılığı artırmaq üçün sürtünən səthlərin bərkliyini termik və kimyəvi-termik emal üsulları ilə artırır, sürtünən səthlər arasına abraziv hissəciklərin (toz, çirk) düşməsinin qarşısı alınır və s. tədbirlər görülür.

İstiliyədavamlılıq. Maşın hissələrinin normal işinin təmin olunmasında temperatur rejiminin düzgün seçilməsinin də əhəmiyyəti vardır. Maşın hissələrinin həddən artıq qızması, aşağıda göstərilən, lakin, yolveriləbilməyən hadisələrin baş verməsinə səbəb ola bilər:

- 1) materialın mexaniki xassələrinin (möhkəmlik və yorğunluq həddinin) aşağı düşməsi.
- 2) yağ qatının mühafizəedicilik qabiliyyətinin azalması nəticəsində sürtünən səthlərdə yeyilmənin artması:
- 3) temperatur deformasiyaları nəticəsində hərəkətdən birləşmələrdə araboşluqlarının dəyişməsi, maşının dəqiqliyinin azalması və s.

Titrəməyedayanıqlılıq. Maşın və onun hissələrinin sürətinin artması ilə əlaqədar olaraq, onlarda baş verən titrəmələrin işgörmə qabiliyyətinə etdiyi təsir böyük əhəmiyyət kəsb edir. Titrəmələr maşın hissələrində əlavə dəyişən gərginliklərin yaranmasına və onların yorğunluq nəticəsində dağılmasına səbəb olur. Bəzi hallarda titrəmələr maşının işinin keyfiyyətinə və dəqiqliyinə də (məsələn, metalkəsən dəzgahlarda titrəmələrin emal dəqiqliyinə təsiri) təsir edir.

Etibarlılıq. Konstruksiyanın keyfiyyətini xarakterizə edən kriteri olub, onun verilmiş iş müddəti ərzində sıradan çıxmada işləyə bilməsini müəyyən edir.

Konstruksiyanın etibarlılığını xarakterizə edən (onun növünə və təyinatına görə seçilən) müxtəlif göstəricilər: işdə boşdayanma hallarının sayı, saat hesabı ilə orta işləmə müddəti, kilometrə qət olunan məsafə və s. qəbul oluna bilər.

Məsələn: mexanizm üçün əsaslı təmirə qədər işləmə müddəti 5000 saat müəyyən olunmuşsa, lakin o, təcrübələrdən alınan məlumatla əsasən orta hesabla 4500 saat işləyibsə, deməli, bu mexanizmin etibarlılıq əmsalı

$$\frac{4500}{5000} = 0,9 \text{ olur.}$$

Maşın hissələrinin etibarlılığı – işləmə müddətindən, möhkəmlik ehtiyatı əmsalından, hissənin hazırlanma dəqiqliyindən və s. bu kimi amillərdən asılı olaraq dəyişir.

Birləşmələr. Növləri.

Qaynaq birləşmələri.

Maşın hissələri bir-biri ilə söküləbilən və söküləbilməyən halda birləşmələr yaradır.

Söküləbilən birləşməni sökərkən hissələri bir-birindən ayırdıqda birləşdirici elementə heç bir zərər dəymədiyi halda (ondan təkrarən istifadə etmək mümkündür), söküləbilməyən birləşmədə hissələri ayırmaq üçün, birləşdirici elementi sındırmaq – dağıtmaq lazım gəlir.

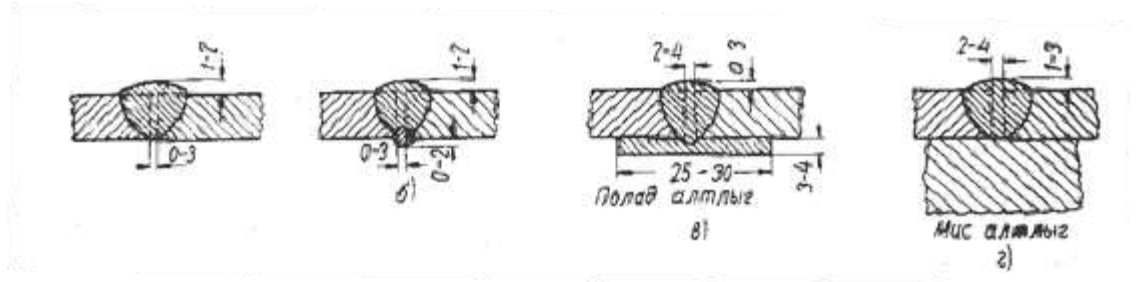
Söküləbilən birləşmələrə misal yiv, paz, işkil, şlis və s. birləşmələrini, söküləbilməyən birləşmələrə isə pərçim, qaynaq və s. birləşmələrini göstərmək olar.

Qaynaq birləşməsi. Qaynaq birləşməsi söküləbilməyən birləşmə olub, metal hissələrin (müəyyən yerlərinin) əriyənə, yaxud plastikləşənə qədər qızdırılması və bunun nəticəsində birləşdirilən hissələrin molekulyar ilişmə qüvvəsindən istifadə edilməsinə əsaslanan birləşmədir.

Mürəkkəb formalı və böyükölçülü hissələri hazırlayarkən, onların çəkisini azaltmaq və hazırlanmasını asanlaşdırmaq üçün tətbiq edilən ən əlverişli üsul qaynaq üsuludur. Qaynağın məlum olan üsullarından ən geniş tətbiq olunanı elektrik qaynağıdır ki, bunun da əsas növü elektrik qövs qaynağı və kontakt qaynağıdır.

Qaynaq tikişinin növləri. Qaynaq vasitəsilə birləşdirilən hissələrin qarşılıqlı vəziyyətinə görə qaynaq tikişlərini aşağıdakı qruplara bölürlər:

1. Uc-uca qaynaq tikişləri (şəkil 69),
2. Bucaq qaynaq tikişləri (şəkil 70).



Şəkil 69.

Qaynaq olunan hissələrin qalınlığına görə uc-uca qaynaq tikişləri müxtəlif növlərə ayrılır: a) 5 mm-dək qalınlığında təbəqələri qaynaq edərkən istifadə olunan və ucları emal edilməyən enişsiz tikiş (şəkil 69, a).

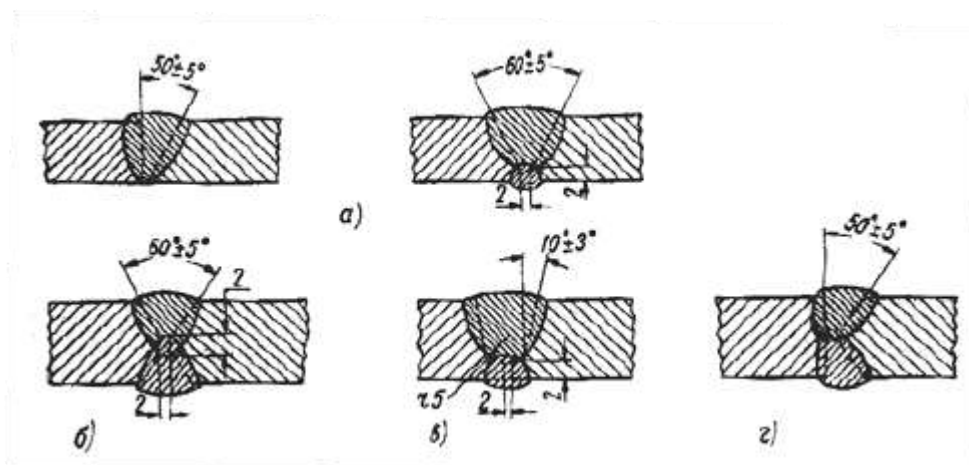
Avtomatik qaynaqdan istifadə olunduqda təbəqələrin qalınlığını 15 mm-ə qədər artırmaq mümkündür.

Uc-uca birləşmədə təbəqələri ya 2 tərəfdən qaynaq edir, yaxud da bir tərəfdən qaynaq edib, digər tərəfdən isə dərin olmayan tikişlə qaynaqlayırlar. Belə tikişlər (şəkil 69, b) möhkəm olur, müxtəlif xarakterli qüvvələrin təsiri altında qənaətbəxş işləyir. Əgər ikinci (alt) tərəfdən qaynaq etmək mümkün deyilsə, onda bu tərəfdən (metalın axmasının qarşısını almaq üçün) hissələrə qaynaq edilən polad (şəkil 69, v), yaxud da çıxarılan mis altlıqlar (şəkil 69, q) qoyulur.

b) V-şəkilli tikiş (şəkil 70, a). Belə qaynaqda qaynağa başlamazdan əvvəl hissələrin uclarını çəpinə kəsərək V-şəkilli nov əmələ gətirirlər. Bu növ tikiş, qaynaq olunan hissələrin qalınlığı 6÷20 mm olduqda tətbiq edilir;

v) X-şəkilli tikiş (şəkil 70, b), qaynaq edilən hissələrin qalınlığı 12÷50 mm olduqda işlədilir. Burada hissələrin ucları hər iki üzdən çəpinə kəsilir və X şəkilli nov alınır;

- q) U-şəkilli tikiş (şəkil 70, v), qaynaq edilən hissələrin qalınlığı 20÷60 mm olduqda işlədilir;
- ğ) K-şəkilli tikiş (şəkil 70, q), qaynaq edilən hissələrin qalınlığı 12÷40 mm olduqda işlədilir.



