

За разгледаните конструктивни схеми на СММ в [11] са направени някои общи изводи:

1. За съединители, предаващи въртящи моменти до 2,0 Nm следва да се използват активни променливо – полюсни съединители с постоянен магнит тип “звезда”.

2. За промишлени системи най-подходящи са реактивни, електромагнитни, цилиндрични, еднополюсни съединители с неподвижна възбудителна намотка или съединители с бариерен ферит.

3. За силови магнитни редуктори се препоръчва схемата на планетен редуктор тип 2К-Н.

4. Механизмите за постъпателно движение да се избират предимно от типа цилиндрични.

5. Отношението на максималния въртящ момент или сила и номиналната им стойност не трябва да е по-ниско от 1,65.

6. Всички СММ трябва да издържат в продължение на 2 минути аварийно повишение на скоростта на входа с 20 %.

7. Температурата на лагерите не трябва да превишава 80°C за плъзгащи лагери и 100°C за търкалящи лагери при температура на околната среда не повече от 40°C.

8. Във връзка с граничните температури на изолационните материали, употребявани в СММ, се налагат топлинни пресмятания.

9. Поради малките хлабини, с които се работи при СММ, отделните елементи трябва да се оразмеряват така, че еластичните деформации да са незначителни.

10. Поставянето на екран в механизмите води до загуби, които се отразяват на големината на предаваните сили и моменти, което трябва да се отчете при пресмятане на същите.

Глава XII ВИБРОЗАЩИТА НА УРЕДИТЕ

Както е известно, трептенията (вибрациите) са движения, които притежават свойството **периодичност** (многократна повтаряемост) във времето. Те са едни от най-разпространените движения и имат важно значение за много области на техниката – механиката, електрониката, електротехниката, акустиката и др.

Движението на звената в различните видове двигатели и работни машини, в транспортните средства, в механизмите на една част от уредите и др. почти винаги е съпроводено с **механични трептения**. Причините за това могат да бъдат различни: движения на маси с променливи ускорения, неуравновесени маси на подвижни звена, натоварвания с променливи сили и др. Нарастването на интензивността на механичните трептения над определени граници може да доведе до нежелателни отрицателни последствия – деформации и разрушаване на звена и връзки, погрешна изходна информация в уредите, влошаване на показателите на съответния технологичен или контролно-измервателен процес, ускорено износване и пр. Изучаването на механичните трептения и на причините които ги пораждат, е свързано с мерките за намаляване или отстраняване на тяхното вредно действие, т.е. със съответната виброзащита, обхваща съвкупността от методи и средства за снижаване на вредните вибрации. В техниката трептенията биват и полезни, когато те са основа за реализация на производствени и други процеси – при вибраторните машини, ситата, мелниците, радиотехническите трептящи кръгове и др.

В тази глава ще бъдат разгледани само някои основни положения от виброзащитата, при това на механични системи (динамични модели) с една степен на свобода, които отговарят на голяма част от различните видове уреди и някои машини.

За да се появят трептения в една механична система трябва да са налице **маса** и **еластична сила**. Такива системи се наричат **трептящи**. Всички реални тела притежават по-малка или по-голяма еластичност, която при определени условия може и да се пренебрегне. В тези случаи, за да бъде системата трептяща, в нея трябва да има определен еластичен елемент – пружина, ресор и др. Ако такава система се изведе от равновесното си положение, което означава, че еластичният елемент е деформиран, еластичната сила на този елемент ще се стреми да я върне отново в това положение. Силите или моментите, които връщат систе-

мата в изходното ѝ равновесно положение, се наричат **възстановяващи**. Най-често това са еластични сили на пружини или на други еласто-звена, но те могат да имат и друг произход, например при отклонено махало силата, която се стреми да го върне към равновесното му вертикално положение, е силовата компонента на теглото; при електрически трептящ кръг (индуктивност и кондензатор), „възстановяващата сила“ е енергията в кондензатора и т.н.

12.1. УСПОКОИТЕЛИ

Подвижните системи на голяма част от уредите представляват еластични масови системи, т.е. подвижни системи с еластичен елемент – спирални пружини, винтови пружини и др. Ако се наруши равновесието на такава система, в нея възникват трептения. В част от измервателните уреди например това се получава при рязка промяна на измерваната величина. Трептенията могат да се получат и от външни силови фактори.

Както е известно, всяка трептяща масова система, която има устойчиво равновесно състояние, може да извърши **свободни и принудени** трептения. Свободни са тези трептения, които тя извършва без намесата на външни въздействия след като е изведена от равновесното си състояние, а принудени са трептенията, възникващи от действието на външна периодично променяща се сила.

Успокоителите, наречени още **демпфери**, представляват допълнително свързани с подвижната (трептящата) система устройства, чрез които се създават съпротивителни сили (или моменти) с цел да се повлияе на характера на движението на подвижната система. По-конкретно успокоителите погасяват собствените (свободните) трептения чрез намаляване на тяхната продължителност. С успокоителите трептящата система бързо се установява в равновесно положение, например в част от електроизмервателните уреди, акселерометрите, везните и др. и така се постига по-бързо и точно отчитане на измерваната величина. Ако тази величина се регистрира (в записващите уреди), чрез успокоителите се отстраняват трептенията на записващия елемент, които могат да доведат до погрешен запис.

В някои случаи успокоителите се използват за подобряване на честотните характеристики на уредите, предназначени за измерване и регистриране на бързопроменящи се величини.

На фиг. 12.1а е показана примерна схема на измервателен уред с въртяща се система и стрелка, а на 12.1б – схемата на динамичния

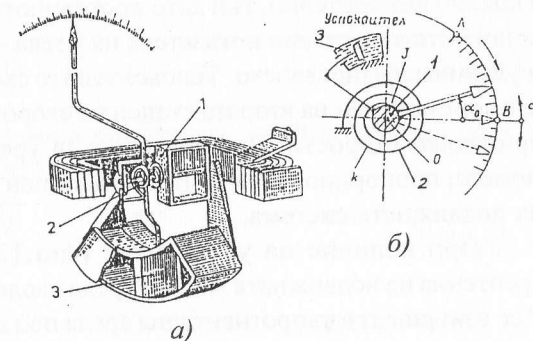
модел.

Подвижната част на уреда, която извършва въртливо движение около оста O , има масов инерционен момент J спрямо оста на въртене. Тази част е свързана със стойката (неподвижното тяло) на уреда посредством плоскоспирална пружина 2 с линейна характеристика и еластична константа k . Пружината създава еластичния (възстановяващия) момент и при анулиране на входящия в уреда сигнал връща подвижната система в нулево положение.

При промяна на измерваната величина в уреда се създава съответен двигателен момент, който завърта подвижната част и стрелката започва да се движи към новото равновесно положение. На двигателния момент се противопоставя моментът на пружината. Разликата между двата момента се анулира само в равновесните положения. Например, стрелката от положение A (12.1б) трябва да се установи в положение B . При придвижването си стрелката не застава изведнъж в положение B , което отговаря на новата стойност на измерваната величина. Тя задминава това положение (надясно от т. B) и под действието на съответния възстановяващ момент започва да се връща в обратна посока към т. B и отново я задминава (отляво от т. B), т.е. подвижната част на уреда започва да извършва свободни трептения около новото равновесно положение B (движения на торзионно махало). Ако в системата няма невъзвратим консуматор на енергия (например триене), трептенията ще бъдат **незатихващи**. В действителност триенето в опорите на подвижната част и триенето във въздушната среда ще направят трептенията бавно затихващи.

Процесът на затихване може значително да се ускори, ако към подвижната система се постави успокоител, който да създаде допълнителен съпротивителен момент.

Съпротивителният момент или сила на успокоителя може да бъде постоянен – например сухо триене, а може да бъде и пропорционален на първата или втората степен на скоростта. Допълнителната съпротивителна сила е възможно да се създаде чрез увеличаване на силите на триене в лагерните опори на подвижната част на уреда. Това обаче



Фиг. 12.1.

е крайно нежелателно, тъй като постоянното триене намалява един от основните качествени показателя на уреда – неговата чувствителност и увеличава износването. Успокоителите със съпротивителен момент, пропорционален на втората степен на скоростта, работят неустойчиво при малки скорости. Най-подходящ за уредите е съпротивителният момент, пропорционален на първата степен на скоростта на движение на подвижната система.

При наличие на успокоител (фиг.12.1б) свободните ъглови трептения на подвижната част на уреда около равновесното положение B се извършват в съпротивителна среда под действието на два момента – еластичния момент на пружината M_{np} и съпротивителния момент на успокоителя M_{yc} (триенето в опорите се пренебрегва). Положението на подвижната част се определя от ъгъл α , който се измерва от линията на равновесното положение OB . Законът за движението на системата в този случай ще се запише с уравнението

$$J\varepsilon = M_{yc} + M_{np}, \quad (12.1)$$

където J е масовият инерционен момент на подвижната част;

$$\varepsilon = \frac{d^2\alpha}{dt^2} - \text{ъгловото ускорение.}$$

Съпротивителният момент на успокоителя е пропорционален на първата степен на скоростта, т.е.

$$M_{yc} = -P\omega = -P \frac{d\alpha}{dt},$$

където коефициентът на пропорционалност P се нарича **коефициент на успокоителя**. Той представлява момент, който отговаря на единица

$$\text{ъглова скорост } P = \frac{M_{yc}}{\omega} \left[\frac{N.m.s}{rad} \right].$$

Моментът на пружината, който има линейна характеристика, е $M_{np} = -k\alpha$, където k е нейната пружинна константа.

Ако изразите за моментите M_{yc} и M_{np} се заместят в уравн. (12.1) се намира зависимостта

$$J \frac{d^2\alpha}{dt^2} = -P \frac{d\alpha}{dt} - k\alpha \quad \text{или} \quad J \frac{d^2\alpha}{dt^2} + P \frac{d\alpha}{dt} + k\alpha = 0, \quad (12.2)$$

от която, след разделяне на J , се получава уравнението

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} + \frac{P}{J} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{k}{J} \alpha = 0, \quad (12.3)$$

което представлява обикновено хомогенно линейно диференциално уравнение от втори ред. Като се положи

$$\frac{k}{J} = \omega_0^2, \quad \text{т.е.} \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{J}} \quad (12.4)$$

и съответно

$$\frac{P}{J} = 2\beta\omega_0, \quad \text{т.е.} \quad \beta = \frac{P}{2J\omega_0} = \frac{P}{2J\sqrt{\frac{k}{J}}} = \frac{P}{2\sqrt{kJ}}, \quad (12.5)$$

уравн. (12.3) добива вида

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} + 2\beta\omega_0 \frac{d\alpha}{dt} + \omega_0^2 \alpha = 0, \quad (12.6)$$

Посредством характеристичното уравнение на (12.6)

$r^2 + 2\beta\omega_0 r + \omega_0^2 = 0$ и неговите корени

$$r_{1,2} = -\beta\omega_0 \pm \omega_0 \sqrt{\beta^2 - 1} = \omega_0 \left(-\beta \pm \sqrt{\beta^2 - 1} \right)$$

се намира общото решение на диференциалното уравнение (12.6):

$$\alpha = e^{-\beta\omega_0 t} \left(C_1 e^{\omega_0 \sqrt{\beta^2 - 1} t} + C_2 e^{-\omega_0 \sqrt{\beta^2 - 1} t} \right), \quad (12.7)$$

в което C_1 и C_2 са константи, зависещи от началните условия.

Величината ω_0 , определена от уравн. (12.4), представлява **собствената кръгова честота** на трептенията.

Константата β , дефинирана с уравн. (12.5), т.е.

$$\beta = \frac{P}{2\sqrt{kJ}} \quad (12.8)$$

се нарича **коефициент (степен) на затихване**. Неговата големина определя характера на движението, записано чрез общото решение (12.7).

Възможни са следните случаи:

а) $\beta = 0$, т.е. $P = 0$ което означава, че в системата няма успокоител. Като се пренебрегне наличието на всякакво друго триене,

решението (12.7) добива вида

$$\alpha = C_1 \cos \omega_0 t + C_2 \sin \omega_0 t \quad (12.9)$$

което показва, че подвижната част извършва свободни незатихващи трептения с кръгова честота ω_0 .

Интеграционните константи C_1 и C_2 се определят от началните условия: в случая е удобно да се приемат следните начални условия:

$$t = 0, \alpha = \alpha_0 \text{ и } t = 0, \omega = \frac{d\alpha}{dt} = 0, \quad (12.10)$$

чрез които $C_1 = \alpha_0$ и $C_2 = 0$; с това закона на движение се получава

$$\alpha = \alpha_0 \cos \omega_0 t = \alpha_0 \cos \sqrt{\frac{k}{J}} t. \quad (12.11)$$

Това уравнение изразява свободните незатихващи трептения (фиг. 12.2а) с начална амплитуда (отклонение) α_0 . Периодът T_0 на тези трептения се определя от (12.11):

$$\omega_0 T_0 = \sqrt{\frac{k}{J}} T_0 = 2\pi \text{ или } T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0} = 2\pi \sqrt{\frac{J}{k}}. \quad (12.12)$$

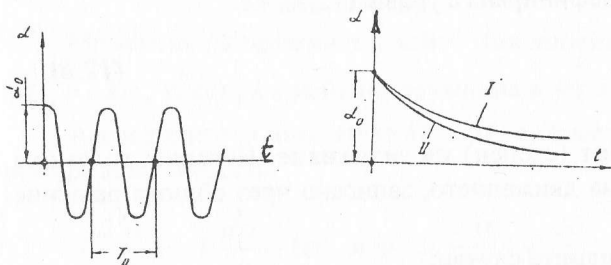
Величината ω_0 е известна като кръгова честота на свободните трептения.

б) $\beta > 1$, т.е. $P > 2\sqrt{kJ}$, което означава, че съпротивителният момент на успокоителя е достатъчно голям. В този случай движението, определено от уравн. (12.7) няма да бъде колебателно. Без да се правят аналитични изводи, тук е посочен само характерът на закона на движение $\alpha(t)$ (фиг. 12.2б – кривата I). Това движение е известно като

апериодично.

в) $\beta = 1$, т.е.

$P = 2\sqrt{kJ}$, движението също е апериодично (фиг. 12.2б – кривата II). Режимът е известен като **критичен**, тъй като се намира на гра-



Фиг. 12.2.

ницата между колебателното и апериодичното движение.