Şəkil 70.

Bucaq qaynaq tikişləri. Bucaq qaynaq tikişlərindən istifadə edərək hissələri üst-üstə, tavrşəkili və üstlüklər vasitəsi ilə birləşdirirlər.

Üst-üstə birləşmədə qaynaq tikişi qüvvənin təsir xəttinə nisbətən perpendikulyar (şəkil 71, a), paralel (şəkil 71, b) və bucaq altında (şəkil 71, v) yerləşə bilər.

Qüvvənin təsir xəttinə perpendikulyar yerləşən tikişə **alın qaynaq tikişi**, qüvvənin təsir xəttinə paralel yerləşən tikişə isə **cinah qaynaq tikişi** deyilir.

Alın və cinah tikişlərindən təşkil olunmuş qaynaq tikişi – **kombinə edilmiş tikiş** (şəkil 71, q) adlanır.

Alın qaynaq tikişləri birtərəfli və ikitərəfli olur. ikitərəfli alın qaynaq tikişinin tətbiqi böyük əyilmə gərginliyinin baş verməsinin qarşısını almağa imkan verir.

Təbəqələri uc-uca qaynaq vasitəsilə birləşdirmək üçün üstlüklərdən istifadə edirlər, belə tikişlər birüstlüklü (şəkil 72,a) və ikiüstlüklü (şəkil 72,b) olur. 2 üstlüklü tikiş qüvvənin simmetrik ötürülməsini təmin edir.

En kəsiyinin formasına görə aşağıda göstərilən bucaq qaynaq tikişləri mövcuddur:

a) bərabəryanlı düzbucaqlı üçbucaq şəklində olan **normal tikişlər** (73,a);

b) en kəsiyi çökək qövsə məhdudlaşdırılan **yüngülləşdirilmiş tikişlər** (73,b);

v) en kəsiyi qabarıq qövsə məhdudlaşdırılan **gücləndirilmiş tikişlər** (73, v);

Bəzən birləşmənin kiçikliyi artırmaq məqsədi ilə, üst-üstə birləşmələrdə, tıxac tipli (şəkil 74) tikişlərdən istifadə edirlər. Burada birləşdirilən təbəqələrdən birində, yaxud hər ikisində diametri $d=(2÷2,5) \delta$ olan, silindrik deşiklər açılır və əridilmiş metallarla doldurulmaqla tikiş təşkil edilir.

Uc-uca qaynaq tikişinin hesablanması. Uc-uca tikişlər, birləşməyə tətbiq olunmuş qüvvələrin təsiri istiqamətinə görə dartılmaya, yaxud sıxılmaya işləyirlər. Uc-uca qaynaq tikişi qüvvənin təsir xəttinə perpendikulyar və ya çəp, başqa sözlə, bucaq altında yerləşə bilər.

Dartılmaya (sıxılmaya) qarşı möhkəmlik şərtindən buraxılabilən qüvvə aşağıdakı kimi ola bilər:

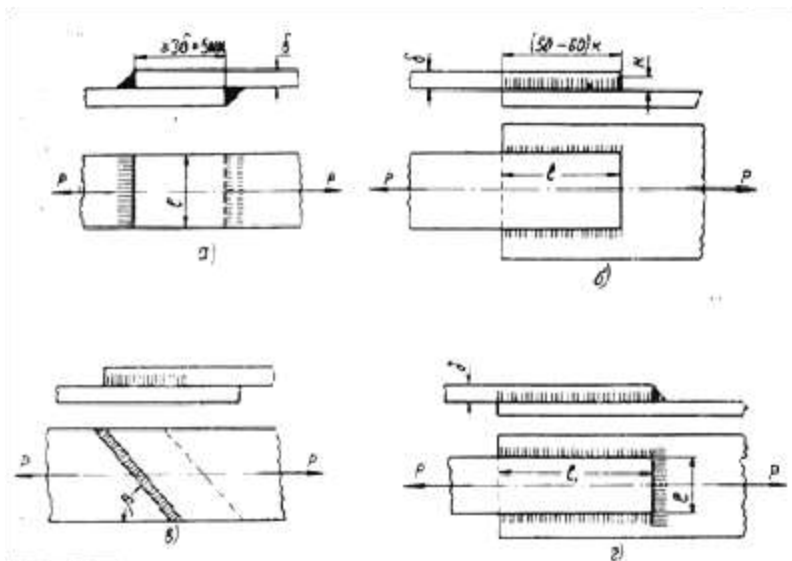
$$P = l\delta[\sigma]'d(s) \quad (1)$$

Burada,

l -tikişin uzunluğu;

δ -birləşdirilən hissənin qalınlığıdır (Tikişin qabarıqlığı hesablamada nəzərə alınmır);

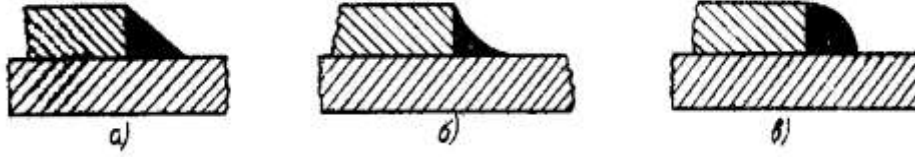
$[\sigma]'d$ və $[\sigma]'s$ - uyğun olaraq, qaynaq tikişinin materialı üçün dartılmada və sıxılmada buraxılabilən gərginliklərdir.



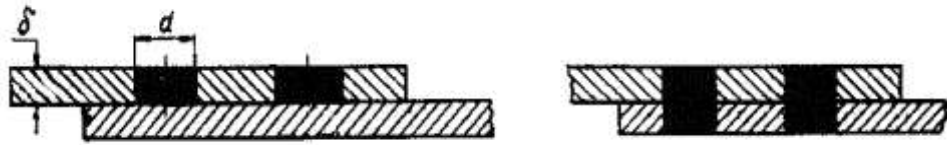
Şəkil 71.



Şəkil 72.



Şəkil 73.



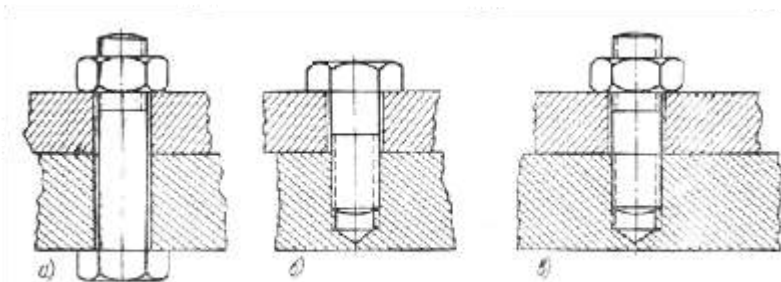
Şəkil 74.

Yiv birləşmələri.

Ümumi məlumat. Maşınqayırmada ən geniş yayılmış söküləbilən birləşmə **yiv** birləşməsidir. Müasir texnikada yiv birləşməsinin geniş yayılması onların etibarlı olması, birləşdirilən hissələrin asan yığılıb – sökülməsi ilə izah edilə bilər.

Təyinatına görə yiv birləşmələrini iki əsas qrupa bölmək olar:

1. Hissələri bir-birilə birləşdirmək üçün istifadə olunan yiv birləşmələri (bağlama yivləri) ;
2. Hərəkəti ötürmək üçün istifadə olunan yiv birləşmələri (yük və hərəkət vintləri).



Şəkil 75.

1-ci qrup yiv birləşmələrinə: bolt və qayma birləşməsi (şəkil 75,a); vint birləşməsi (şəkil 75,b), qayma və sancaq (şəkil 75, v) birləşməsi aiddir.

Hərəkəti ötürmək üçün istifadə olunan yiv birləşmələrinə isə müxtəlif vintləri (preslərdə, dəzgahlarda və s. işlədilən yük və hərəkəti vintləri) aid etmək olar.

Yiv birləşmələri gərginliklə və gərginliksiz olur. Gərginliksiz yiv birləşmələrində xarici qüvvə tətbiq olunmayana qədər hissələrdə gərginlik yaranmır. Gərginlikli yiv birləşmələrində isə gərginlik quraşdırma zamanı, başqa sözlə, xarici qüvvə tətbiq olunana qədər yaranır.

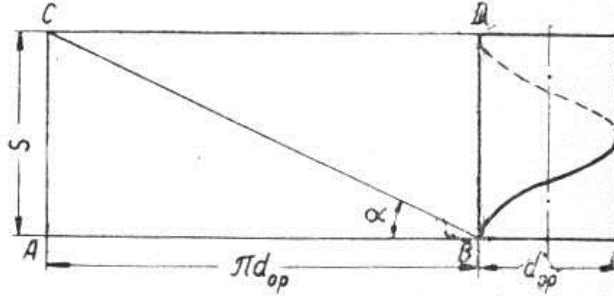
Yiv birləşmələrinin 2-ci növü daha geniş (həm statik, həm də dinamik yüklər təsiri altında) tətbiq olunur. Yiv birləşməsində ən mühüm hissə yivdir.

Yiv və onun elementləri haqqında əsas anlayış.

Katetləri S və πd_{or} olan düzbucaqlı üçbucağı (şəkil 76) d_{or} diametrlı silindrin yan səthinə sarısaq (πd_{or} kateti silindrin oturacağına sarınmaq şərti ilə), bu üçbucağın hipotenuzu silindrin səthi üzərində vint xətti əmələ gətirəcəkdir. Burada a bucağı vint xəttinin qalxma bucağı, $AC=BD=S$ məsafəsi isə vint xəttinin addımı adlanır.

ABC düzbucaqlı üçbucağından:

$$tg\alpha = \frac{S}{\pi d_{or}} \quad yaxud \quad S = \pi d_{or} tg\alpha \quad (1)$$



Şəkil 76.

Vintin oxu boyunca ölçülən iki qonşu vidə (sap) arasındakı məsafəyə **yivin addımı** deyilir. Vint xətti boyunca kəsici aləti hərəkət etdirmiş olsaq, silindrin yan səthində müvafiq formalı çıxıntılar alarıq ki, bunlar da yivi təşkil edir.

Kəsici alətin bir tam dövründə yivin bir vidəsi alınır. Yiv silindrik hissə üzərində açılmışsa, silindrik yiv, yiv konus hissə üzərində açılmışsa konus yiv adlanır.

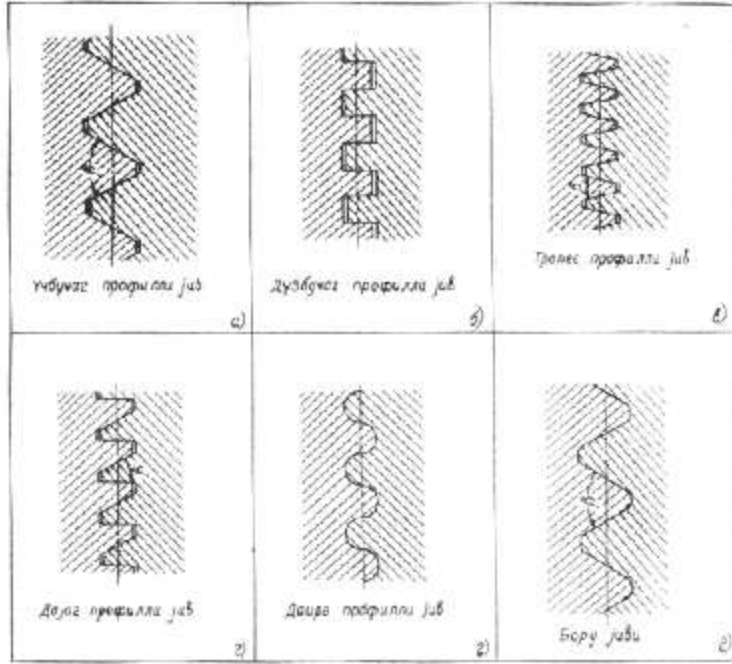
Vint xəttinin sarınmasından asılı olaraq sağ və sol yiv ola bilər ki, bunlardan da texnikada geniş yayılanı sağ yivdir.

Kəsici alətin kəsən ağzının profilindən asılı olaraq alınan yiv də müxtəlif profilli (şəkil 77) olur.

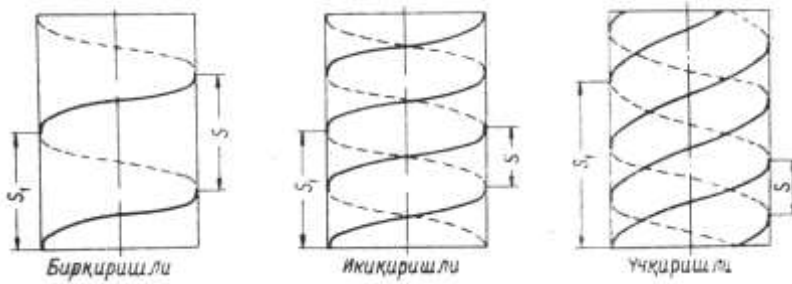
Məsələn, üçbucaq profilli (şəkil 77,a), düzbucaq profilli (şəkil 77,b), trapes profilli (şəkil 77,v), dayaq profilli (şəkil 77, q), dairə profilli (şəkil 77,ğ) və s.

Yivbir, iki, üç və çoxgirişli (şəkil 78) hazırlana bilər. Çoxgirişli yivlər də əlavə olaraq vintin gedişi S_1 anlayışı qəbul edilir ki, bu da yiv addımı S ilə girişlər sayının hasilinə bərabərdir:

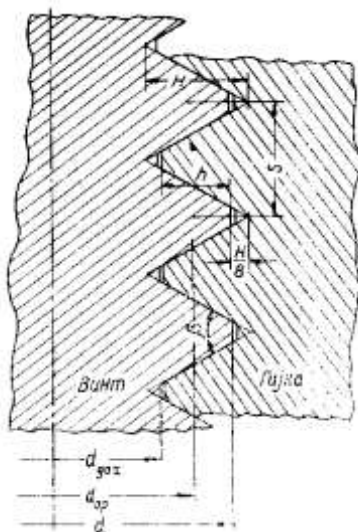
$$S_1 = n \cdot S.$$



Şəkil 77.



Şəkil 78.



Şəkil 79

Gediş–bir tam dövr ərzində qaykanın, vintin oxu istiqamətində (yaxud vintin öz oxu istiqamətində) qət etdiyi məsafədir.

Üçbucaqyivi xarakterizə edən əsas əlamətlər (şəkil 80) bunlardır:

Xarici diametr– d (yivin nominal diametri adlanır);

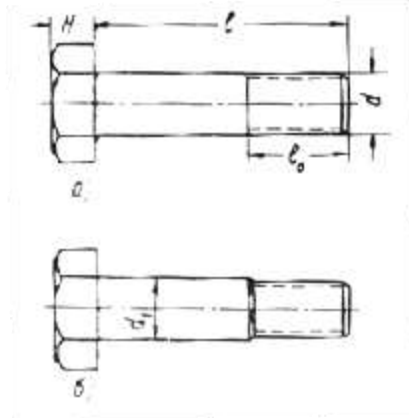
Daxili diametr d_{dax} ; orta diametr– d_{or} ; yivin nəzəri üçbucaq profilinin hündürlüyü H , yiv profilinin işçi hündürlüyü h , profil bucağı β , yivin addımı S və vint xəttinin qalxma bucağı α .

Texnikada işlədilən yivlər standartlaşdırılmış və onların elementlərinin ölçüləri müvafiq dövlət ümumittifaq standartlarında (DÜİST) verilir.

Boltlar.

Bunlar hazırlanma dəqiqliyinə görə 3 qrupa bölünür:

1. **Təmiz boltlar (DÜİST 7805-62 və DÜİST 7808-62)** əsasən təmiz dartılıb çəkilmiş kvadrat, yaxud altıüzlü çubuqdan hazırlanır və uyğun olaraq altıbucaqlı və kvadrat başlıqlı olur. İş şəraitinə görə başlıq artırılmış, normal və azaldılmış hündürlüklü hazırlanır.



Şəkil 80.

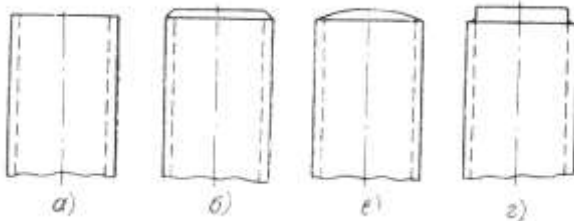
Gövdəsinin formasına görə təmiz boltlar normal gövdəli (şəkil 80,a) və yoğunlaşdırılmış gövdəli (şəkil 80, b) olur.

2. **Yarımtəmiz boltlar (DÜİST 7798-62)** soyuq və ya isti halda ştamplama üsulu ilə hazırlanır, başlığının dayaq səthi və gövdəsinin ucu yonulur. Yarımtəmiz boltlar altıbucaqlı, kvadrat və yarım dairəvi başlıqlı olur.

3. **Kobud boltlar (DÜİST 7789-57)** soyuq və ya isti halda ştamplama üsulu ilə yumru çubuq materialdan hazırlanır, başlığı və gövdəsi yonulmur. Kobud boltlarda yiv, üzdiyirlətmə, yaxud kəsmə üsulu ilə hazırlanır. Kobud boltların müxtəlif növləri vardır ki, bunlar da bir-birindən başlıq hissəsinin forması və ölçüləri ilə fərqlənir.