г) $\beta < 1$, т.е. $P < 2\sqrt{kJ}$. В този случай общото решение на (12.7) се свежда до

$$\alpha = e^{-\beta\omega_0 t} \left[C_1 \cos(\omega_0 \sqrt{1-\beta^2} t) + C_2 \sin(\omega_0 \sqrt{1-\beta^2} t) \right], \quad (12.13)$$

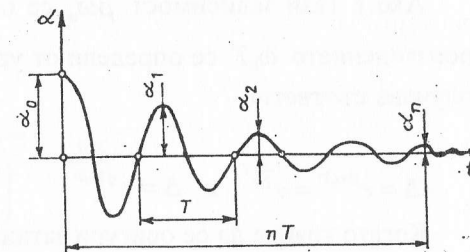
и след определяне на константите C_1 и C_2 с началните условия (12.10)

$$C_1 = \alpha_0 \text{ и } C_2 = \frac{\alpha_0 \beta}{\sqrt{1-\beta^2}}$$

добива вида

$$\alpha = \alpha_0 e^{-\beta\omega_0 t} \left[\frac{\beta}{\sqrt{1-\beta^2}} \sin(\omega_0 \sqrt{1-\beta^2} t) + \cos(\omega_0 \sqrt{1-\beta^2} t) \right]. \quad (12.14)$$

Движението, дефинирано с получената зависимост (12.14), се характеризира с намаляване на амплитудата α с течение на времето t (множителят $e^{-\beta\omega_0 t}$). Тези трептения, представени с графиката на фиг. 12.3 се наричат **затихващи**.



Фиг. 12.3.

Движението при затихващи трептения не е строго периодично, защото последователните максимални отклонения (амплитудите) от равновесното положение не са равни, а намаляват с течение на времето.

Въпреки това времето T между две последователни амплитуди с еднакъв знак е постоянна величина и условно се нарича **период** на затихващите трептения. От уравн. (12.14) за периода T може да се напише

$$\omega_0 \sqrt{1-\beta^2} T = 2\pi \text{ или } T = \frac{2\pi}{\omega_0 \sqrt{1-\beta^2}} = \frac{T_0}{\sqrt{1-\beta^2}}, \quad (12.15)$$

където T_0 е периодът на свободните трептения (уравн. 12.12); както се вижда $T > T_0$.

Ако в уравн. (12.15) се заместят величините ω_0 и β , дефинирани съответно от (12.4) и (12.8), периодът T може да се изрази чрез физичните параметри на подвижната система

$$T = \frac{4\pi J}{\sqrt{4kJ - P^2}} \quad (12.16)$$

Бързината, с която затихват трептенията, се характеризира с така наречения **декремент** на движението, който представлява отношението между стойностите на две последователни амплитуди с еднакъв знак α_1 и α_2 (фиг. 12.3). Големината на амплитудата α се определя от израза пред скобите в уравн. (12.14) и следователно за декремента Δ се получава

$$\Delta = \frac{\alpha_1}{\alpha_2} = \frac{\alpha_0 e^{-\beta\omega_0 t}}{\alpha_0 e^{-\beta\omega_0(t+T)}} = e^{\beta\omega_0 T} \quad (12.17)$$

Ако в тази зависимост $\beta\omega_0$ се определи от израза (12.5) или произведението $\omega_0 T$ се определи от уравн. (12.15), за декремента се получава съответно

$$\Delta = e^{\beta\omega_0 T} = e^{\frac{P}{2J}T} \quad \text{и} \quad \Delta = e^{\frac{2\pi\beta}{\sqrt{1-\beta^2}}T} \quad (12.18)$$

Когато трябва да се осигури затихване с предварително зададен декремент, необходимата стойност на β се намира от второто уравнение на (12.18), от което след логаритмуване се получава

$$\beta = \frac{\ln \Delta}{\sqrt{4\pi^2 + (\ln \Delta)^2}} = \frac{\lambda}{\sqrt{4\pi^2 + \lambda^2}} \quad (12.19)$$

Натуралният логаритъм на Δ , т.е. $\lambda = \ln \Delta$ се нарича **логаритмичен декремент**. Той може да се изрази чрез логаритмуване на уравн. (12.18), т.е.

$$\lambda = \ln \Delta = \beta\omega_0 T = \frac{P}{2J}T = \frac{2\pi\beta}{\sqrt{1-\beta^2}}T \quad (12.20)$$

При дадени параметри на подвижната система, т.е. при известни k , J и P декрементът е постоянен, $\Delta = const$, и отношенията на съседните амплитуди с еднакъв знак ще бъдат съответно

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_2} = \Delta, \quad \frac{\alpha_2}{\alpha_3} = \Delta, \quad \frac{\alpha_3}{\alpha_4} = \Delta \quad \text{и т.н.}$$

което означава, че стойностите на последователните амплитуди образуват намаляваща геометрична прогресия с частно $1/\Delta$. В такъв случай началната амплитуда α_0 след n на брой трептения ще се намали на α_n , при което $\frac{\alpha_0}{\alpha_n} = \Delta^n$ или $\ln \frac{\alpha_0}{\alpha_n} = n \ln \Delta = n\lambda$, откъдето за λ (логаритмичния декремент) следва

$$\lambda = \frac{\ln \frac{\alpha_0}{\alpha_n}}{n} \quad (12.21)$$

Ако в уравн. (12.19) се заместят зависимостите (12.8) и (12.21) се получава

$$\frac{P}{2\sqrt{kJ}} = \frac{\ln \frac{\alpha_0}{\alpha_n}}{\sqrt{4\pi^2 n^2 + \left(\ln \frac{\alpha_0}{\alpha_n}\right)^2}},$$

откъдето за коефициента P на успокоителя следва

$$P = \frac{2\sqrt{kJ} \ln \frac{\alpha_0}{\alpha_n}}{\sqrt{4\pi^2 n^2 + \left(\ln \frac{\alpha_0}{\alpha_n}\right)^2}} \quad (12.22)$$

Както се вижда от получения израз, в дадена трептяща система с известни k и J коефициентът P може да се пресметне, като се приемат стойности на n и $\frac{\alpha_0}{\alpha_n}$.

Когато няма специални изисквания по отношение на успокояването на трептенията, обикновено се приема, че успокоителят трябва да създаде такъв съпротивителен момент (или сила), с които подвижната

система да се установи в равновесно състояние след не повече от две до три трептения. За това време началната (максималната) амплитуда α_0 трябва да се намали 100, 1000 и т.н. пъти, т.е. приемат се $n = 2 \div 3$ свободни трептения и $\frac{\alpha_0}{\alpha_n} = 100$ или $\frac{\alpha_0}{\alpha_n} = 1000$. В този случай средните стойности на коефициента на затихване β се изменят в границите $\beta = 0,34 \div 0,43$ или

$$0,34 < \frac{P}{2\sqrt{kJ}} < 0,43 \quad \text{или} \quad 0,68\sqrt{kJ} < P < 0,86\sqrt{kJ}. \quad (12.23)$$

Понякога вместо броят на допълнителните трептения n се задава времето за успокояване t_{yc} на системата. Това време отговаря на изтичане на n периода от началото на колебателното движение до момента, в който амплитудата на трептенията стане достатъчно малка, равна на α_n , т.е. $t_{yc} = nT$. Ако n се изрази чрез λ от урavn. (12.21), а λ се замести от израза (12.20), за времето на успокояване се получава

$$t_{yc} = nT = \frac{\ln \frac{\alpha_0}{\alpha_n}}{\lambda} T = \frac{\ln \frac{\alpha_0}{\alpha_n}}{\frac{P}{2J} T} = \frac{2J}{P} \ln \frac{\alpha_0}{\alpha_n}, \quad (12.24)$$

откъдето може да се определи коефициента P на успокоителя

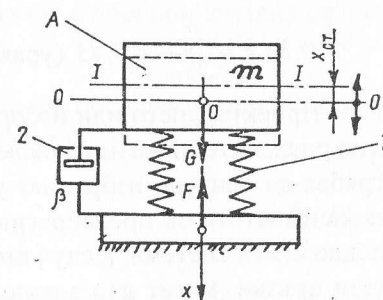
$$P = \frac{2J}{t_{yc}} \ln \frac{\alpha_0}{\alpha_n}. \quad (12.25)$$

Както беше споменато, подвижната система на уреда практически се счита за успокоена, когато амплитудата α_n на нейните трептения стане много малка, например не надвишава зададена малка стойност $\Delta\alpha$, определяна обикновено от невъзможността системата да застане точно в равновесно положение вследствие на наличието на сили на триене.

Времето за успокояване може да се определи и от израза [4]:

$$t = \frac{1}{\beta\omega_0} \ln \frac{1}{\frac{\Delta\alpha}{\alpha_0} \sqrt{1-\beta^2}} \quad (12.26)$$

В много случаи в техниката се налага да се успокояват свободните трептения на масов обект, който извършва праволинейни постъпателни премествания. На фиг. 12.4 е посочен такъв модел. Обектът A с маса m , закрепен върху пружините 1 се намира в равновесно положение под действието на тегловната сила G и на равната в момента на нея еластична сила F на пружините.



Фиг. 12.4.

За начало на координатната ос x се избира равновесното положение – т. O върху линията OO , отклонена от началната права $I-I$ на статичната деформация x_{cm} на пружините ($G = kx_{cm}$ – където k е еластичната константа на пружините с линейна характеристика). Ако тялото A се отклони от равновесното му положение и се остави свободно, под действието на силата F то започва да извършва колебателно движение спрямо равновесната линия, т.е. извършва свободни трептения. За по-бързото затихване на тези трептения е поставен успокоителят 2 с коефициент P .

Моделът с праволинейни трептения от фиг. 12.4 отговаря напълно на разгледания вече модел с ъглови трептения от фиг. 12.1б. Всички зависимости и уравнения, изведени за ротационния модел могат да се използват и за модела от фиг. 12.4, ако в тях се направи замяна на съответните параметри: ъгълът α да се замени преместването x , α_0 с x_0 , α_n с x_n , J с масата m . При линейния модел успокоителят създава не момент, а съпротивителна сила, равна на $F_{yc} = Pv = P \frac{dx}{dt}$ и за неговия коефициент P се намира

$$P = \frac{F_{yc}}{v} = \frac{F_{yc}}{dx/dt} \cdot \frac{N.s}{m}. \quad (12.27)$$

За този модел ще отбележим само няколко други величини, например

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{уравн. 12.4}), \quad \beta = \frac{P}{2\sqrt{km}} \quad (\text{уравн. 12.8}),$$

$$\Delta = \frac{x_1}{x_2} = e^{\beta \omega_n T} \quad (\text{уравн. 12.17}), \quad \lambda = \frac{\ln \frac{x_0}{x_n}}{n} \quad (\text{уравн. 12.21}),$$

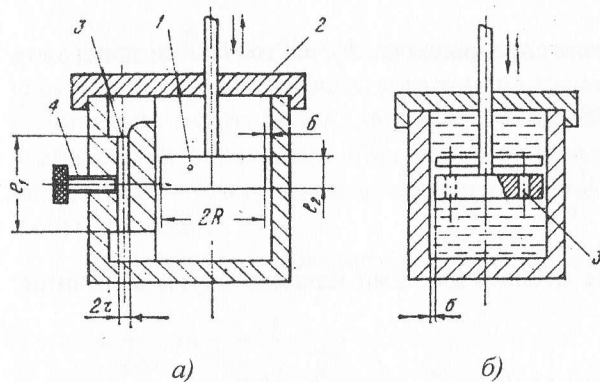
$$0,34 < \frac{P}{2\sqrt{km}} < 0,43 \quad (\text{уравн. 12.23}) \text{ и т.н.}$$

Проектирането или изборът на успокоител от определен тип се извършва въз основа на изчислената стойност на коефициента P , който трябва да осигури избраният успокоител. Тъй като при изводите на зависимостите са пренебрегнати силите на триене във връзките на подвижната система, в случаите, когато е налице по-голямо триене в тези връзки, могат да се използват успокоители с по-малък коефициент P . В измервателните уреди с електродинамична система трябва да се има предвид и допълнителният съпротивителен момент, създаван от взаимодействието на индукционните токове и магнитното поле.

В зависимост от начина по който се създава съпротивителният момент (или сила), успокоителите, които намират приложение в уредите, биват флуидни и магнитоиндукционни.

12.1.1. ФЛУИДНИ УСПОКОИТЕЛИ

Флуидните успокоители представляват затворен съд – цилиндър или камера, запълнен с флуид, в който се движи бутало или крило (пластина), (фиг. 12.5 и 12.6). В уредите със сравнително голям инерционен момент на подвижната система се използват течностни успокоители. Употребява се течност с голям вискозитет – глицерин, парафиново масло и др., която може да създаде значителна съпротивителна



Фиг. 12.5.

сила. При малки маси и масови инерционни моменти се използват въздушни успокоители.

На фиг. 12.5а е показано принципното устройство на бутален течностен успокоител. Буталото 1, свързано с трептя-

щата система, се движи в затворения, напълнен с течност цилиндър 2. Течността, която се намира от едната страна на буталото, преминава в другата през малък отвор 3 и през страничната хлабина δ . Съпротивителната сила върху подвижното бутало е пропорционална на скоростта му, т.е. $F_{\text{вс}} = Pv$.

Без да се правят подробни изводи, ще посочим зависимостта за пресмятане на коефициента P на успокоителя:

$$P = \frac{24\pi\eta R^4 l_1 l_2}{3r^4 l_2 + 4\delta^3 R l_1} \quad \text{N.s/m}, \quad (12.28)$$

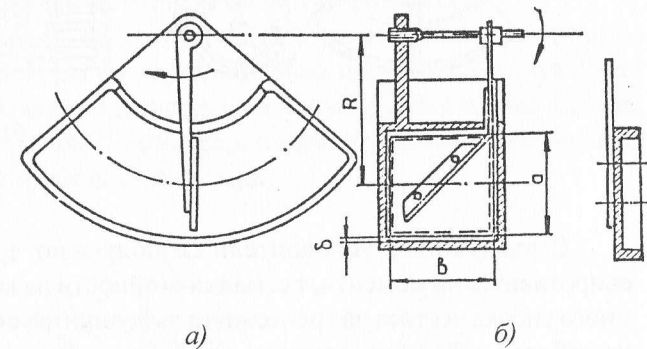
където R , r , l_1 , l_2 и δ са размерите в m , показани на фиг. 12.5а, а η е динамичният вискозитет на флуида, $Pa.s$.