Boltun gövdəsinin ucu müxtəlif formada hazırlanır:

- a) yastıuclu (şəkil 81,a) - kobud boltlarda;
- b) konsuclu (şəkil 81, b) - yarımtəmiz və təmiz boltlarda;
- v) sferikuclu (şəkil 81, v) - yarımtəmiz və təmiz boltlarda;
- q) silindrikuclu (şəkil 81, q) - təmiz boltlarda tətbiq edilir.



Şəkil 81.

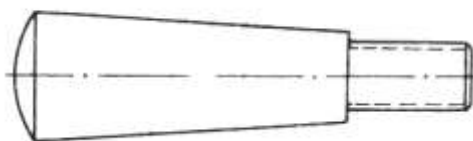
Xüsusi boltlar. Xüsusi boltlara misal başlığı olmayan və DÜİST 4151 üzrə hazırlanan konus gövdəli – konus (prizon) boltları (şəkil 82); DÜİST 3033-55 üzrə hazırlanan deşik başlıqlı

boltları (şəkil 83); DÜİST 4751-52 üzrə hazırlanan rım – boltları (şəkil 84) və özül boltlarını (şəkil 85) göstərmək olar. Rım – boltlara elektrik mühərriklərinin gövdələrində, reduktorlarda və bukimi hissələrdə rast gəlmək olar.

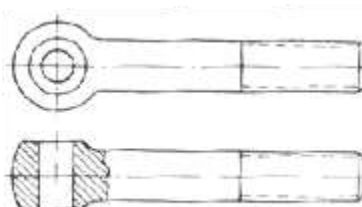
Özül boltlarından maşın və qurğuları özülə bərkitmək üçün istifadə edirlər. Belə boltlar uzun çubuq şəklində hazırlanır və bir ucunda yiv açılır, özülə daxil edilən üçü isə müxtəlif formada (kənarları dişli – şəkil 85,a; ucu kəsilmiş və 2 tərəfə əyilmiş – şəkil 85,b; ucuilgək şəklində əyilmiş – şəkil 85, v; düzbucaq başlıqlı – şəkil 85, q və s.) hazırlanır.

Bolt-qayka birləşməsində bolt yivinin möhkəmliyi qayka yivinin möhkəmliyindən az olduğu üçün hesablamaları bolt yivi üçün aparırlar.

Ümumiyyətlə, yiv əyilməyə, kəsilməyə və əzilməyə hesablanır.



Şəkil 82.



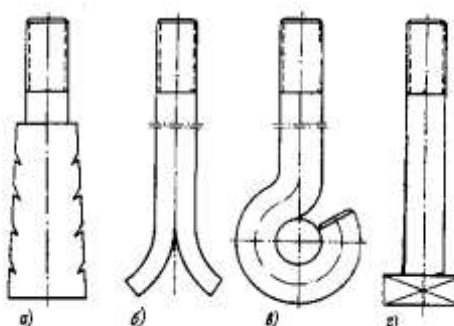
Şəkil 83.



Şəkil 84.



Şəkil 85.



Mexaniki ötürmələr.

Ümumi məlumat. Mexaniki enerjini müəyyən məsafəyə ötürmək üçün istifadə olunan quruluşlara *ötürmələr* deyilir.

Ötürmələr vasitəsi ilə enerjini ayrı-ayrı maşınların işçi orqanları arasında paylamaq, ötürülən burucu momenti, dövrlər sayını azaltmaq və ya artırmaqla dəyişmək, sürətləri tənzimləmək, hərəkətin növünü dəyişmək (məsələn, fırlanma hərəkətini irəliləmə hərəkətinə və əksinə), işə salmaq, dayandırmaq və hərəkət istiqamətini dəyişmək olur.

Texnikada ötürmələr geniş miqyayda yayılmışdır. Belə ki, hər bir minik avtomobilində orta hesabla 30 və hər bir yük avtomobilində 35 ədəd dişli çarx vardır. Əgər bir ildə bir milyon avtomobil istehsal olunursa, deməli 30 milyon dişli çarx hazırlamaq lazım gəlir. Universal tokar dəzgahında 70-80 ədəd, radial-burğu dəzgahında 50-yə qədər, frez dəzgahında 40 ədəd dişli çarx vardır. Hazırda müasir dəzgahların hərəsi 2-3 elektrik mühərriki ilə təchiz olunur və s.

«Maşın hissələri» kursunda əsasən fırlanma hərəkəti olan mexaniki ötürmələr öyrənilir.

Mexaniki ötürmələr iş prinsipinə görə 2 qrupa bölünür:

a) sürtünmə ilə ötürmələr: bilavasitə toxunma ilə (sürtünmə ötürmələri) və elastik əlaqəli (qayış ötürmələri) ötürmələr;

b) ilişmə ilə ötürmələr: bilavasitə toxunma ilə (dişli çarx və sonsuz vint ötürmələri) və elastik əlaqəli (zəncir ötürmələri) ötürmələr.

Ötürmələrin təsnifatı aşağıdakı sxemdə verilmişdir.



Sxem 1.

Verilmış konkret hal üçün ötürmənin düzgün seçilməsinin böyük əhəmiyyəti vardır. Ötürmənin növünü seçərkən ötürülən gücün qiymətini, ötürmə ədədini, iş rejimini, istismar şəraitini,

faydalı iş əmsalını, onun ölçülərini, çəkisini və qiymətini, eləcə də ona qulluq etmənin çətinliyini, etibarlılığı, davamlılığını, səssiz işləməsini, təhlükəsizlik texnikası şərtlərinin ödənilməsini və bukimi amilləri dəqiq nəzərə almaq lazımdır. Enerjini (hərəkəti və burucu momenti) ötürən val və onun üzərində oturdulmuş hissələr (dişli çarxlar, qasnaqlar, diyircəklər və s.) apararı, onu qəbul edən val və hissələr isə aparılan adlanır.

Apararı valın bucaq sürətinin (ω_1) aparılan valın bucaq sürətinə (ω_2) olan nisbətində **ötürmə ədədi** (i) deyilir.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Məlumdur ki,

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} \text{ və } \omega_2 = \frac{\pi n_2}{30}, \text{ onda:}$$

$$i = \frac{\omega_1 \cdot n_1}{\omega_2 \cdot n_2};$$

digər tərəfdən,

$$V_1 = \frac{\pi D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \text{ m/san və } V_2 = \frac{\pi D_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \text{ m/san.}$$

Burada, n_1 və n_2 – apararı I və aparılan II valının dəqiqədə dövrlər sayı;

ω_1 və ω_2 - bucaq sürətləri;

D_1 və D_2 - fırlanan hissələrin (diyircəklərin, qasnaqların) diametrləri;

V_1 və V_2 - çevrəvi sürətlərdir.

Sürüşmənin olmadığını qəbul etsək. $V_1 = V_2$ şərtindən yazı bilərik:

$$\frac{\pi D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi D_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \text{ və ya } D_1 \cdot n_1 = D_2 \cdot n_2$$

Buradan,

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = i$$

Dişli çarx və zəncir ötürməsində apararı və aparılan çarxlar üçün dişin t addımı eyni olduğundan onların diametrlərini aşağıdakı kimi ifadə etmək olar:

$$\pi D_1 = z_1 \cdot t; \quad \pi D_2 = z_2 \cdot t.$$

Buradan,

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1} = i$$

Nəhayət, apararı valdakı burucu momenti M_1 və aparılan valdakı burucu momenti M_2 ilə işarə etsək, o zaman:

$$M_1 = 71620 \frac{N_1}{n_1}; M_2 = 71620 \frac{N_2}{n_2}$$

olduğundan yazı bilərik:

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{N_2 n_1}{N_1 n_2} = \eta \cdot \frac{n_1}{n_2} = \eta \cdot i$$

buradan da (η - ötürmənin faydalı iş əmsalındır)

$$i = \frac{M_2}{\eta \cdot M_1}$$

alırıq.

Beləliklə, ötürmə ədədi:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{M_2}{\eta \cdot M_1}$$

olacaqdır.

Gücü (N_1) aparan valdan aparılan vala ötürən zaman onun bir hissəsi, hissələr arasında sürtünmənin olması və onların deformasiya olunması nəticəsində baş verən zərərli müqavimətləri dəf etməyə sərf edilir. Başqa sözlə, $N_2 < N_1$ olur, N_2 - aparılan valdakı gücdür.

Aparılan valdakı gücün (N_2) aparan valdakı gücə (N_1) olan nisbətinə, faydalı iş əmsali deyilir.

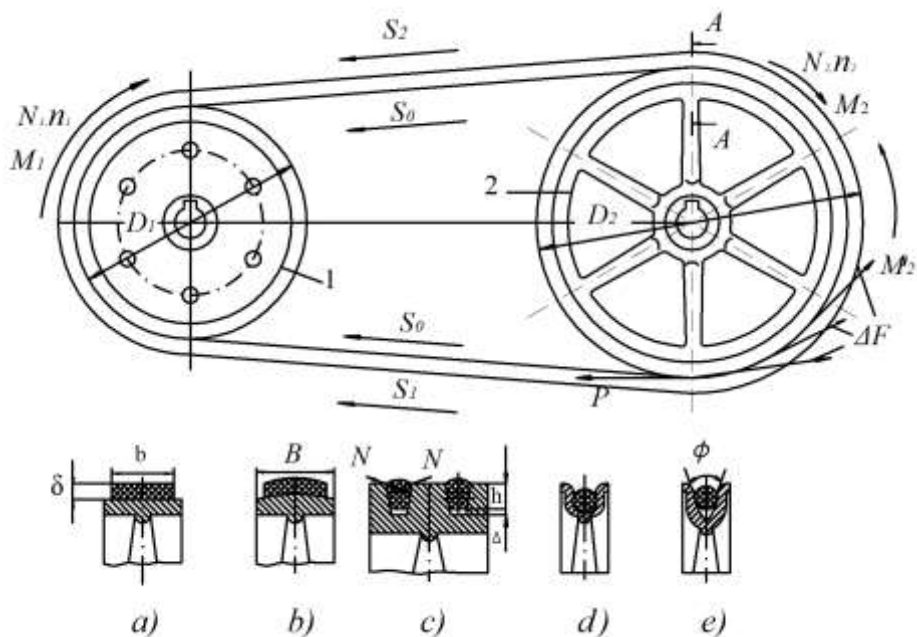
$$\eta = \frac{N_2}{N_1}$$

Dayaqlarda olan itkiləri nəzərə almaq şərti ilə, ayrı-ayrı ötürmələr üçün faydalı iş əmsalının qiymətini aşağıdakı kimi qəbul etmək olar: dişli çarxlarla ötürmədə $\eta = 0,96 \div 0,99$; zəncir ötürməsində $\eta = 0,92 \div 0,98$; qayıq ötürməsində $\eta = 0,90 \div 0,96$; sürtünmə ilə ötürmədə $\eta = 0,85 \div 0,97$.

Qayıq ötürməsi.

Ümumi məlumat. Hərəkəti bir –birindən uzaq məsafədə yerləşmiş vallar arasında ötürmə üçün qayıq ötürməsindən istifadə edilir. Belə ötürmə (Şəkil 91) aparan və aparılan qasnaqlardan, bu qasnaqlar üzərində tarım geydirilmiş elastik lentdən-qayıqdan ibarətdir.

Şəkil 90. Qayıq ötürmələri.



a) yastı; b) pazvari; c) dairəvi və d, e) çoxpazlı qayıqlar

Qayıq ötürməsində hərəkət, aparan valdan aparılan vala qayıqla qasnaqlar arasında yaranan sürtünmə qüvvələri hesabına ötürülür.

Qayıq ötürməsinin aşağıdakı **müsbət cəhətləri** vardır:

- 1) ötürmənin konstruksiyası sadə olub, ucuz başa gəlir;
- 2) ötürmə səlis və səssiz işləyir, təkanları yumşaldır;
- 3) qayıq qoruyucu rolu oynayaraq (sürüşürək) hissələri çox böyük yükləmələrdən qoruyur;
- 4) hərəkəti uzaq məsafəyə (12÷15m-ədək) ötürmək mümkündür;
- 5) qulluq edilməsi sadədir, yeyilmiş hissələr asan dəyişdirilir;
- 6) hərəkəti müxtəlif vəziyyətdə yerləşmiş vallar arasında ötürmək mümkündür.

Qayış ötürməsinin aşağıda göstərilən *mənfi* xüsusiyyətləri vardır:

- 1) ötürmə ədədi sabit deyildir;
 - 2)ilişmə ilə ötürməyə nisbətən qabarit ölçüləri böyükdür;
 - 3)val və onların dayaqlarına böyük qüvvələr düşür;
 - 4) iş zamanı qayış uzanır və onun tarımlığı (gərilməsi) azalır, qayışın qırılma təhlükəsi vardır;
 - 5) itigedişli ötürmələrdə qayışın ilişmə müddəti qısa olur.
- Ötürmədə işlədilən qayışlar en kəsiyinin formasına görə düzbucaq en kəsikli – yastı qayışlar, trapesşəkilli en kəsikli –pazvarı qayışlar və dairəvi en kəsikli qayışlar olur.

Yastı və pazvarı qayışlardan maşınqayırmada geniş istifadə edilir.

Qayışların növləri.Ötürücü qayışlardan kifayət qədər möhkəmlik və yeyilməyə qarşı davamlılıq,sürtünmə əmsalının böyük və elastiklik modulunun kiçik olması tələb edilir.

Ümumiyyətlə, yastı qayışla ötürmədə gön, rezinləşdirilmiş, pambıq kətan, yun və xüsusi materiallardan hazırlanmış qayışlardan istifadə olunur.

Qayışların uclarının birləşdirilməsi. Yastı qayışlar uzun lentlər şəklində buraxılır.Onları ötürmədə işlətmək üçün ucların birləşdirmək lazımdır.

Qayışın uclarının birləşdirilmə üsulunun düzgün seçilməsi ötürmənin etibarlılığına və iqtisadi əlverişliliyinə xeyli təsir edir. Qayışın işləmə müddəti və ötürmənin buraxılabilən sürəti birləşmənin üsulundan çox asılıdır.

Qayış uclarının birləşdirilməsi aşağıdakı tələbləri ödəməlidir:

- 1) qayışın uclarının birləşdirilmə yerlərindəki möhkəmliyi və sərtliyi bütöv kəsikdəki qədər olmalıdır;
- 2) birləşməni tez yaratmaq və bərpa etmək mümkün olmalıdır;
- 3) birləşmə çəkiyə yüngül olmalıdır.

Yastı qayışın ucları yapışdırma, tikmə üsulu ilə və metal birləşdiricilər vasitəsi ilə birləşdirilir.Yapışdırma üsulu ən təknil birləşdirmə növü hesab edilir. Burada birləşdirmə yeri bütöv sahələrdən az fərqlənir.

Qayış ötürməsinin sxemləri.Yastı qayışlar vasitəsi ilə hərəkəti fəzada müxtəlif vəziyyətdə yerləşmiş vallar arasında ötürmək mümkündür.Valların bir-birinə nisbətən yerləşməsinə və qasnaqların fırlanma istiqamətinə görə qayış ötürmələrini aşağıdakı qruplara bölmək olar:

- 1) açıq (adi) ötürmə ; 2) çarpaz ötürmə; 3) yarımçarpaz ötürmə ;4) bucaq altında ötürmə.

Göstərilən sxemlər üzrə qayış ötürmələrini layihələndirərkən əsas həndəsi asılılıqları, başqa sözlə: kiçik qasnaqdakı əhatə bucağını - α ; qayışın qolları arasındakı bucağı $-\gamma$; qayışın uzunluğunu – L və qasnaqların mərkəzləri arasındakı məsafəni – A təyin etmək lazımdır.

Ötürmə ədədi.Ötürülən yükə qədər sürüşmə qövsü böyüyür və o əhatə qövsünə də bərabər ola bilər.Lakin sürüşmə qövsü əhatə qövsünə bərabər olduqda qayışın qasnaq üzərində tam sürüşməsi (qasnaq yerində fırlanır- bukslama) baş verir . Əhatə qövsündə baş verən nisbi sürüşmə;

$$\varepsilon = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{\vartheta_1} \quad (1)$$

burada, ϑ_1 və ϑ_2 – uyğun olaraq aparılan və aparılan qasnaqlardakı çevrəvi sürətlərdir.

Hərəkəti ötürərkən sürüşmənin labüq olması şərtindən, qasnaqların çevrəvi sürətləri arasında aşağıdakı asılılıq vardır :

$$\vartheta_2 = (1 - \varepsilon) \cdot \vartheta_1 \quad (2)$$

Məlumdur ki,

$$\vartheta_1 = \frac{\pi D_1 \cdot n_1}{60} \quad \text{və} \quad \vartheta_2 = \frac{\pi D_2 \cdot n_2}{60} \quad (3)$$

Bu qiymətləri (3) düsturunda yazmaq:

$$D_2 \cdot n_2 = (1 - \varepsilon) \cdot D_1 \cdot n_1$$

buradan isə ötürmə ədədi təyin edilir :

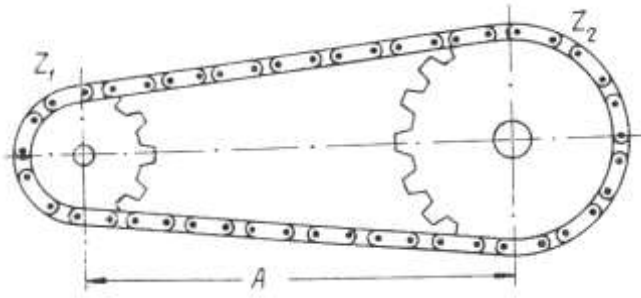
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{(1 - \varepsilon) \cdot D_1} \quad (4)$$

Nisbi sürüşmənin qiyməti, qayışın tipinə görə normal yük üçün $\varepsilon = 1 \div 2 \%$ götürülür.