Големината на коефициента P може да се регулира с винта 4, чрез който частично или напълно може да се затваря страничният канал.

На фиг. 12.5б е показан бутален успокоител, в който коефициентът P (съпротивителната сила) при двата хода на буталото (нагоре и надолу) има различни стойности.

Като съществени недостатъци на течностните успокоители могат да се посочат изменението на вискозитета на течността, а следователно и на коефициента P при промяна на температурата и необходимостта от добри уплътнения, предотвратяващи изтичането на течността.

Въздушните успокоители биват крилни (фиг. 12.6) или бутални (фиг. 12.7). Те имат по-проста конструкция от течностните успокоители и се характеризират с някои други предимства: не са необходими уплътнения и специални грижи за флуида; при промяна на температурата вискозитетът на въздуха почти не се изменя; съпротивителната сила може да се регулира и т.н. Елементите на тези успокоители са леки – изработват се от шампована ламарина или от пластмаса.



Фиг. 12.6.

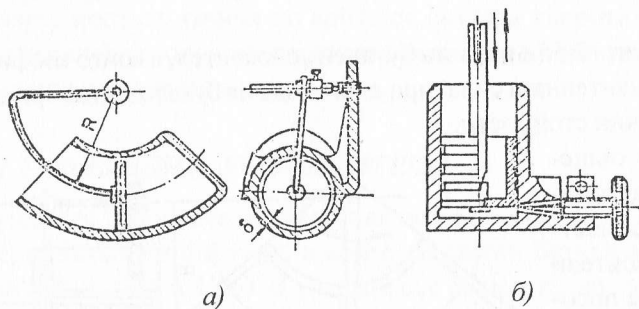
За различните въздушни успокоители коефициентът P се определя от опитно изведени формули. За успокоител с крило с прави краища (фиг. 12.6) той се пресмята от израза

$$P = \left(\frac{0,173}{\delta} + 0,118 \right) abR \cdot 10^{-1} \text{ N.m.s/rad.} \quad (12.29)$$

За бутални въздушни успокоители (фиг. 12.7а) P може да се пресметне (при бутало с прави краища) от израза:

$$P = \left(\frac{0,335}{\delta} + 0,032 \right) BR^2 \cdot 10 \text{ N.m.s/rad,} \quad (12.30)$$

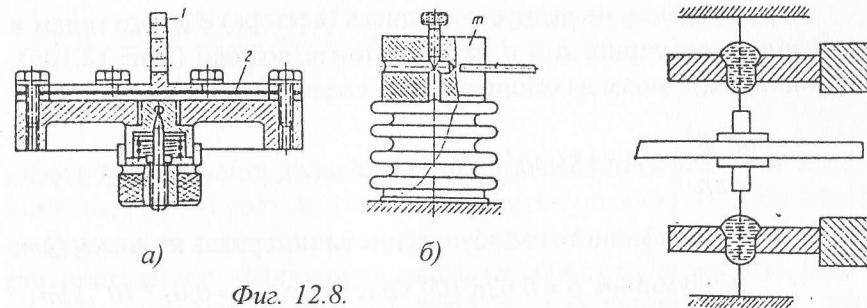
където R е в m ; лицето на буталото B в m^2 , а хлабината δ в mm ($\delta = 0,02 \div 0,05 \text{ mm}$).



Фиг. 12.7.

С въздушните успокоители се получават сравнително малки съпротивителни моменти, т.е. малки стойности на коефициента P . При много висока честота на трептения въздушните успокоители започват да работят като допълнителен еластичен елемент, тъй като в крайните положения сгъстеният въздух действа с двигателна сила, която намалява съпротивителния ефект на успокоителя.

На фиг. 12.8а, б са посочени още два въздушни успокоителя – съответно с мембрана и със силфон, а на фиг. 12.9 е показана схемата на течностен капков успокоител на подвижни системи на уреди, окачени на еластични нишки.



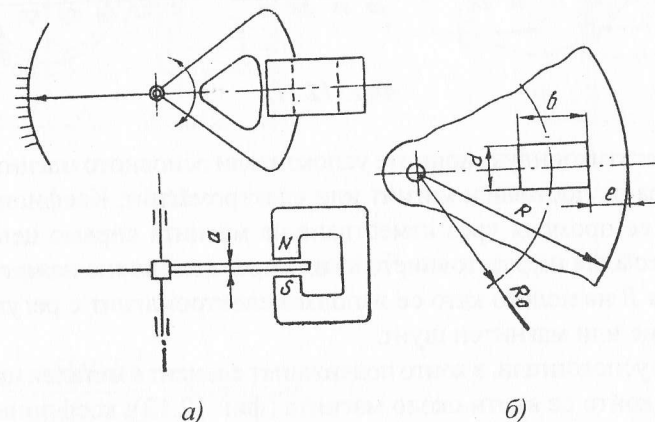
Фиг. 12.8.

Фиг. 12.9.

12.1.2. МАГНИТОИНДУКЦИОННИ УСПОКОИТЕЛИ

В магнитоиндукционните успокоители съпротивителният момент се създава от взаимодействието на индуцираните токове в метална пластина, която се движи в магнитно поле и магнитния поток на полето (фиг. 12.10). Металният елемент, който се движи в магнитното поле, най-често изработван от алуминий или мед, може да бъде диск, сектор, барабан, рамка и др. При тези успокоители съпротивителният момент също е пропорционален на първата степен на скоростта.

Коефициентът P на успокоителя в дисковете и секторните успокоители не може да се определи точно поради съществуващите трудности в уточняване на пътищата на индуцираните токове в диска, в сектора или в барабана. Често теоретичните резултати се коригират с опитно получени коефициенти.



Фиг. 12.10.

Ако се приеме, че радиусът на диска (сектора) е много голям в сравнение с размерите b и d на магнитните полюси (фиг. 12.10б), коефициентът P може да се определи от следния израз:

$$P = \frac{ab^2 B^2}{4\pi\rho} (L - K) R_0^2 \cdot 10^2 \quad N.m.s/rad, \quad (12.31)$$

където ρ е специфичното съпротивление на материала на диска, Ωm ;

за алуминий $\rho = 0,028 \cdot 10^{-6} \Omega m$, за мед $\rho = 0,017 \cdot 10^{-6} \Omega m$;

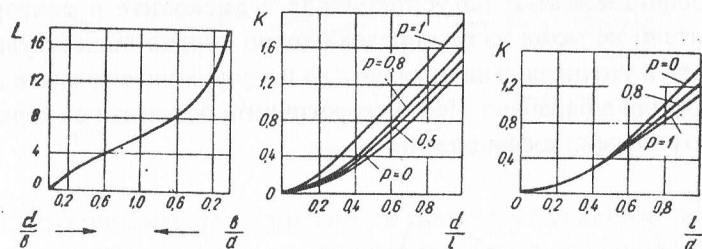
a – дебелината на диска, m , $a = 0,3 \div 1 mm$;

b, d – размерите на правоъгълното полюсно сечение на магнита, m ;

R – разстоянието от оста на въртене до центъра на полюсите на магнита, m ;

B – магнитната индукция, T ;

L и K – безмерни коефициенти, които се определят по графиките на фиг. 12.11 в зависимост от съответните отношения на размерите $l = b + 2e$ и $p = b/l$.



Фиг. 12.11.

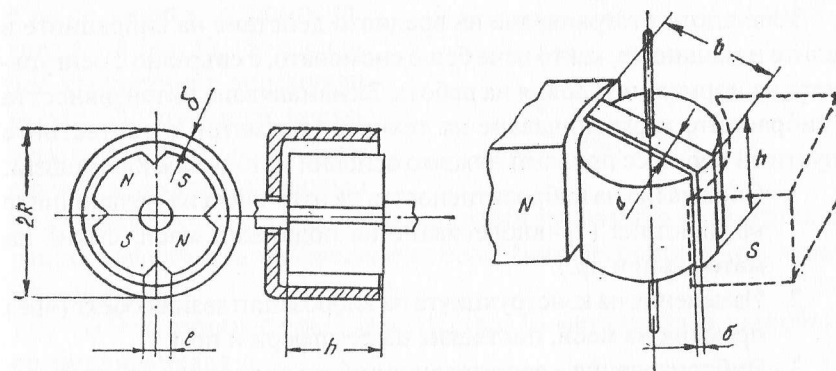
В магнитоиндукционните успокоители основното магнитно поле се създава от постоянен магнит или електромагнит. Коефициентът P може да се променя чрез изместване на магнита спрямо центъра на диска (промяна на разстоянието e) или чрез изменение на магнитната индукция B на полето като се използва електромагнит с регулируемо захранване или магнитен шунт.

При успокоители, в които подвижният елемент е метален цилиндър (втулка), който се върти около магнита (фиг. 12.12), коефициентът на успокоителя P се пресмята от израза

$$P = \frac{4B^2 h^3 R^2 p \delta}{\tau_l \left(1 + \frac{h^2}{l^2}\right) \rho} \ln \frac{\tau_l}{l} \quad N.m.s/rad, \quad (12.32)$$

където h е активната дължина на цилиндъра, m ; R – радиусът на цилиндъра, m ; p – броят на двойките магнитни полюси; δ – дебелината на стената на цилиндъра, m ; τ_l – полюсното деление, m ; l – разстоянието между краищата на два съседни полюса на магнита, m ; ρ – специфичното съпротивление на материала на цилиндъра, Ωm ; B – магнитната индукция, T .

При проектиране на успокоители в уреди с магнитоелектрична система (фиг. 12.13) трябва да се отчита и съпротивителният момент, създаван от действието на индуктирания ток в навивките и в тялото на подвижната рамка и полето на постоянния магнит. Тялото на тази намотка-рамка, която се изработва от алуминий или мед, играе ролята на подвижен елемент на успокоител. Такова спиращо действие върху подвижната система оказва индуктираният ток в самите навивки, тъй като при включен уред чрез товарното съпротивление навивките представляват затворен контур.



Фиг. 12.12.

Фиг. 12.13.

Коефициентът на успокояване P_1 на рамката (фиг. 12.13) се определя от

$$P_1 = \frac{a\delta (Bhb)^2}{2\rho(h+b)} \quad N.m.s/rad, \quad (12.33)$$

където a, δ, b и h са размерите на рамката, m , посочени на фигурата;

B – магнитната индукция, T ; ρ – специфичното съпротивление на материала на рамката, Ωm .

Коефициентът на успокояване P_2 на индуктирания ток в навивките се намира с изрази

$$P_2 = \frac{(Bhb\pi n)^2}{r_0 + r} \text{ N.m.s/rad}, \quad (12.34)$$

където n е броят на навивките; r_0 , r – съответно вътрешното съпротивление на намотката и съпротивлението на външната верига в Ω .

Понякога, за да се намали общото количество на подвижната маса, навивките се поставят направо, без рамка, и за да се осигури съответен успокоителен момент, се добавят няколко накъсо дадени навивки.

Магнитиндукционните успокоители имат редица положителни качества: осигуряват строго линейна зависимост между скоростта и съпротивителния момент; създават доста големи съпротивителни моменти; позволяват лесно да се регулира коефициентът на успокояване, който не зависи от температурата и др.

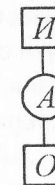
12.2. АМОРТИЗАТОРИ

Успешното отстраняване на вредното действие на вибрациите в уредите и машините, както вече беше споменато, е свързано с осигуряването на нормални условия на работа. За намаляване интензивността на вибрациите и ограничаване на техните параметри в съответните допустими норми се прилагат няколко основни методи за виброзащита:

1. Сnižаване на виброактивността на източника на механичните въздействия (уравновесяване на подвижни маси, смяна на материали и др.).
2. Изменения на конструкцията на виброзащитавания обект (чрез промяна на маси, поставяне на демпфери и пр.).
3. Виброизолация – защитаваният обект се изолира от механичните въздействия чрез допълнителни елементи или системи, наречени **виброизолатори** или **амортизатори**.
4. Динамично гасене на вибрациите – метод, при който към обекта се свързва допълнителна механична система наречена **динамичен гасител** с подходяща настройка да възприема вибрационна енергия.

В този раздел се засягат само някои въпроси на виброизолацията основно на уредите; останалите методи се разглеждат в специалната техническа литература.

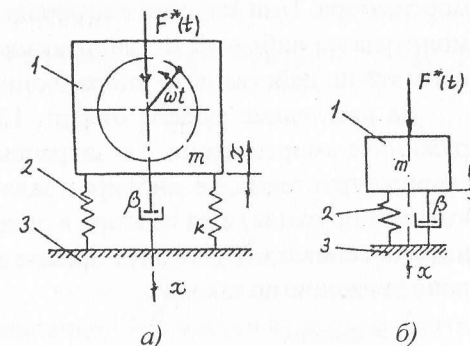
На фиг. 12.14 е показана елементарната блокова схема за реализация на виброизолация. Източникът на вибрации I се свързва чрез подходяща виброизолираща система, т.е. чрез амортизаторите A със защитавания обект O . В ролята на амортизатори най-често се използват различни еластични елементи – различни видове пружини, ресори, каучукови втулки и подложки, тампони и пр. При работа в условия на вибрации амортизаторите поглъщат част от вибрационната енергия, преобразуват я в деформационна, в топлинна и пр. и по такъв начин намаляват вредното въздействие върху обекта. Понякога амортизаторите се поставят и между отделни детайли и възли в самите машини и уреди.



Фиг. 12.14.

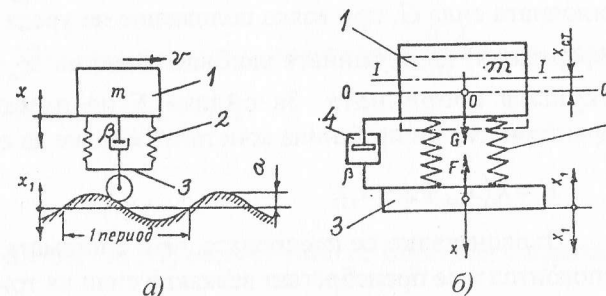
Виброизолацията се прилага в два основни случая:

а) В първия случай (фиг. 12.15а) периодичните въздействия (силата $F(t)$) са приложени към обекта 1 и задачата на амортизаторите 2 е да се защити от тях основата 3. На фиг. 12.15б е посочен съответният динамичен модел. Посочени са поставените успокоители (β). Този случай (известен като силово възбуждане) отговаря на виброзащитата на различни двигателни и работни машини върху фундамент, барабаните на центрофуги, перални машини и др.