Zəncir ötürmələri.

Ümumi məlumat. Hərəkəti, paralel vallar arasında elastik əlaqəli ilişmə vasitəsi ilə ötürmək üçün zəncir ötürməsindən istifadə edilir.

Ötürmə vallar üzərində oturdulmuş ulduzcuqlardan və onları əhatə edən zəngirdən ibarətdir. Zəncir ötürmələrindən kənd təsərrüfatı və nəqliyyat maşınlarında (elevatör, transportyor, motosiklet, velosiped və s.) əsasən kiçik və orta gücləri 15m/san – yə qədər sürətlərdə ötürmək üçün geniş istifadə olunur.



Şəkil 92.

Zəncir ötürmələrinin aşağıdakı **müsbət cəhətləri** vardır:

- hərəkəti uzaq məsafəyə ötürə bilir ;
- f.i.ə. böyük olur ($\eta = 0,98 - \text{əqədər}$) ;
- ötürmədədi sabit olur ;
- qayış ötürməsinə nisbətən vallara və onların dayaqlarına təsir edən qüvvələr az olur ;
- ötürmədədi böyük götürülə bilər (adətən $i \leq 8$, ayrı-ayrı hallarda isə $i \leq 15$);
- itigedişli ötürmələrdə zəncirin sürəti 25-30m/san artırıla bilər.

Zəncir ötürmələrinin əsas **mənfi cəhətləri** aşağıdakılardır:

- zəncir oynaqlarının yeyilməsi onun uzanmasına və ötürmənin qeyri-müntəzəm işləməsinə səbəb olur;
- belə ötürmə pazvarı qayış ötürmələrinə nisbətən dəqiq qurulmaqla böyük qulluq tələb edir;
- zəncirlərin hazırlanması baha başa gəlir;
- ötürmə səslə işləyir.

Maşınqayırmada işlədilən və ayrı-ayrı bəndlərin oynaq birləşməsindən ibarət olan zəncirlər təyinatına görə 3 qrupa bölünür:

- ötürücü zəncirlər – hərəkəti ötürmək üçün işlədilir.
- yük zəncirləri – yükqaldıran maşınlarda yükü asmaqla və qaldırmaq üçün ($v \leq 0.25$ m/san-yə qədər) işlədilir;
- dartı zəncirləri- elevator, konveyer və bu kimi maşınlarda yükü nəql etmək üçün işlədilir.

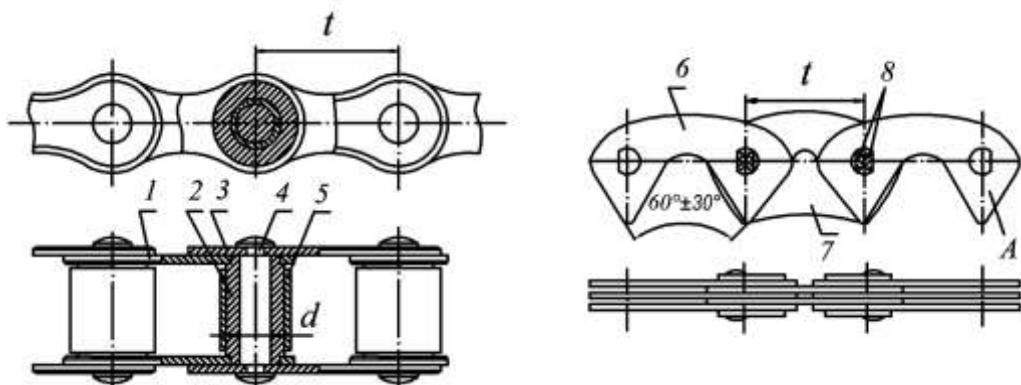
Yük və dartı zəncirləri yükqaldıran və nəqliyyat maşınları kursunda öyrənildiyindən burada yalnız ötürücü zəncirləri nəzərdən keçirəcəyik.

Ümumi təyinatlı ötürmələr üçün, eləcə də kənd təsərrüfatı və neft sənayesi maşınları, velosiped və motosikletlər üçün ötürücü zəncirlər standartlaşdırılmışdır. Standarta əsasən zəncirin addımı, eni, qırıcı qüvvəsi və digər ölçüləri verilir.

Ötürücü zəncirlərin növləri

Ötürücü zəncirləri konstruksiyalarına görə iki növə ayırmaq olar :

- lövhəli oymaqlı- diyircəkli zəncirlər ;
- lövhəli dişli zəncirlər.



a)

b)

*Şəkil 93. Zəncir ötürmələri
a) diyircəkli zəncirlər; b) dişli zəncirlər*

Oymaqlı– diyircəkli zəncir ardıcıl düzülüş xarici və daxili bəndlərin oynaq birləşməsindən ibarətdir. Daxili bəndlər oynaqlara (2) preslənmiş nazik lövhələrdən (1), xarici bəndlər isə yastıqlara (4) preslənmiş nazik lövhələrdən ibarətdir. Zəncirin bəndlərinin nisbi dönməsi oymaqlarda yastıqların sürüşməsi hesabına baş verir. Oymaqlarla (4) diyircəklər (5) hərəkətli oturtmanın hesabına birləşdirilir. Bu da ulduzcuqların dişləri ilə zəncirin dişləri arasında diyirlənmə sürtünməsi yaradır. Sürtünmənin hesabına ulduzcuqların dişləri ilə zəncirin dişləri arasında yeyilmə azalır (şəkil 94, a).

Oymaqlı- diyircəkli zəncirin başqa bir konstruktiv növü , zəncirin çəkisini azaltmaq və onu ucuzlaşdırmaq məqsədi ilə diyircəksiz hazırlanır. Bu növ zəncir , oymaqlı zəncir adlanır. Burada, ilişmə zamanı zəncirlə dişlər arasında sürüşmə sürtünməsi baş verdiyindən ulduzcuqların dişləri daha tez yeyilir.

Zərbəli və təkanlı yüklər təsir edən şəraitdə işləmək üçün əyilmiş lövhəli oymaqlı- diyircəkli zəncirlərdən istifadə etmək məsləhət olunur. Burada lövhələr əyilməyə işlədiyindən onların deformasiyaya uğrama qabiliyyəti artır, bu isə zərbə və təkanları yumşaldır. Böyük yükləri ötürmək üçün birsıralı zəncirin elementlərindən təşkil edilən coxsıralı oymaqlı- diyircəkli zəncirlərdən istifadə edirlər. Belə zəncirlərin qırıcı qüvvəsi sıraların sayına mütənasibdir. Ümumiyyətlə, 2 vüçsıralı zəncirlər daha çox tətbiq olunur.

Oymaqlı–diyircəkli və oymaqlıötürücü zəncirlər müvafiq DÜİST-lər üzrə standartlaşdırılmışdır. Dişli zəncir (şəkil 94, b) ulduzların dişləri ilə ilişməyə girmək üçün uclarında dişləri olan lövhələrdən təşkil olunmuş bəndlərin müəyyən ardıcılıq üzrə oynaq birləşməsindən ibarətdir.

Oynağın konstruksiyasına görə dişli zəncirləri aşağıdakı növlərə bölürlər: a) sadə dişli zəncir; b) içlikli dişli zəncir; v) diyirlənmə sürtünməsi oynağı olan dişli zəncir.

Sadə dişli zəncirlərdə oynaq , lövhələrin dairəvi deşiklərindən keçirilən valcıq vasitəsi ilə yaradılır. Zəncirin ulduzcuqlardan düşməməsi üçün onu yan (kiçik sürətlərdə) və ya daxili (böyük sürətlərdə) yönəldici lövhələr ilə təchiz edirlər. Sadə dişli zəncirlərdə lövhələr ilə valcıq arasında sürüşmə sürtünməsi olduğundan, böyük yeyilmə baş verir və onları yalnız kiçik gücləri ötürmək üçün tətbiq edirlər.

Böyük gücləri ötürmək üçün geniş tətbiq edilən içlikli dişli zəncirlərdə oynaq-seqmentşəkilli içliklər və valcıq vasitəsi ilə təşkil edilir.

Oymaqlı-diyircəkli zəncirlərdən fərqli olaraq, dişli zəncirlər nisbətən səlis və səssiz işləməklə, təkanlı yükləri yaxşı qəbul edir və hərəkəti böyüksürətlərlə ötürməyə imkan verir. Kənd təsərrüfatı maşınlarında, qarmaqlı və oymaqlı zəncirlərdən də geniş istifadə edilir. Bu zəncirləri $v \leq 3$ m/san –yə qədər sürətlərdə işlədirlər.

Oymaqlı və oymaqlı–diyircəkli zəncirlərin hissələri əsasən poladdan hazırlanır və HRC=55÷60 bərkliyə qədər termik emal olunur.

Oxlar və vallar

Fırlanan maşın hissələrini öz üzərlərində saxlayan hissələrə ox və val deyilir.

Konstruktiv cəhətdən ox ilə val arasında heç bir fərq olmasa da, iş şəraitinə görə onlar bir-birindən xeyli fərqlənir.

Ox, fırlanan maşın hissələrini öz üzərində saxlamaqla yalnız əyilmə deformasiyasına məruz qalır. Oxlar, üzərində saxladıkları hissələrə nisbətən tərpanməz (misal üçün velosiped təkərinin oxu, yükqaldırıcı mexanizdə asqı blokunun oxu və s.) və ya onlarla birlikdə fırlanan (üzərində çarxları tərpanməz bərkidilən vaqon oxları) olur. Ox, burucu momenti ötürür.

Val fırlanan maşın hissələrini öz üzərində saxlamaqla bərabər, burucu momenti ötürür və oxdan fərqli olaraq, eyni zamanda həm əyilmə, həm də burulmaya işləyir.

Ox və vallar en kəsiyinin formasına görə bütöv, yaxud çəkicə yüngül olması məqsədi ilə içiboş (aviasiya və dərğah qayırmada işlənilir) hazırlanır.

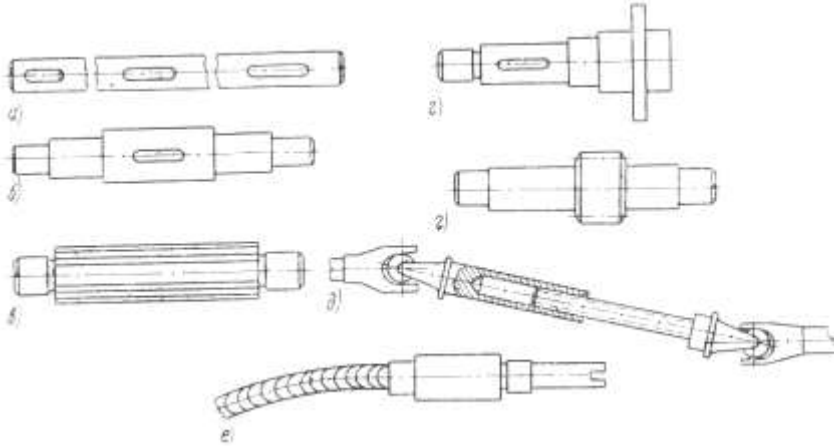
Təyinatla görə valları aşağıdakı növlərinə ayırmaq olar:

a) ümumi təyinatlı- ötürmə valları; belə vallar üzərlərində fırlanan maşın hissələrini (qasnaqları, dişli çarxları, ulduzcuqları, muftaları) saxlamaqla, eyni zamanda həm aparılan, həm də aparıcı olur (məsələn, dəzgahların və avtomobillərin sürət qutularının valları);

b) xüsusi təyinatlı- əsas vallar; bunlar eyni zamanda irəliləmə-geriləmə hərəkətini fırlanma hərəkətinə və əksinə çevirmək üçündür. Belə vallara dirsəkli, çarxqolulu, yumruqculu və eksentrik valları misal göstərmək olar.

Həndəsi oxunun formasına görə vallar düz və dirsəkli olur; xüsusi qrup təşkil edən elastik məftil vallarda isə həndəsi ox əyrixətli və dəyişilən formada olur.

Ümumi təyinatlı vallar konstruksiyasına görə aşağıdakı kimi olur:



Şəkil 94.

Hamar, sabit en kəsikli val (a); dəyişən en kəsikli pilləli val (b); şlikli val (v); flanslı val (q); üzərində dişli çarx və ya sonsuz vint kəsilmiş val (ğ); kardan valları (d); elastik məftil vallar (e).

Ox və vallar müxtəlif markalı poladlardan hazırlanır. Bu materiallar yüksək möhkəmlikli, gərginliklərin cəmləşməsinə az həsas olmalı; mexaniki, termik və termokimyəvi emal ediləmə qabiliyyətinə malik olmalıdır.

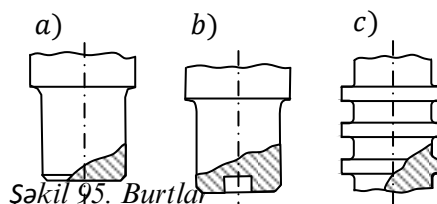
Ox və valların hazırlanması üçün C_T25 , C_T30 , C_T40 və C_T45 (DÜİST 1050-60 üzrə) və C_T3 , C_T4 , C_T5 markalı (DÜİST 380-60 üzrə) poladlardan istifadə edilir.

Yüksək yüklənmə şəraitində işləyən ox və valları isə legirlənmiş 40X, 40XH, 12XH3A, 18XGT və s. markalı poladlardan hazırlayır və onları termik, ya da termokimyəvi emal edirlər.

Oxlar iki qrupa, tərpnəmz və fırlanan oxlara bölünür. Asqı qurğusundakı blokun oxu tərpnəmz, vaqonun oxu isə tərpnənən oxdur.

Ox və valların yastıq oturan hissəsinə *sapfa* deyilir. Sapfalar şiplərə, boyuncuqlara və dabancıqlara bölünür. Ox və valların uclarındakı sapfaya *şip*, orta hissələrindəki sapfaya *boyuncuq*, valların üzərindəki dişli çarxların, yastıqların və s. hissələrin oxboyu yerdəyişməsinə məhdudlaşdırıcı çıxıntılara isə *burt* deyilir. Pilləli vallarda valın bir diametrindən digərinə keçdikdə, keçiddə yaranan gərginliyin konsentrasiyasını azaltmaqdan ötrü, keçid hissələri *həttə* dəyirmi formaya salınır.

Oxlarda və vallarda oxboyu istiqamətdə yaranan qüvvələri qəbul edən uc hissələrə *burt* deyilir (şəkil 95). Burtlar formasına görə bütöv (a), halqavari (b) və daraqşəkili (c) olurlar. Daraqşəkili burtlardan çox az istifadə olunur.



Şəkil 95. Burtlar

Oxların və valların işləmə qabiliyyətini xarakterizə edən əsas kriteriyalar möhkəmlik və sərtlikdir. Val və oxların detallar oturdulan səthləri silindrik, təsadüfi hallarda isə konusşəkili hazırlanır.

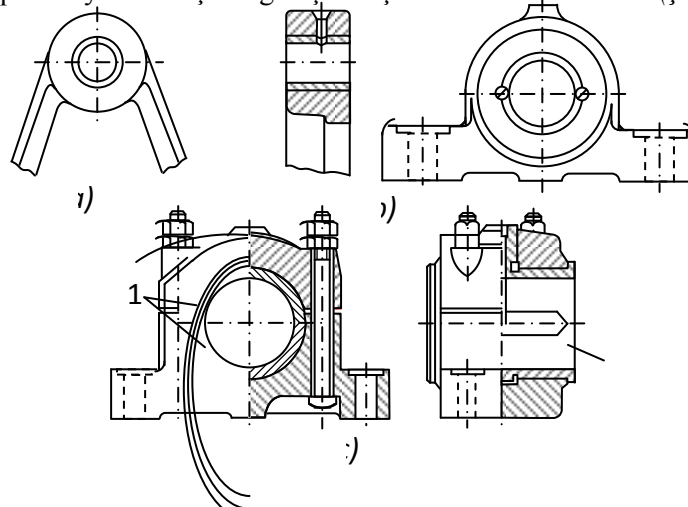
Valların və oxların möhkəmliyi, onların konstruksiyalarında yaranan gərginliyin qiymətindən və dəyişmə xarakterindən asılı olaraq müəyyən olunur. Dəyişən qüvvələrin təsirindən oxlarda və vallarda dəyişən gərginliklər yaranır. Fırlanan oxlarda və vallarda da sabit qüvvələrin təsirindən dəyişən gərginliklər yaranır.

Yastıqlar

Vallar və fırlanan oxların oturduqları tərpnəmz dayaqlara yastıq (yataq) deyilir. Yastıqlar, ox və ya val tərəfindən ötürülən qüvvələri qəbul edərək, onları maşının gövdəsinə ötürür.

İşləmə şəraitindən asılı olaraq yastıqlar iki növə ayrılır: diyircəkli və sürüşkən yastıqlar. Diyircəkli və sürüşkən yastıqlar radial istiqamətdə təsir edən qüvvələri qəbul edən radial, oxboyu qüvvələri qəbul edən dayaq, oxboyu və radial istiqamətdə təsir edən qüvvələri qəbul edən kombinəolunmuş radial-dayaq yastıqlarına ayrılır. Dayaq-sürüşkən yastıqlara dabanaltı yastıqlar da deyilir.

Sürüşkən yastıqlar. Səpfasının formasına görə sürüşkən yastıqlar silindrik, konusvari dayaq və s., konstruksiyalarına görə söküləbilən və söküləbilməyən yastıqlara ayrılır. Söküləbilməyən yastıqlardan cihazlarda və valları qismən yüklənmiş astagedişli maşınlarda istifadə olunur (şəkil 96, a, b).