Фиг. 12.15.

б) Във втория случай (фиг. 12.16а, б) механичните въздействия се предизвикват от периодично движение на основата 3 (кинематично смущение) и амортизаторите 2 следва да защитят обекта 1. При такива условия работят уре-



Фиг. 12.16.

дите, поставени на различни транспортни средства или на общи фундаменти с други машини, при пренасяне и др.

И в двата посочени случая обектът (уред, машина и пр.) ще извършва принудени трептения. Точният анализ на системата основа – амортизатор – уред е твърде сложен. На практика се приемат редица опростяващи допускания, например: амортизаторът е подложен на периодично въздействие с направление (линейно) по оста му; характеристиката на еластичния елемент на амортизатора е линейна; силите, които способстват за затихване на трептенията – вътрешно триене в материалите или съпротивленията на отделно поставен към амортизатора успокоител, са пропорционални на скоростта на движение и др.

Проектирането на амортизаторите се извършва чрез предварително намиране на необходимата еластична (пружинна) константа на амортизатора. Тази константа се определя в зависимост от допустимата амплитуда на вибрация на защитавания обект, от неговата маса и от честотата на действащото вибрационно натоварване.

Да разгледаме модела от фиг. 12.16б. Уредът 1 с маса m чрез пружините-амортизатори 2 е закрепен към основата 3. Тази основа извършва трептения, т.е. вибрира и задачата на амортизатора (третиран като една пружина) е да изолира в определена степен уреда от вибрациите на основата. Може да се приеме, че основата 3 извършва хармонично движение по закона

$$x_1 = a \sin \omega t, \quad (12.35)$$

където a е максималната амплитуда, а ω кръговата честота на трептенията на основата.

Трептенията на основата чрез амортизатора се предават на уреда 1 и той започва също да вибрира. Ако началото O на координатната ос x се постави върху линията $O - O$, изместена от началната права $I - I$ на статичната деформация на пружината x_{cm} , предизвикана от тегловната сила G , при всяко положение на уреда свиването (общата деформация) на пружината ще бъде равно на $x_{cm} + x - x_1$, където x е текущата координата. За силата F на пружината с линейна характеристика и пружинна константа k може да се напише

$$F = k(x_{cm} + x - x_1). \quad (12.36)$$

Първоначално се предполага, че в системата (фиг. 12.16б) няма успокоител и се пренебрегват всякакви сили на триене. В този случай върху уреда 1 с маса m действат две сили: тегловната сила G и обратната по посока на нея пружинна сила F . При тези условия

уравнението на движение на уреда 1 (точковата маса m) ще има вида

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = G - F = G - kx_{cm} - kx + kx_1,$$

или

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + kx = kx_1 = ka \sin \omega t = F^*(t) \quad (12.37)$$

тъй като $G = kx_{cm}$, а $x_1 = a \sin \omega t$.

Полученото диференциално уравнение (12.37) показва, че тялото 1 извършва принудени трептения под действието на смущаващата периодично променяща се сила $F^* = ka \sin \omega t$ с амплитуда $H = ka$, т.е. уравнението отговаря и на модела от фиг. 12.15.

Като се раздели уравн. (12.37) на m и се положи $k/m = \omega_0^2$ се получава

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \omega_0^2 x = \omega_0^2 a \sin \omega t. \quad (12.38)$$

Общото решение на това уравнение е съставено от сумата на интеграла на хомогенното уравнение $\frac{d^2 x}{dt^2} + \omega_0^2 x = 0$ и едно частно решение. Решението на хомогенната част беше показано в 12.1. – Успокоители, уравн. (12.9).

За частното решение се предполага, че отговаря на функцията

$$x = x_0 \sin \omega t, \quad (12.39)$$

където x_0 е константа.

Ако уравн. (12.39) и неговата втора производна $\frac{d^2 x}{dt^2}$ се заместят в (12.38), за константата x_0 се получава

$$x_0 = \frac{a\omega_0^2}{\omega_0^2 - \omega^2},$$

с което частното решение (12.39) окончателно се определя с изрза

$$x = \frac{a\omega_0^2}{\omega_0^2 - \omega^2} \sin \omega t. \quad (12.40)$$

Общото решение на (12.38) се изразява чрез сума на уравн. (12.9) и (12.40), т.е.

$$x = C_1 \cos \omega_0 t + C_2 \sin \omega_0 t + \frac{a\omega_0^2}{\omega_0^2 - \omega^2} \sin \omega t. \quad (12.41)$$

Полученото решение показва, че движението на уреда I представлява сума от неговите свободни трептения (първите две събираеми) и допълнителните принудени трептения (последното събираемо) с кръгови честоти съответно

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{2\pi}{T_0} \quad \text{и} \quad \omega = \frac{2\pi}{T}, \quad (12.42)$$

където T_0 и T са периодите на съответните трептения.

Амплитудата на свободните трептения зависи от началните условия (константите C_1 и C_2), а амплитудата на принудените трептения не зависи от тези условия.

От уравн. (12.41) се вижда, че амплитудата A на принудените трептения се определя от израза

$$A = \frac{a\omega_0^2}{|\omega_0^2 - \omega^2|} = \frac{a}{\left|1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right|}, \quad (12.43)$$

т.е. нейната големина зависи от отношението ω/ω_0 на двете честоти – ω_0 на свободните и ω на принудените трептения. При $\omega = 0$ (или $\omega \ll \omega_0$) амплитудата $A \approx a$; когато $\omega \gg \omega_0$, амплитудата A е твърде малка. Ако стойностите на двете честоти ω и ω_0 са близки, амплитудата става много голяма; при $\omega = \omega_0$, т.е. когато честотата на принудените трептения (честотата на смущаващата сила) е равна на собствената честота на системата, настъпва **резонанс**. Теоретически амплитудата става безкрайно голяма, а на практика (при отчитане на силите на триене, еластичност, силови загуби и др.) много голяма. Принудените трептения, респект. резонансният режим, са явления с важно значение за техниката. В голяма част от машините и уредите принудените трептения са нежелателни – тогава се взимат мерки за тяхното отстраняване, като задължително се избягват резонансните режими.

Както беше пояснено, предназначението на амортизатора 2 (фиг. 12.16б) е да изолира обекта I от вибрациите на основата 3, т.е. той трябва да намали интензитета на трептенията върху уреда. Поради наличието на вътрешно триене в еластичните елементи и на триене с околната среда свободните трептения (първите две събираеми в уравн. (12.41)) са затихващи и обикновено тяхната амплитуда става пренебрежимо малка в сравнение с амплитудата на принудените трептения за време, което е сравнително малка част от общото време на действие на амортизатора. Свободните трептения могат бързо да затихнат и чрез поставяне на допълнителен успокоител (фиг. 12.15 и 12.16). Поради това, за работата на амортизатора е съществена амплитудата на принудените трептения.

Критерий за рационалното действие на амортизатора е **коэффициентът на амортизация** (или на виброизолация) γ , който представлява отношението между максималната амплитуда A на принудените трептения на уреда (обекта) и амплитудата a на основата. От уравн. (12.43) за този коефициент се получава

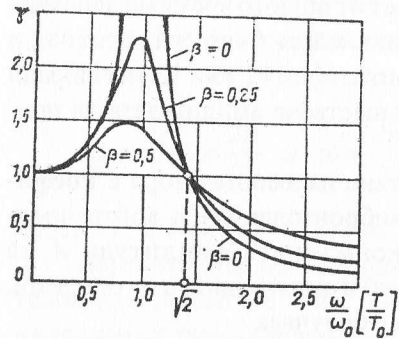
$$\gamma = \frac{A}{a} = \frac{1}{\left|1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right|}. \quad (12.44)$$

В идеалния случай коефициентът на амортизация γ трябва да бъде равен на нула – тогава уредът няма да трепти. На практика задачата се свежда до избиране на такива параметри на амортизатора, които осигуряват възможните най-малки стойности на този коефициент, т.е. възможните най-малки амплитуди на трептения на уреда, по-малки от амплитудата a на смущаващия фактор. За да се реализира амортизиращ ефект, с изпълнение на условието $A < a$, е необходимо стойността на γ да бъде по-малка от единица, $\gamma < 1$.

При определянето на γ беше прието, че системата работи без успокоител. Този случай отговаря главно на амортизаторите, съставени само от метални пружини. В системите с външен успокоител и в някои амортизатори с повишено външно вътрешно триене – каучуковите, ресорно-лостовите и др. трябва да се отчита и успокояващият ефект на тези елементи.

Ако системата (фиг. 12.15 и 12.16) има външен успокоител с коефициент на затихване β , коефициентът γ може да се определи от израза

$$\gamma = \sqrt{\frac{1 + 4\beta^2 \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\left(2\beta \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + \left(\frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2}} \quad (12.45)$$



Фиг. 12.17.

$$\frac{\omega}{\omega_0} > \sqrt{2} \quad \text{и} \quad \omega_0 < \frac{\omega}{\sqrt{2}} \quad (12.46)$$

От това условие, като се вземе под внимание, че собствената (на свободните трептения) честота е $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$, се определя необходимата стойност на еластичната константа k на амортизаторите:

$$k < \frac{m\omega^2}{2} \quad (12.47)$$

От разположението на кривите при отношения на честотите $\omega/\omega_0 > \sqrt{2}$ (фиг. 12.17) се вижда, че въвеждането на успокоител се отразява отрицателно върху стойността на коефициента на амортизация, т.е. с нарастването на β се увеличава коефициентът γ . На практика обаче е целесъобразно да се поставят успокоители както за да затихват по-бързо собствените трептения на системата, така и за да се намалят амплитудите на трептенията при изпадане в случайни резонансни режими. Обикновено се препоръчва $\beta > 0,2$.

Понякога амортизаторите са подложени на случайни ударни

натоварвания. Тогава под действието на максималната сила F_{max} деформацията f на амортизатора не трябва да надхвърля 50 – 60% от първоначалната най-малка хлабина h между подвижните и неподвижните елементи на конструкцията (фиг. 12.18), т.е. $f_{max} \leq 0,6h$.

При ударно въздействие инерционната сила ma_{max} натоварва амортизатора и тя трябва да бъде равна на пружинната сила kf_{max} или

$$F_{max} = ma_{max} = kf_{max},$$

където m е масата на уреда (обекта), a_{max} – неговото максимално ускорение. Ако от това равенство се изрази f_{max} и се постави ограничението за неговата стойност, се намира

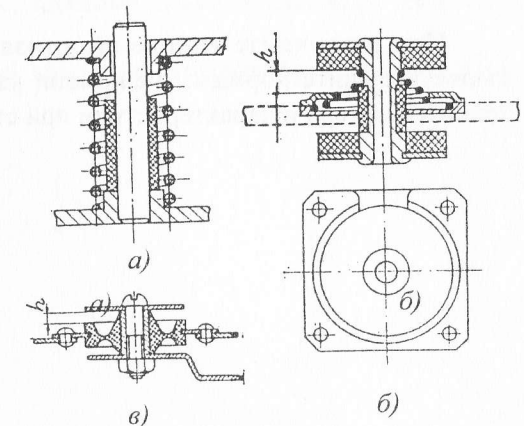
$$f_{max} = \frac{ma_{max}}{k} = 0,6h,$$

откъдето за еластичната константа k на амортизатора се получава

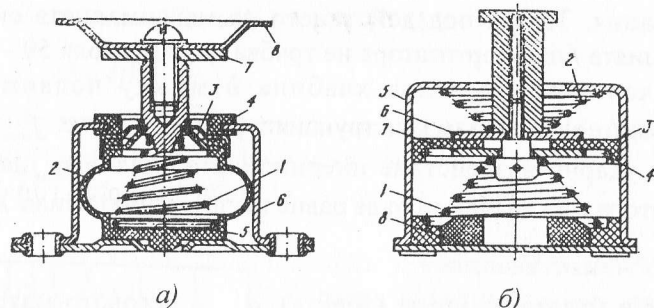
$$k \geq \frac{ma_{max}}{0,6h} \quad (12.48)$$

Проектирането и избирането на амортизатор се извършва въз основа на изискванията за стойността на неговата еластична константа k – уравнения (12.47) и (12.48). Колкото по-малка е стойността на k , толкова по-добре амортизаторът предпазва съответния обект от вибрации. Но при случайни силни ударни натоварвания „меките“ амортизатори получават големи деформации и може да се стигне до „твърди“ удари, които предизвикват аварии. Такива удари се омекотяват чрез еластични крайни ограничители (буфери) – при уредите най-често каучукови опори.

В практиката се използват пружини, каучукови или комбинирани амортизатори. Пружинните амортизатори се изработват от цилиндрични (фиг. 12.18а) или конусни пружини (фиг. 12.18б). Комбинираните амортизатори се оформят в подходящи конструкции (фиг. 12.18б и 12.19а, б). На



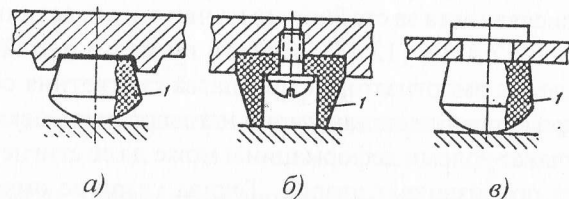
Фиг. 12.18.



Фиг. 12.19.

фиг. 12.20 са посочени подложни тампони, изготвени от мека пластмаса или каучук.

В конструкциите с каучукови елементи вътрешното триене е по-голямо (в сравнение с металните) и чрез подходящи форми и обеми може да се увеличи допълнително, което да доведе до значителен демпфиращ ефект (фиг. 12.19а – затвореният каучуков елемент 2).



Фиг. 12.20.