Şəkil 96. Sürüşkən yastıqlar
a, b) söküləbilməyən; və c) söküləbilən yastıqlar

Söküləbilən yastıqlar, iki halqavari (1) söküləbilən oynaqdan ibarətdir. Söküləbilən oynaqlar valların yığılmasını, araboşluğunun tənzimlənməsini və yastıqların təmirini asandlaşdırır (şəkil 96, c). Kombinəolunmuş yastıqlar xüsusi dabanaltının köməyi ilə ox istiqamətində böyük qüvvələri qəbul edir.

Cihazlarda adətən söküləbilməyən yastıqlardan istifadə olunur. Bu yastıqlarda oymaqlar gövdəyə preslənir. Oxların və onlara bərkidilmiş detalların dəqiq oturdurulmasından ötrü radial və tənzimlənən kombinəolunmuş yastıqlardan istifadə olunur. Yastıqların ömrünü uzatmaqdan ötrü daş oymaqlı yastıqlardan istifadə olunur.

Sürtünmə momentini azaltmaqdan və çəp dəşiklərdən oxların yarada biləcəyi pərçimləməni aradan qaldırmaqdan ötrü yastıqlar torşəkili formada hazırlanır.

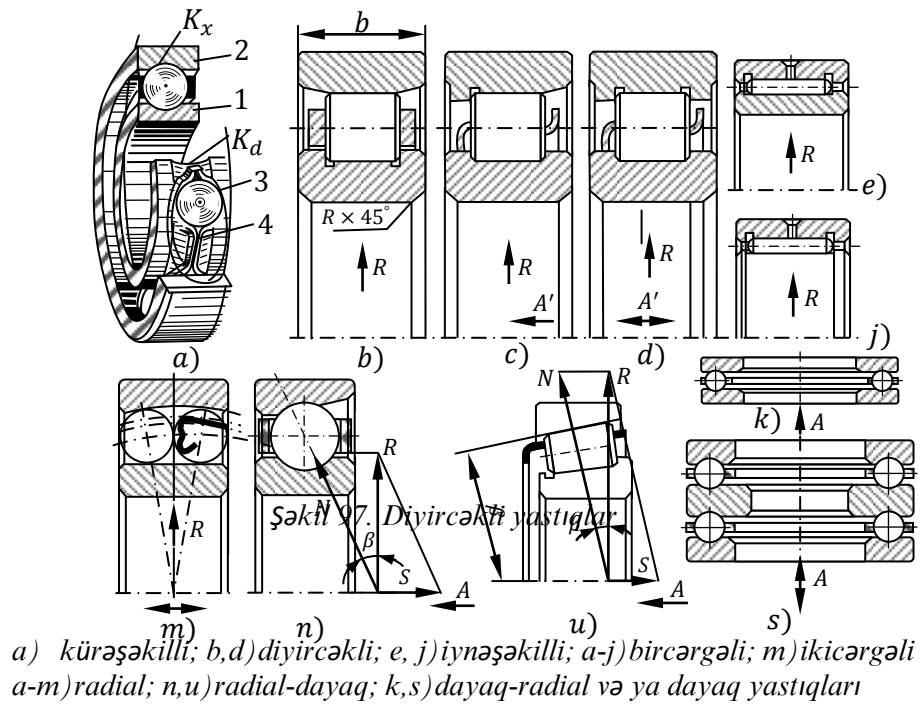
Sürüşkən yastıqlara qoyulan əsas tələblər onların işçi səthlərinin (oymaq, deşik və ya içlik) kiçik sürtünmə əmsalına, yeyilməyə qarşı böyük müqavimətə, yorulmadan ovulub –dağılmaya, istənilən qədər möhkəmliyə, yaxşı işləmə qabiliyyətinə malik olması, temperatura davamlı, korroziyaya uğramayan və münasib qiymətlərə əldə olunmasıdır. Yastığın materialı dayağın işləmə qabiliyyətini təmin etmək məqsədi ilə seçilir. Aşağıda sürətlərdə ($v < 5$ m/san) qara və antifriksion; cüzi sürüşmə sürtünmələrində ($v \leq 2$ m/san), xüsusi təzyiqin ($p \leq 12$ MPa) və yükün təsirindən yaranan zərbələri qənaətbəxş qəbul edən mis-sink qarışıqlı latundan və dəmirmarqanslı-alüminimdən $v \leq 10$ m/san və $p \leq 15$ MPa qiymətlərində qurğuşun və alüminum –bürüncdən; çətin şəraitdə işləyən sürüşkən yastıqlar üçün ($p \leq 20$ MPa; $v \leq 60$ m/san; $p \cdot v < 100$ MPa·m/san) müxtəlif markalı materiallardan ibarət olan babbidən hazırlanır.

Möhkəmliyi az, qiyməti isə baha olan babbiti yaxşı emal etmək mümkün olduğundan səpfa da yeyilmə az olur və ondan çuqun və bürünc içliklərin tökülməsində istifadə olunur.

Bimetal polad içliklərə antifriksion (bürünc,gümüş) materialdan nazik təbəqə çəkərək dəyişən və zərbədən yaranan yüklərə qarşı istifadə olunur. Qeyri-metal (tekstalit, liqnofol, rezin, kapron,neylon) materiallardan hazırlanmış sürüşkən yastıqlardan içliyi və oymaqlar metal və korroziyaya davamlı materiallara nisbətən ucuz olduğundan, onlar yağlanmadan və ya su ilə yağlanma yolu ilə işləyir, yüksək yükötürmə qabiliyyətinə, zərbəyə və yeyilmə qarşı davamlı olur.

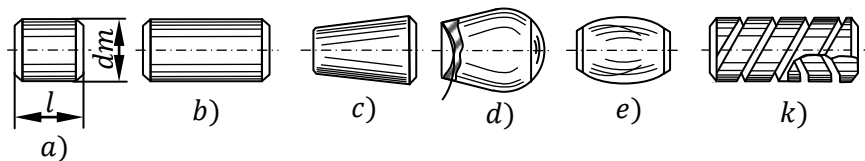
Metalkeramikadan hazırlanan içliklər yağı özündə yaxşı saxlama qabiliyyətinə malik olduğundan yağı dəyişdirilmədən uzun müddət işləyə bilər.

Diyircəkli yastıqlar. Bu yastıqlar daxili(1) və xarici(2) halqalardan ibarət olub, halqalar sapfa və gövdə ilə birləşdirilir. Halqalar arasında yellənən cisim (3) yerləşdirilir. Halqa nisbi hərəkətdə olduqda yellənmə cismi, daxili (K_d) və xarici (K_x) keçidlər üzrə diyirlənir. Nəticədə yastığın hərəkətdə olan səthləri arasında diyirlənmə sürtünməsi yaranır. Yastıqlar işləyən zaman seperatorlar (4) yellənən cismi həm bərabər məsafələrdə saxlayır, həm də istiqamətləndirir (şəkil 97,a).



İynəşəkilli və bəzi xüsusi yastıq növlərində seperator olmur. Yastığın əndazəölçülərini kiçiltməkdən ötrü, yastıq daxili və ya xarici halqalardan istifadə etməklə hazırlanır (şəkil 97,c). Bəzi yastıq növləri yağsaxlayıcı saybalarla, kipləyici qurğularla və digər xüsusi detallarla təmin edilir.

Əsas göstəricilərinə görə standart diyircəkli yastıqlar yellənmə cisminin formasına görə: küresəkilli (şəkil 97, a), diyircəkli (şəkil 97, b, d), iynəşəkilli (şəkil 97, e, j), silindrik qısa diyircəkli (şəkil 98, a), silindrik uzun diyircəkli (şəkil 98, b), düzxətli konusvari (şəkil 98, c), sferik (şəkil 98, d), çəlləkvari (şəkil 98, e) və vintvari (şəkil 98, k); yellənən cismin cərgələrinin sayına görə: bircərgəli (şəkil 97, a, j), ikicərgəli (şəkil 97, m), dördcərgəli; qəbul etdiyi yükə görə: radial, dayaq-radial, radial-dayaq və dayaq; əsas konstruktiv göstəricilərinə görə: sferik və özütürdülməyən yastıqlara ayrılır (şəkil 97, m).



Şəkil 98. Yastığın diyircəklərinin növləri.

a) silindrik qısa; b) silindrik uzun; c) düz konusvari; d) sferik; e) çəlləkvari; k) vintvari

Sferik yastıqları digər yastıqlardan fərqləndirən cəhət, yastığın daxili halqasının və ya diyirlənən xarici halqasının birinin digərinə nisbətən yastığın oxu istiqamətdə çevrilə bilməsidir.

Yükgötürmə qabiliyyətinə görə yastıqlar həddindən artıq yüngül, xüsusi yüngül, yüngül, orta və ağır çəkili olurlar.

Eninə görə yastıqlar qısa, normal, yüngül və orta enli olurlar.