При различните видове амортизатори най-често се ползват съществуващите нормали и фирмени каталози в които се посочват техните размери и характеристики при съответни условия на работа.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Недев, Ц.*, Механизми и елементи на уредите, София, 1969.
2. *Недев, Ц.*, Елементи на уредите и машините, София, 1979.
3. *Недев, Ц., И. Илиев, А. Лилов*, Основи на проектирането на уредите, София, 1991.
4. *Асс, Б. А. и др.* Детали и узлы авиационных приборов и их расчет, Москва, 1966.
5. Приборостроение и средства автоматизации, Справочник, т. I, II, Москва, 1963.
6. *Кемпински, М.*, Проектирование механизмов измерительных приборов, Москва, 1959.
7. *Колесников, К. С. и др.* Детали машин, Москва, 2004.
8. *Заплетохин, В. А.*, Конструирование деталей механических устройств, Ленинград, М., 1990.
9. *Тищенко, О. Ф. и др.* Элементы приборных устройств, Москва, Высшая школа, 1981.
10. *Андреева, Л. Е.* Упругие элементы приборов, М. Машиностроение, 1981.
11. *Ганзбург, Л. Б., А. И. Федотов*, Проектирование электромагнитных и магнитных механизмов, Справочник, Ленинград, М., 1980.
12. *Hildebrandt S.*, Feinmechanische Bauelemente, Berlin, 1967.
13. *Spotts, M. E.*, Design of Machine Elements, 1985.
14. *Краузе, В.*, Конструирование приборов (превод от немски език), т. I и II, Москва, 1987.
15. *Hamrock, B. J., S. Schmid, Jacobson*, Machine Elements, New York, 2005.
16. *Joseph, E. S., R. M. Charles*, Mechanical engineering design, New York, 2001.

Очевидно е, че бавноходната степен на предавката внася най-голямата съставляваща в общата грешка и колкото по-голямо е предавателното отношение на тази степен, толкова по малка е тази съставляваща на грешката. Бавноходната степен се прави най-точна. Могат да се обобщат следните препоръки:

- Броят на степените да бъде минимален.
- Предавателното отношение на бавноходната степен да се увеличава.
- Точността на изработка и монтаж на бавноходната степен да се повишава в сравнение с останалите степени.

Изборът на броя на зъбите се избира по различен начин в различните случаи:

- При силовите предавки за намаляване на износването z_1 и z_2 не трябва да имат общи множители. Препоръчва се 61 или 59.
- В точните предавки или предавки с повишена плавност се препоръчва кратност на броя на зъбите.
- От технологични съображения да се избягва броят на зъбите да бъде по-голям от 100.
- При избора на броя на зъбите на малкото колело да се има предвид, че завишаването на броя на зъбите води до нарастване на габаритите на предавката и до увеличаване на масата ѝ. От друга страна намаляването на броя на зъбите води до намаляване на коефициента на припокриване, намаляване на к.п.д., намаляване на плавността на работа. Препоръчва се условието $17 \leq z_1 \leq 28$.

Глава X МЕХАНИЗМИ ЗА ПРЕКЪСНАТО ДВИЖЕНИЕ И ФИКСАТОРИ

Производствените и работните процеси на много съвременни машини и уреди изискват периодично да се променя относителното положение на обработваните детайли и изделия, както и на съответните работни звена. В металообработващите автомати например работните органи периодично се преместват и заготовката преминава от една работна позиция на друга. Прекъснати периодични движения притежават и процесите в редица автомати и автоматични линии в хранително-вкусовата промишленост (при дозиране, бутилиране, опаковане, етикиране и пр.), в машините в полиграфията, в монтажните и контролно-измервателните автомати, в уредите и машините за прекъснато движение на информационни и конвейерни ленти и др. Механизмите, чрез които се извършват периодични премествания и престои на определени звена, се наричат механизми за прекъснато движение.

Известни са различни видове механизми за прекъснато движение, но всички те притежават един общ признак – изпълнителното звено получава периодично преместване в известно направление за определен интервал от време, т.е. старт-стопно движение. Тези механизми имат редица предимства в сравнение със стъпковите електродвигатели – добра точност на позициониране, висока надеждност и товароносимост, но обикновено работят с твърда програма и не могат по гъвкавост на пренастройките да се сравняват със стъпковите двигатели.

Към общата група на тези механизми спадат: механизми с непълни зъбни колела, механизми с острозъбни колела (или рейки), малтийските механизми, гърбично-графферни механизми и др. В тази глава се разглеждат само някои от споменатите видове като механизми с по-широко приложение. Тук се отделя място и на така наречените механични фиксатори.

10.1. МЕХАНИЗМИ ЗА ПРЕКЪСНАТО ДВИЖЕНИЕ

10.1.1. МЕХАНИЗМИ С НЕПЪЛНИ ЗЪБНИ КОЛЕЛА

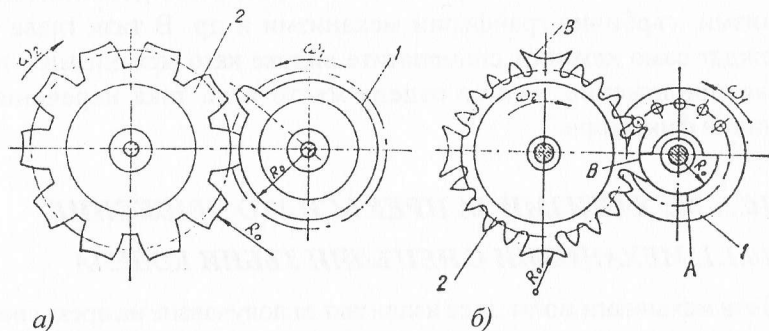
Тези механизми могат да се използват за получаване на прекъснато движение при много малки скорости и натоварвания, тъй като работата

им е съпроводена с „твърди“ удари в началния момент на задвижване на изпълнителното звено. Известни са различни по кинематична схема механизми, но при всички задвижващото зъбно колело има непълен брой зъби – една част от зъбите му са отстранени.

На фиг. 10.1 са показани схеми на механизми с непълни зъбни колела. Задвижващото зъбно колело 1 (фиг. 10.1а) има само един зъб, а задвижваното колело 2 – 10 зъба. Колелото 2 се намира във фаза на движение само когато зъбът на колелото 1 се зацепва със съответен негов зъб. След като този зъб на 1 излезе от зоната на зацепване, колелото 2 остава в покой и тогава неговото положение се осигурява (фиксира) от допирането на външната повърхнина на зъбите на колело 2 (оформена с радиус на закръгление R_0) до цилиндричната повърхнина на колелото 1, която има същия радиус R_0 . За един пълен оборот на 1,

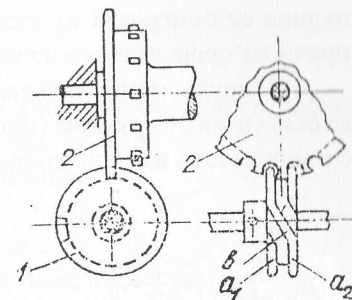
колелото с прекъснато движение 2 се завърта на $\alpha = \frac{2\pi}{z_2} = \frac{360}{10} = 36^\circ$.

На фиг. 10.1б е показана схемата на друг механизъм за прекъснато движение, при който се използва цевно зацепване. Задвижващото звено 1 притежава пет цевни зъба (втулки или щифтове). Тези зъби влизат в зацепване със зъбите на колелото 2 и докато съществува това зацепване, колелото 2 се намира във фаза на движение. След като зъбите-цевни на колелото 1 напуснат зоната на зацепване, колелото 2 остава неподвижно, като се фиксира от допирането на цилиндричната повърхнина А на звеното 1 с радиус R_0 и външната повърхнина В на участъците без зъби на колелото 2, оформени със същия радиус. През периода на покой на колелото 2, повърхнината А се плъзга по повърхнина В и когато започне зацепването между зъбите, тези две повърхнини се разделят и това дава възможност за превъртане на водимото колело 2.



Фиг. 10.1.

Когато трябва да се осигури прекъснато движение между кръстосани оси (в автоматите с каруселни маси) се използват механизми от показания на фиг. 10.2 вид. Върху задвижващото звено 1 са оформени два успоредни реборда a_1 и a_2 , свързани на участъка b по винтова линия. При непрекъснатото въртливо движение на звеното 1 ребордите a_1 и a_2 се движат във впадините на колелото 2 и го превъртат само тогава, когато в зацепването участва участъкът b .

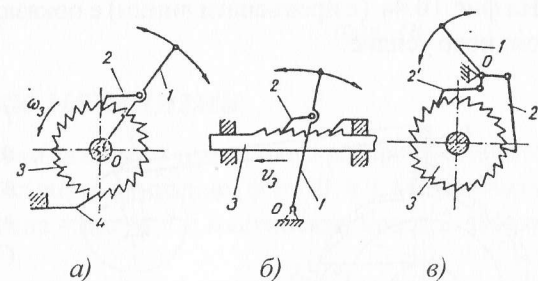


Фиг. 10.2.

10.1.2. МЕХАНИЗМИ С ОСТРОЗЪБИ КОЛЕЛА

Тези механизми, известни още като **храпови**, притежават едно характерно звено, колело или рейка, с подходящо оформени остри зъби. Чрез тях се осъществява прекъснато въртливо или постъпателно движение (преместване). На фиг. 10.3 са показани принципни схеми на такива механизми.

Изпълнителните звена 3, т.е. звената с прекъснато движение притежават остри зъби, чрез които се предава съответното движение. Задвижващите звена 1 извършват въртливо колебателно движение около оста О. Върху тях са поставени



Фиг. 10.3.

(подвижно с въртяща връзка) задвижващите палци 2, които се зацепват с острозъбите колела или рейки. При завъртане на звеното 1 в посока, обратна на движението на часовниковата стрелка (фиг. 10.3), палецът 2 влиза в зацепване със зъбите на колелото 3 (или рейката) и го превърта едностранно на определен ъгъл, отговарящ на една или повече стъпки, на един или на няколко зъба на колелото. При обратния ход на лоста 1 палецът 2 свободно се придвижва като подскача върху зъбите на застаналото вече неподвижно колело 3. Неподвижното състояние на 3 през този

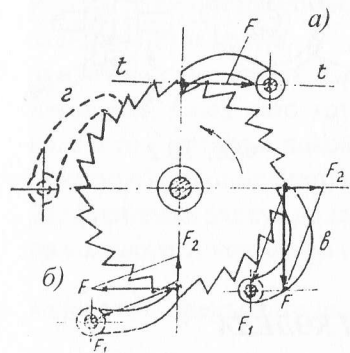
период се осигурява от втори палец 4, наречен задържащ, който не пречи на превъртането на колелото 3 по време на работния му ход.

Непрекъснатият контакт между палеца 2 и острозъбото колело се осигурява от пружина (не е показана на схемите) и в по-редки случаи от действието на тегловната сила на палеца.

На фиг. 10.3в е показан механизъм, при който по време на двата ъглови хода на задвижващото звено 1 се предава движение на колелото 3.

На фиг. 10.4 са посочени възможните случаи на разполагане на задвижващия палец спрямо острозъбото колело. При големи периферни сили F оста на палеца се разполага по тангентата tt към делителната повърхност на колелото (фиг. 10.4а). При по-малки стойности на F , за да се осигури по-надеждно притискане на палеца към колелото (чрез компонентата F_2), оста на палеца се разполага външно

спрямо тангентата (фиг. 10.4б). Вариантът от фиг. 10.4в е неприемлив, тъй като компонентата F_2 се стреми да извади палеца от зацепването. На фиг. 10.4в (с прекъснати линии) е показан палец, който работи чрез опънливо усилие.



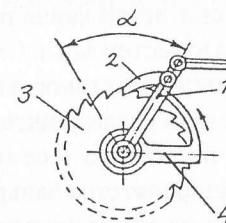
Фиг. 10.4.

Задвижващото звено 1 (фиг. 10.3а), както беше пояснено, трябва да извършва колебателно въртливо движение около оста O . Това движение на практика се реализира по различни начини: чрез шарнирно-лостови или гърбични механизми, при малки ходове чрез електромагнити и пр. На фиг. 10.5 е показано схематично

задвижването на лоста 1 посредством шарнирен четиризвнен механизъм. На тази фигура са посочени и зъбите на острозъбото колело. Работната част ab на профила се оформя по радиална права или, за по-сигурно зацепване, по права, допирателна към една вътрешна

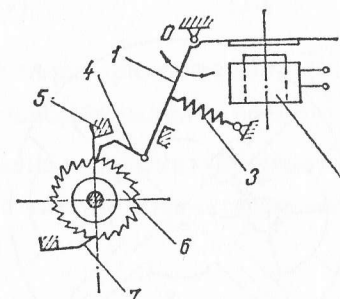
окръжност с радиус $R_1 = \frac{1}{3}R$.

Големината на прекъснатия ъглов ход на изпълнителното звено (острозъбото колело 3) може да се регулира по различни начини – чрез промени в задвижващия механизъм, чрез конструктивни мерки и др. На фиг. 10.6 е показан вариант за регулиране на големината на работното ъглово преместване на 3 при постоянен ъглов ход α на задвижващото звено 1. Чрез завъртане на щита 4 се променя големината на реалната контактна дъга на палеца с колелото и по този начин може да се измени ъгловото завъртане на колелото 3.



Фиг. 10.6.

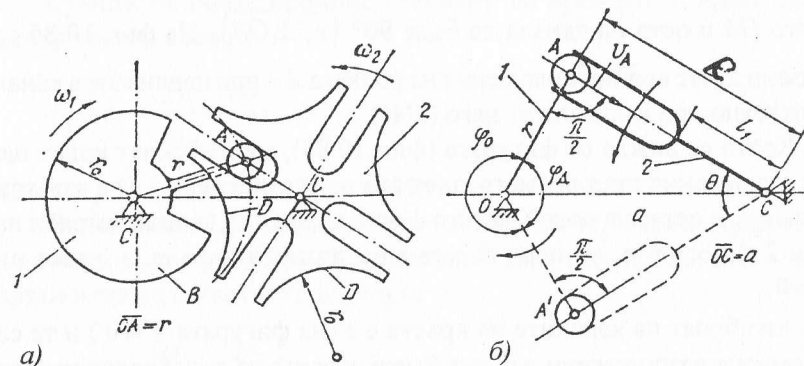
На фиг. 10.7 е посочена схема на механизъм, задвижван от електромагнит. Лостът 1 се завърта около оста O от действието на електромагнита 2 и чрез палеца 4, превърта острозъбото колело 6. Този механизъм се използваше при старите стъпкови изборителни устройства в телефонните централи и в някои електромеханични броячи.



Фиг. 10.7.

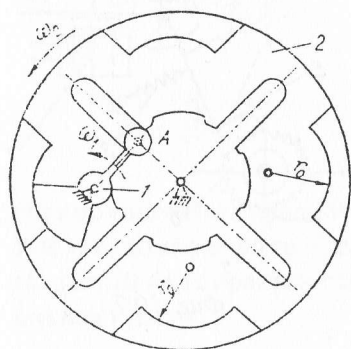
10.1.3. МАЛТИЙСКИ МЕХАНИЗМИ

Малтийските механизми са едни от най-широко разпространените типични механизми за прекъснато движение (фиг. 10.8а). Механизмът притежава две основни звена – диска 1 и малтийския кръст 2. Върху



Фиг. 10.8.

задвижващия диск I е поставена ролката A (или щифт) на разстояние r от оста на въртене O . Малтийският кръст 2 представлява подходящо оформен диск с радиално изрязани канали. Звеното I се върти непрекъснато и равномерно. При определено положение ролката A навлиза в съответен канал на кръста и му предава движение, което го завърта на известен ъгъл. След това ролката A излиза от канала и малтийският кръст преустановява движението си. Неговото неподвижно положение се осигурява (фиксира) от подходящо оформените му страни. Секторът B на звеното I се плъзга по извивката D на кръста и по този начин възпрепятства завъртането му. При навлизането на ролката A в следващия канал секторът B напуска дъгата D и кръстът се освобождава за ново следващо превъртане.



Фиг. 10.9.

На фиг. 10.9 е показана схема на малтийски механизъм с вътрешно зацепване при който двете звена се въртят в еднакви посоки.

Основните размери на малтийския механизъм се подбират така, че в момента на влизане и излизане на ролката от съответния канал, периферната скорост v_A на нейния център да съвпада по направление с оста на канала (фиг. 10.8б). В този момент кръстът е неподвижен и ако е спазено това условие, той се задвижва и спира безударно (по-точно с „мек“ удар).

Условието за „мек“ удар изисква в началния момент на влизането на ролката в канала ъгълът между рамото OA и оста на канала да бъде 90° ($\overline{v_A} \perp \overline{OA}$). На фиг. 10.8б са показани двете крайни положения на ролката A – при навлизане в канал и съответно при излизане от него (OA').

Както се вижда от фигурата (фиг. 10.8б), малтийският кръст ще бъде в движение през времето, за което началното звено I се завърта на ъгъл φ_D и остава в покой, когато I описва ъгъл φ_O (допълнителен на φ_D до 2π). Ъгъл φ_D се нарича **ъгъл на движение**, а φ_O – **ъгъл на покой**.

Ако броят на каналите на кръста е z (на фигурата $z = 4$) и те са равномерно разположени, ъгълът θ между осите на два съседни канала

е $\theta = \frac{2\pi}{z}$. Този ъгъл отговаря и на стъпковото ъглово завъртане на кръста.

От правоъгълния триъгълник OAC (фиг. 10.8б), в който $\frac{\varphi_D}{2} + \frac{\theta}{2} = \frac{\pi}{2}$ за ъгъла на движението се получава

$$\varphi_D = \pi - \theta = \pi - \frac{2\pi}{z} = \frac{\pi}{z}(z - 2), \quad (10.1)$$

а за ъгъла φ_O на покой съответно

$$\varphi_O = 2\pi - \varphi_D = 2\pi - \frac{\pi}{z}(z - 2) = \frac{\pi}{z}(z + 2). \quad (10.2)$$

Тъй като задвижващото звено се върти равномерно, т.е. $\omega_I = const$, ъглите му премествания са пропорционални на времето, $\varphi = \omega_I t$. Това означава, че времето за движение на кръста t_D и времето на неговия покой t_O ще се определят чрез съответните ъгли на движение и покой, т.е.

$$t_D = \frac{\varphi_D}{\omega_I} = \frac{\pi(z - 2)}{z\omega_I}, \quad (10.3)$$

и

$$t_O = \frac{\varphi_O}{\omega_I} = \frac{\pi(z + 2)}{z\omega_I}. \quad (10.3a)$$

Сумата от двете времена отговаря на времето за едно пълно превъртане на звеното I :

$$t_D + t_O = \frac{2\pi}{\omega_I} = \frac{60}{n_I}, \quad (10.4)$$

където n_I , min^{-1} е честотата на въртене на звеното I .

Отношението k между времето на движение t_D и времето на покой t_O , се нарича **коэффициент на движение**. Това отношение може да се изрази и чрез съответните ъгли или

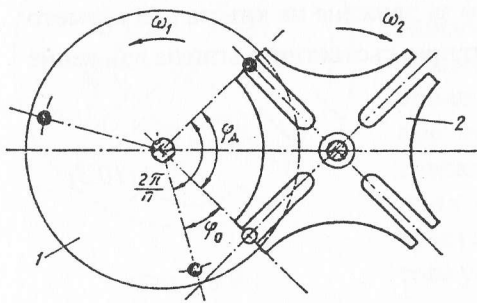
$$k = \frac{t_D}{t_O} = \frac{\varphi_D}{\varphi_O} = \frac{z - 2}{z + 2}. \quad (10.5)$$

Ако се сравнят изразите за двете времена, се вижда, че $t_d < t_o$, т.е. $k < 1$. За да се осигури прекъснато движение на малтийския кръст трябва $t_d > 0$ или $k > 0$. От (10.3) или (10.5) следва, че трябва $z - 2 > 0$ и съответно $z > 2$. Това неравенство означава, че минималният брой на каналите е $z_{min} = 3$. Максималният им брой не е ограничен, но практически е $z_{max} = 12 \div 15$.

От урavn. (10.5) може да се изрази броят z на каналите чрез коефициента на движение k :

$$z = 2 \frac{k+1}{1-k} \quad (10.6)$$

В някои случаи се налага върху началното звено 1 да се поставят няколко ролки с цел да се увеличи общото време на движение. Броят n на тези задвижващи ролки може да бъде различен, но те трябва да бъдат разположени така, че всяка следваща да навлиза в съответния канал на кръста само след излизането на предната (фиг. 10.10). Ако се приеме, че ролките на брой n са равномерно разположени върху звеното 1 , посоченото условие изисква ъгълът между две съседни ролки да бъде по-голям от ъгъла на движение φ_d



Фиг. 10.10.

(фиг. 10.10), т.е.

$$\frac{2\pi}{n} > \varphi_d = \frac{\pi}{2}(z-2) \quad \text{или} \quad n < \frac{2z}{z-2} \quad (10.7)$$

Например при $z = 3, 4, 5$ или 6 , броят на ролките трябва да бъде съответно $n < 6, 4, 3$ и 3 .

За разглеждания случай при n задвижващи ролки ъгълът на покой φ_o и коефициентът на движение k се определят съответно от изразите:

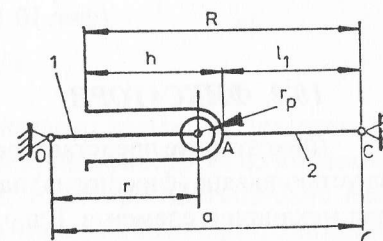
$$\varphi_o = \frac{2\pi}{n} - \varphi_d = \frac{2\pi}{n} - \frac{\pi}{2}(z-2) = \pi \left(\frac{2}{n} + \frac{2}{z} - 1 \right)$$

$$k = \frac{t_d}{t_o} = \frac{\varphi_d}{\varphi_o} = \frac{z-2}{z \left(\frac{2}{n} + \frac{2}{z} - 1 \right)} \quad (10.8)$$

Основните размери на малтийския механизъм се определят чрез броя на каналите z и междуосовото разстояние a от ΔOAC (фиг. 10.8б):

$$r = a \sin \frac{\theta}{2} = a \sin \frac{\pi}{z}, \quad R = a \cos \frac{\theta}{2} = a \cos \frac{\pi}{z} \quad (10.9)$$

За да се определи дължината h на канала, се разглежда положението на двете звена, при което оста на канала и рамото OA лежат на една права линия, т.е. ролката се намира в дъното на канала (фиг. 10.11). От фигурата се вижда, че $r + r_p + l_1 = a$



Фиг. 10.11.

или $l_1 = a - r - r_p$, т.е.

$$h = R - l_1 = R + r + r_p - a$$

или

$$h = a \left(\sin \frac{\pi}{z} + \cos \frac{\pi}{z} - 1 \right) + r_p \quad (10.10)$$

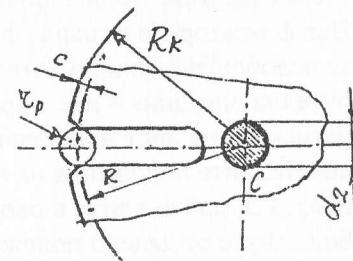
където r_p е радиусът на ролката, който се приема най-често $2r_p = (0,2 \div 0,3)r$; размерът h на практика се увеличава с $l \div 2 \text{ mm}$. Външният радиус на кръста се определя от (фиг. 10.12):

$$R_k = \sqrt{R^2 + r_p^2} + c \quad (10.11)$$

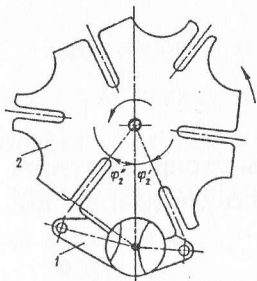
където фаската c обикновено е $c = 1 \div 3 \text{ mm}$.

Диаметрите на валове на началното звено 1 и на кръста 2 могат да се избират по конструктивни (или якостни) съображения, но те трябва да отговарят на следните условия (фиг. 10.11 и 10.12):

$$d_1 < 2(a - R); \quad d_2 < 2(R - h) \quad (10.12)$$



Фиг. 10.12.



Фиг. 10.13.

Ако тези неравенства не са изпълнени, налага се звената да се закрепват конзолно.

По време на движението на кръста малтийският механизъм е еквивалентен на кулисен механизъм (виж гл. II) и има същите кинематични характеристики – предавателно отношение, ъглова скорост и ъглово ускорение.

Когато редуващите се периоди на движение и тези на покой на кръста не са еднакви, се използват нееднородни малтийски механизми (фиг. 10.13).

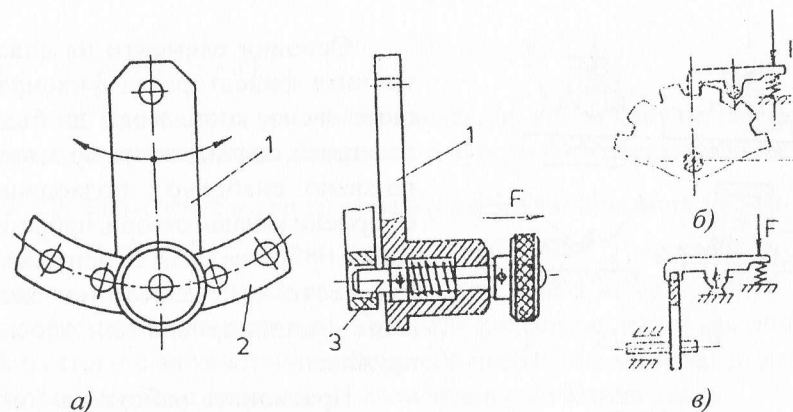
10.2. ФИКСАТОРИ

Фиксаторите представляват механични устройства, които служат за установяване (фиксиране) на взаимното положение на две звена, на два механични елемента. Едното звено е периодически подвижно чрез външна намеса и има ротационно или постъпателно преместване и чрез фиксатора то заема напълно определено положение на покой спрямо другото звено. Чрез фиксаторите правилно и еднозначно се включват и изключват различни електрически и механични вериги. Те предпазват съответните елементи от разместване в процеса на работа, което може да се получи особено при ударни и вибрационни условия.

В зависимост от начина, по който се освобождават фиксирания елементи, фиксаторите биват с **твърда** или с **еластична фиксация**. Във фиксаторите с твърда фиксация (фиг. 10.14) подвижният елемент се освобождава и премества в ново положение чрез някаква предварителна операция – предварително дръпване или завъртане на ръчка, натискане на лост или клавиш и пр. В схемата на фиг. 10.14а последователните положения на подвижния елемент *1* се установяват чрез щифта *3*, който влиза в съответните отвори на елемента *2*. За освобождаване от дадено положение и установяване на следващо е необходимо предварително да се издърпа и извади щифтът *3*, като се преодолее пружинната сила, след което лостът *1* може да се завърти на съответното ново положение.

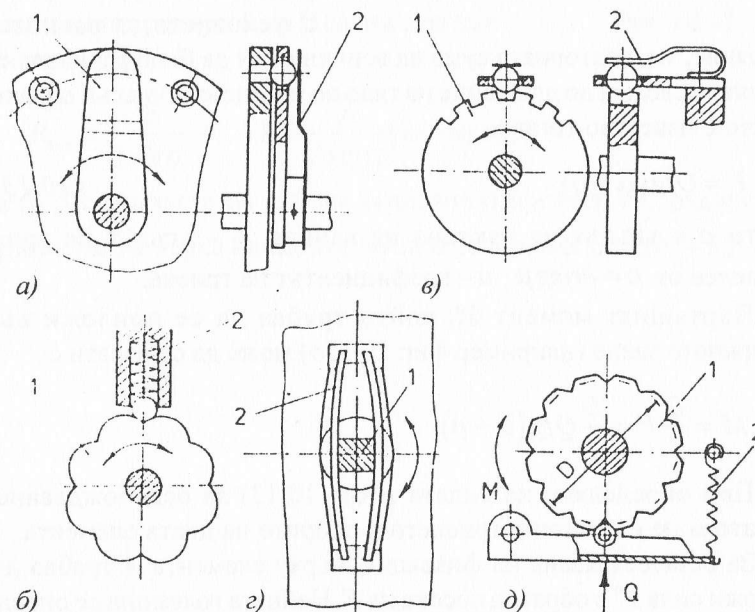
На фиг. 10.14б, в са показани схеми на фиксатори с твърда фиксация на части с ротационно движение. Тяхното освобождаване се извършва чрез прилагане на силата *F*.

При фиксаторите с еластична фиксация освобождаването се извършва чрез прилагане на увеличено външно усилие – сила или въртящ

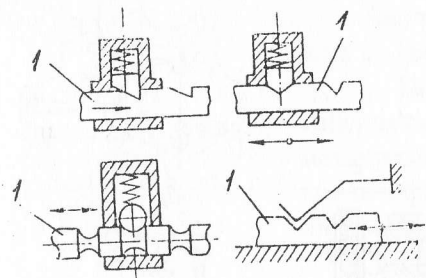


Фиг. 10.14.

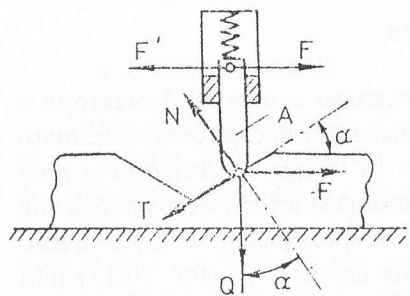
момент. На фиг. 10.15 са показани няколко схеми на фиксатори с еластична фиксация при ротационно движение (фиксира се положението на въртящия се елемент *1*), а на фиг. 10.16 при постъпателно преместване на фиксирания елемент *1*. Преминаването от едно положение към второ при тези фиксатори се извършва чрез прилагане на увеличено усилие на завъртане върху подвижния елемент *1* (фиг. 10.15) или увеличена сила (фиг. 10.16).



Фиг. 10.15.



Фиг. 10.16.



Фиг. 10.17.

Основни елементи на еластичните фиксатори са фиксиращото звено, което може да бъде палец, зъб, сачма, ролка и пр. и второ звено, снабдено с подходящо оформени канали, отвори, прорези, зъби и пр. Двете звена се притискат най-често чрез еластичен елемент – цилиндрична или плоска пружина.

Правилната работа на фиксатора е свързана с подходящ избор на някои негови геометрични размери. На фиг. 10.17 са посочени силите, които действат на фиксатор с палец: Q е силата на натиск на пружината, F – необходимата сила за изваждане на фиксиращия елемент от канала, T – силата на триене, N – нормалната реакция между звената.

С условието за равновесно състояние, т.е. векторната сума на всички сили да бъде равна на нула, случаят се свежда до движение на тяло по наведена под ъгъл α равнина и както е известно тогава

$$F = Q \operatorname{tg}(\alpha + \rho), \quad (10.13)$$

където α е ъгълът на наклона на канала, ρ – ъгълът на триене, определен от $\rho = \operatorname{arctg} \mu$; μ – коефициентът на триене.

Въртящият момент M , който трябва да се приложи върху подвижното звено (например фиг. 10.15d) може да се изрази с

$$M = \frac{D}{2} F = \frac{D}{2} Q \operatorname{tg}(\alpha + \rho).$$

При определяне на силата F от (10.13) за освобождаване на фиксатора не е отчетено триенето в опорите на двата елемента.

За осъществяване на фиксация, върху елемента A трябва да се приложи сила F' с обратна посока на F . Нейната големина се определя съответно от

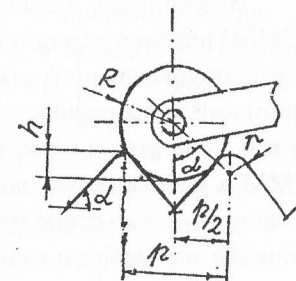
$$F' = Q \operatorname{tg}(\rho - \alpha).$$

От последното уравнение следва, че ако ъгълът на наклона на канала е равен на ъгъла на триене, $\alpha = \rho$, относителното преместване между елементите може да се извърши без външна сила ($F' = 0$); ако $\alpha > \rho$, което води до отрицателна стойност на F' , равномерното преместване изисква задържаща сила. Ако такава не се приложи, фиксаторът ще се фиксира сам. При тези фиксатори, наричани понякога фиксатори с автоматично действие, е необходим минимален начален силов импулс за вкарване на елемента в съответния канал.

За намаляване на триенето често се използва ролка или сачма, която се поставя върху фиксиращото звено вместо зъб или палец (фиг. 10.18). Тогава е целесъобразно фиксаторите да се проектират с минимален ход h за излизане на ролката от фиксираното положение. Това изисква центърът на ролката, контактната точка и центърът на закръгления на върха на зъба да лежат на една права (фиг. 10.18). В този случай максималният радиус R на ролката и ходът h се определят от

$$R_{\max} = \frac{P}{2 \sin \alpha} - r, \quad h = \frac{P}{2 \sin \alpha} (1 - \cos \alpha),$$

където p е стъпката на зъбния (каналния) профил, r – радиусът на закръгление на върха на зъбите; ъгъл α се приема $\alpha = 30^\circ \div 50^\circ$.



Фиг. 10.18.

и (711). Той е по-голям от триещия момент на лагерите на центри.

Вариантите на фиг. 7.11а и фиг. 7.11б се използват за лагеруване на диска на електромерите. При по-тежка подвижна система се използва лагеруването със свободна съчма (фиг. 7.11б). Това води до по-равномерно износване на сферичната повърхнина и намаляване на триещия момент, тъй като се разчита до известна степен и на триене при търкаляне. Тази двойносферична опора трябва да се осигури обаче срещу радиални товари.

На фиг. 7.11 в, г) са показани и други регулируеми сферични опори. В първия случай се регулира чрез подходящ избор на дебелината на дистанционните шайби на капачката, а във втория – чрез избор на винтовата пружина.

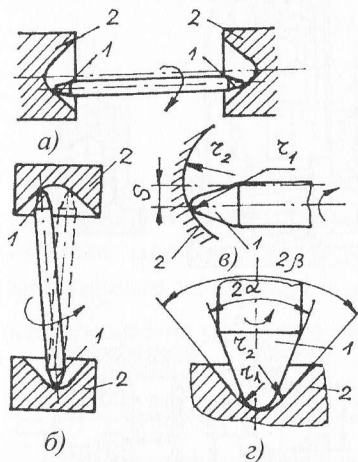
7.1.4. ЛАГЕРИ С ОСТРИ ШИЙКИ

Лагерите с остри шийки се използват за лагеруване на оси с малки натоварвания и ниски честоти на въртене, когато съпротивителният момент от силите на триене трябва да бъде малък. Конструкцията на тези лагери не позволява да се постигне висока точност на центроване. Затова те намират приложение в електроизмервателните уреди, компасите, електрическите броячи, часовниковите механизми и пр., където изискванията за точност на центроване са по-ниски.

Тези лагери се състоят от конусна шийка 1 със сферично закръгление (фиг. 7.12) и конусно гнездо 2 с вътрешна сферична повърхнина. Понякога гнездото се оформя само със сферична повърхнина. Допиращите се повърхнини са със различен радиус на закръгление – за шийката $r_1 = 0,01 \div 0,2 \text{ mm}$ и за гнездото $r_2 = (3 \div 10)r_1$.

Ъглите на конусите се избират обикновено $2\alpha = 60^\circ$, $2\beta = 90^\circ$.

При монтажа на лагерите с остри шийки трябва да се гарантира минимална осова хлабина j , която предпазва шийката от заклиняване при температурни колебания. От тази хлабина зависи центроването на осите и затова тя трябва да се избира внимателно, а при възможност да бъде



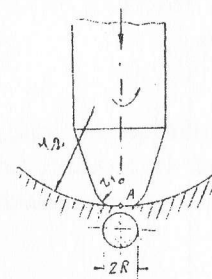
Фиг. 7.12.

112

регулируема. Нейният избор зависи и от ориентацията на лагеруваните оси. На практика се използват вертикални и хоризонтални оси. При вертикални оси хлабината е от 0,02 до 0,03 mm, а при хоризонтални оси – около 0,1 mm.

Лагери с остри шийки при вертикална ос.

Тази ориентация на осите съществува при уредите с хоризонтална скала. Натоварването, възникнало в подвижната система на уреда, се поема от долния лагер. Поради малките допирни площи в контактната зона възникват деформации, вследствие на което двата елемента няма да се допират в точка, а в кръгова площ с определен радиус (фиг. 7.13). Съгласно теорията на Херц радиусът R на това контактно петно може да се определи от израза



Фиг. 7.13.

$$R = \sqrt[3]{\frac{0,682Q \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}}}, \quad (7.13)$$

където Q е осовата натоварваща сила; r_1, r_2 са радиусите на закръгление на шийката и гнездото; E_1, E_2 - модулите на линейна деформация на материалите на шийката и гнездото.

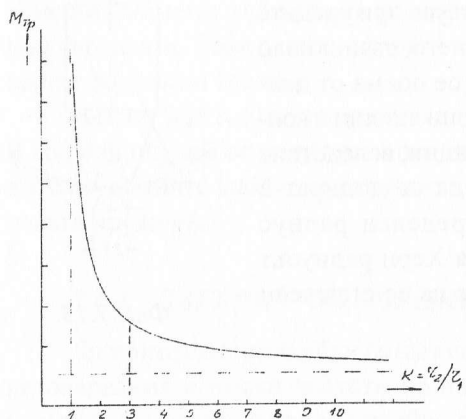
Векторите на повърхностното налягане върху контактната площ са разпределени по полусфера [2] с радиус R , като максималната стойност на това налягане p_{max} е в средата на петното. Ако се определи триещият момент върху елементарна пръстеновидна площ от зоната и след това се интегрира за цялата опорна площ, може да се намери зависимост за определяне на триещия момент в опората. Тази зависимост има вида

$$M_{Tp} = \frac{3}{16} \pi \mu Q R = 0,407 \frac{\mu}{\sqrt{P_{max}}} Q^{1,5},$$

където μ е коефициентът на триене, който зависи от материалите и качествата на контактните повърхнини. За гнездо и шийка, изработени от стомана, $\mu = 0,12 \div 0,15$, за стоманена шийка и гнездо от корунд

$$\mu = 0,13 \div 0,14.$$

При зададен товар Q и избрани материали триещият момент зависи от радиуса на контактното петно R или от налягането p_{max} . От (7.13) се вижда, че намаляването на радиуса R е свързано с избора на по-малък радиус r_1 . Тъй като този радиус на закръгление на шийката може да се получи много малък, и триещият момент ще има малки стойности, което е типично за тези опори.



Фиг. 7.14.

Чрез (7.14) и (7.13) може да се установи и зависимостта между M_{Tp} и съотношението на радиусите на закръгление $\kappa = r_2/r_1$. Тази зависимост в графичен вид е показана на фиг.(7.14). Очевидно е, че за да бъде малък M_{Tp} , трябва да се спази условието

$$k > 3 \quad (7.15)$$

Стойността на радиуса R от (7.13) ще бъде малка и при избор на материали с големи стойности на модулите на линейна деформация. С това се обяснява малкият триещ момент при употреба на съчетанието от материали закалена стомана и благородни камъни.

Ако се замести R от (7.13) в (7.14), може да се намери максималната стойност на радиуса r_1 , която при избрано съотношение k гарантира зададена стойност на триещия момент, т.е.

$$r_{1max} = \frac{6,7(k-1)M_{Tp}^3}{\mu k \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) Q^4} \quad (7.16)$$

Стойността на r_1 може да се определи още като се използва условието за контактна якост

$$\sigma_{k,max} = 0,616 \sqrt[3]{\frac{Q(k-1)^2}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)^2 k^2 r_1^2}} \leq \sigma_{k,дон} \quad (7.17)$$

където $\sigma_{k,max}$ е максималното контактното напрежение. Минималният радиус на шийката ще бъде

$$r_{1,min} = \frac{0,48(k-1)}{k \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \sigma_{k,дон}} \sqrt{\frac{Q}{\sigma_{k,дон}}} \quad (7.18)$$

При оразмеряване на радиусите r_1 и r_2 трябва да се има предвид, че техните гранични отклонения са съизмерими със стойността им. Затова при точно пресмятане трябва да се спазва неравенството

$$r_{1,max} \geq r_1 \pm \Delta r_1 \geq r_{1,min}$$

където Δr_1 е допустимото отклонение на радиуса r_1 .

Когато лагерният възел работи във вибрационна среда, максималното контактното напрежение се намира от израза [2]

$$\sigma_{k,max} = \sqrt[5]{\frac{A \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)^3}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)^2}} \leq \sigma_{k,дон} \quad (7.19)$$

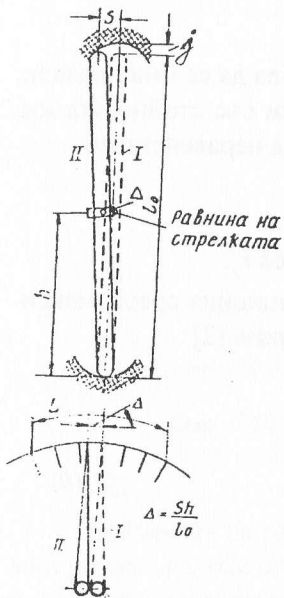
където $A = \frac{Qv_{max}^2}{2g}$; g е земното ускорение; v_{max} – максималната скорост на взаимния удар, определена от (7.7).

Допустимите контактни напрежения $\sigma_{k,дон}$ при динамични условия и модулите на линейна деформация са дадени в табл. 7.1.

Таблица 7.1.

Материали	$\sigma_{k,дон}, Pa$	E, Pa
Закалена стомана У10А	$49 \cdot 10^8$	$2,04 \cdot 10^{11}$
Ахат	$49 \cdot 10^8$	$0,98 \cdot 10^{11}$
Корунд, рубин, сапфир	—	$4,4 \cdot 10^{11}$
Кобалтово-волфрамова сплав	$39 \cdot 10^8$	$1,27 \cdot 10^{11}$

Грешка от наклоняване на оста. Необходимо условие за правилната работа на лагеруваната ос е наличието на осова хлабина j . Тази хлабина е причина за наклоняване на оста на измервателния уред с хоризонтална скала в произволно направление, което води до появата на случайна грешка в показанието му.



Фиг. 7.15.

От фиг.(7.15) следва

$$\Delta = s \frac{h}{l_0}, \quad (7.21)$$

където l_0 е дължината на оста. Като се замести (7.21) в (7.20), за процентната грешка се получава

$$\varepsilon = \frac{2sh}{l_0 L} 100\%. \quad (7.22)$$

За да се проследи как влияят върху грешката първичните параметри на лагеруването, трябва отклонението s да се изрази чрез тях. От триъгълника OO_1B (фиг.7.16) следва, че

На фиг.7.15 е показана наклонената вертикална ос. Горният ѝ край се е преместил на разстояние s от вертикалното направление, а мястото на окачване на стрелката (на разстояние h от долния лагер) - на разстояние Δ . На фигурата е показан най-неблагоприятния случай, когато наклоняването е в направление, перпендикулярно на равнината, определена от оста и стрелката. Максималната абсолютна грешка в показанието на уреда е Δ (фиг.7.15). Процентната грешка може да се изрази чрез отношението

$$\varepsilon = \frac{2\Delta}{L} 100\%, \quad (7.20)$$

където L е линейната дължина на скалата.

Грешката се удвоява, тъй като при градуиране на скалата оста може да бъде наклонена в едната посока, а при отчитане на измерваната величина - в противоположната посока.

$$r_o^2 = s^2 + (r_2 - j - r_1)^2 = s^2 + (r_o - j)^2, \quad (7.23)$$

където $r_o = r_2 - r_1$.

От (7.23) следва

$$s = \sqrt{j(2r_o - j)}. \quad (7.24)$$

Като се вземе предвид, че $r_o = r_2 - r_1$

и $r_2 = kr_1$, за s се получава

$$s = \sqrt{j[2r_1(k-1) - j]} \quad (7.25)$$

или окончателния израз за грешката е

$$\varepsilon = \frac{2h\sqrt{j(2r_o - j)}}{l_0 L} 100 = \frac{2h\sqrt{j[2r_1(k-1) - j]}}{l_0 L} 100\%. \quad (7.26)$$

От (7.26) следва, че грешката може да се намали чрез намаляване на h , j и k . Намаляването на h , т.е. закрепването на стрелката по-близо до долната опора, е свързано с конструктивни трудности. Хлабината j се намалява до възможната минимална стойност ($0,02 \div 0,03$ mm), а коефициентът k се избира $k=2$.

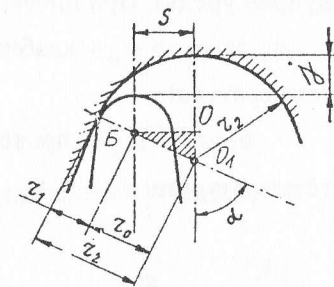
Грешката от наклоняване на оста не може да се предвиди при градуирането на уреда. Тя има особено значение при уредите с малки скали и достига до $0,5 - 0,7\%$.

Изборът $k < 3$ за горната опора не противоречи на условието за минимален триещ момент, тъй като триещия момент се поражда предимно в долния лагер, където $k \geq 3$, а за грешката от наклоняване на оста има значение горната опора.

Проектният избор на материалите, от които се изработват оста и носещата рамка на уреда, е в тясна връзка с температурните деформации и хлабината j . Хлабината обикновено се задава и тъй като лагерните гнезда се монтират в тялото на винт, може да се гарантира при монтажа. За тази цел горният носещ винт се завива до обирание на хлабината и след това се отвива на определен ъгъл, който в зависимост от стъпката на резбата осигурява зададената хлабина j .

Проверките за заклиняване от температурни деформации се правят чрез израза

$$j > (\alpha_{to} - \alpha_{sp})(t_{max} - t_{sp})l_o, \quad (7.27)$$

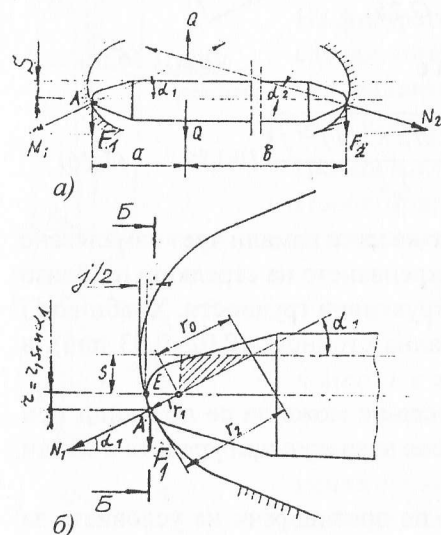


Фиг. 7.16.

където α_{10} и α_{1p} са коефициентите на линейно разширение на оста и рамката; l_o е дължината на оста; t_{zp} – температурата, при което е градуиран уредът. При проверката са възможни два случая:

а) $\alpha_{10} > \alpha_{1p}$ – хлабината се проверява само при нарастване на температурата.

б) $\alpha_{10} < \alpha_{1p}$ – проверката се извършва само при намаляване на температурата.



Фиг. 7.17.

Лагери с остри шийки при хоризонтална ос. В този случай под действие на радиалния товар и при наличие на обща хлабина j геометричната ос на шийката се измества на разстояние s спрямо геометричната ос на гнездата. Предполага се, че хлабината j се разпределя равномерно между двете опори и контактът между сферичните повърхнини на шийката и гнездото е в т. А (фиг.7.17 а). В тази точка е приложена реакцията N_1 , която минава през центровете на сферичните повърхнини на шийката и гнездото и вертикалната ѝ съставляваща F_1 . Чрез тях може да се намери триещият момент $M_{мп1}$ в опорите:

$$M_{мп1} = \mu N_1 r = \mu \frac{F_1}{\sin \alpha_1} r_1 \sin \alpha_1 = \mu F_1 r_1, \quad (7.28)$$

тъй като съгласно с фиг.(7.17 а)

$$N = F_1 / \sin \alpha_1 \quad \text{и} \quad r = r_1 \sin \alpha_1$$

Уравнение (7.28) потвърждава, че $M_{мп1}$ има малки стойности, тъй като радиусът на закръгление r_1 може да приеме твърде малки стойности.

Максималните контактни напрежения в натоварената зона при лагерите с остри шийки с хоризонтални оси се определят също с

формулата на Херц [2]

$$\sigma_{kmax} = \sqrt[3]{\frac{0,235 \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) N_1}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)^2}} \leq \sigma_{k,доп}, \quad (7.29)$$

където N_1 е нормалната реакция, която се определя от уравнението

$$N_1 = \frac{F_1}{\sin \alpha_1} = \frac{F_1 r_o}{\sqrt{\frac{j}{2} \left(2r_o - \frac{j}{2} \right)}}. \quad (7.30)$$

Когато лагерите работят в условия на вибрации и сътресения, контактът между леглото и шийката се прекъсва, поради което шийката се намира винаги в долно положение. В този случай за определяне на момента от триене се използва (7.28). Максималното контактно напрежение се определя с израз, подобен на (7.19) [2] или

$$\sigma_{kmax} = 0,779 \sqrt[3]{\frac{A(1/r_1 - 1/r_2)^3}{(1 + \mu \operatorname{ctg} \alpha)(1/E_1 + 1/E_2)^4}} \leq \sigma_{k,доп},$$

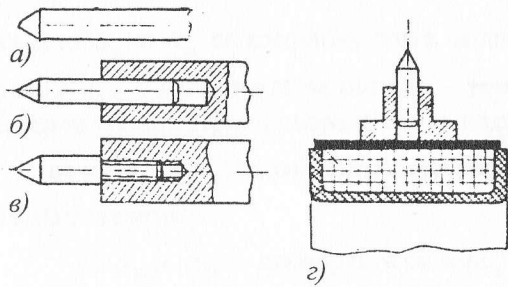
където

$$A = \frac{N_1 v_{max}^2}{2g}; \quad v_{max} \text{ е максималната скорост на взаимния удар,}$$

определена от (7.7); α_1 - ъгълът на наклона на нормалата, определен от израза

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{\sqrt{\frac{j}{2} \left(2r_o - \frac{j}{2} \right)}}{r_o}.$$

Конструктивни форми на лагерите с остри шийки. Конструктивните форми на лагерите с остри шийки са най-разнообразни. На фиг.7.18 са показани начините на оформяне на лагерната шийка. В понеотговорни случаи шийката се оформя чрез престъргване на края на оста (фиг.7.18а). За олекотяване на подвижната система на уредите лагерните шийки често се изработват отделно и се монтират с пресово



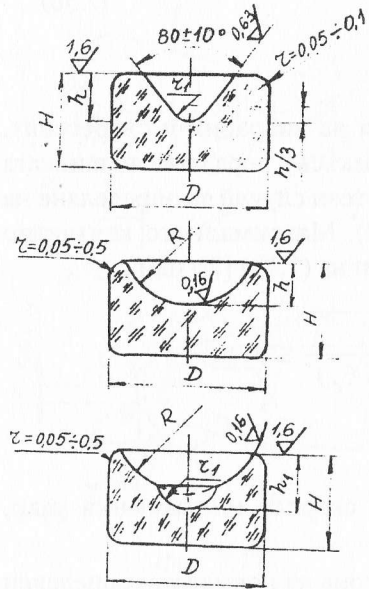
Фиг. 7.18.

съединение или залепване в дуралуминиева ос или втулка (фиг.7.18б, в). При осите с по-големи диаметри могат да се монтират и чрез винтово съединение (фиг.7.18г).

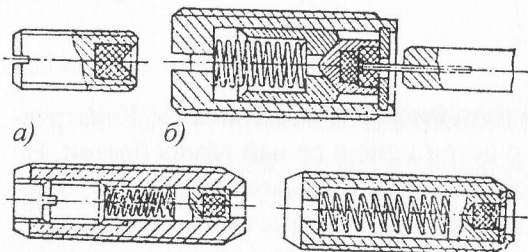
Обикновено лагерните шийки се изработват от инструментална стомана и по-рядко от кобалтово-волфрамови сплави. Тези сплави се използват при специални изисквания към лагерите – корозионна устойчивост, по-голяма износоустойчивост при променливи натоварвания и др.

Лагерните гнезда се изработват от естествени или изкуствени благородни камъни: ахат, корунд и сапфир. По-рядко, когато са подложени на сътресения, те се правят от специално стъкло, бронз или медно-берилиева сплав. Гнездата представляват цилиндрични тела с диаметър 1,5 до 2,5 mm и височина от 1 до 2,5 mm, в които са оформени гнезда с различна форма (фиг.7.19): конусни със сферично закръгление, сферични и двойно сферични.

На фиг.(7.20) са показани някои конструктивни решения за закрепване на гнездата: обикновено закрепване във винт (фиг.7.20а), противоударно закрепване с винтова пружина (фиг. 7.20в) и комбинирано закрепване за поемане на осови и радиални натоварвания (фиг.7.20б).



Фиг. 7.19.



Фиг. 7.20.

7.2. ЛАГЕРИ С ТРИЕНЕ ПРИ ТЪРКАЛЯНЕ

7.2.1. ТЪРКАЛЯЩИ ЛАГЕРИ

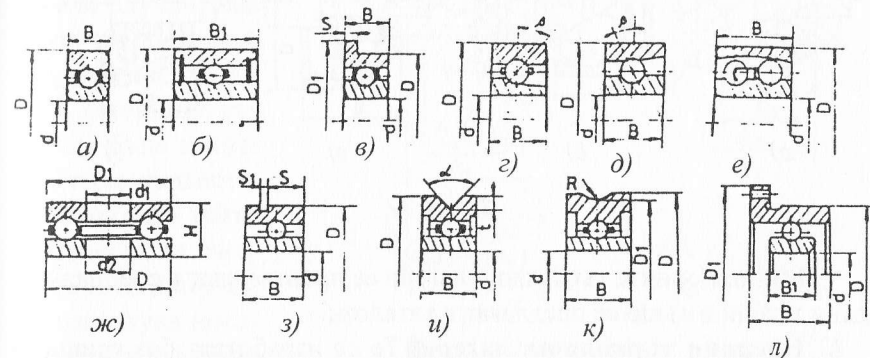
Търкалящите лагери намират широко приложение в прецизната техника. Те се различават от лагерите, използвани в машиностроенето, не само с малките си размери, но и по някои конструктивни особености. На практика се срещат няколко разновидности на търкалящите лагери: стандартни, миниатюрни и насипни.

Стандартни търкалящи лагери. Стандартните търкалящи лагери, употребявани в прецизната техника, са подобни на лагерите от машиностроенето, но имат по-малки размери. Те се произвеждат в свръхлека, особено лека и лека серия. Само някои типоразмери се правят и от средна серия.

На фиг. 7.21 са показани различни видове конструкции на стандартни търкалящи лагери, които се произвеждат в специализираните заводи. Радиалните лагери (фиг.7.21а) са с размери $d = 1 \div 10 \text{ mm}$, $B = 1 \div 7 \text{ mm}$ и външен диаметър $D = 3 \div 24 \text{ mm}$. С аналогични размери са и лагерите със защитни шайби (фиг. 7.21б). Радиалната хлабина на тези опори при нормално изпълнение е $5 \div 13 \mu\text{m}$, Точността им се регламентира от 5 класа на точност: P0, P6, P5, P4 и P2.

Сравнително рядко се срещат лагерите с опорен борд (фиг.7.21в). При тях размерите са: $d = 1,5 \div 6 \text{ mm}$, $B = 1,2 \div 3,5 \text{ mm}$, $D = 4 \div 13 \text{ mm}$ и $D_1 = 5 \div 15 \text{ mm}$

Радиално-аксиалните лагери (фиг.7.21г,д)са разглобяеми и неразглобяеми. Те се изпълняват с контактен ъгъл $\beta = 10 \div 20^\circ$ и размери $d = 3 \div 8 \text{ mm}$; $B = 4 \div 6 \text{ mm}$; $D = 10 \div 20 \text{ mm}$. Класовете на точност са от P0 до P4.



Фиг. 7.21.

Самонагаждащите лагери (фиг.7.21 е) в прецизната техника са с размери: $d = 3 \div 9 \text{ mm}$; $B = 4 \div 6 \text{ mm}$; $D = 10 \div 20 \text{ mm}$ и класове на точност $PO \div P6$. Малките типоразмери ($d = 3 \div 5 \text{ mm}$) се произвеждат без сепаратор.

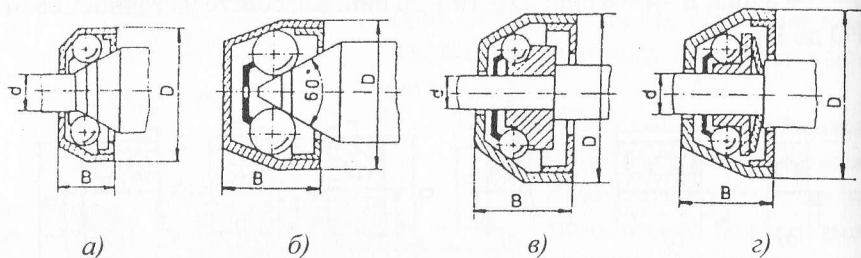
Аксиалните лагери (фиг.7.21 ж) се изработват с клас на точност само PO . Техните размери са: $d = 3 \div 9 \text{ mm}$; $H = 3,5 \div 7 \text{ mm}$; $D = 8 \div 20 \text{ mm}$.

Освен изложените конструкции се срещат, макар и по-рядко, малогабаритни стандартни лагери с видоизменена външна гривна: с упорен канал (фиг. 7.21 з); с триъгълен канал (фиг. 7.21 и); с тороидален канал (фиг.7.21 к); с фланец (фиг.7.21 л).

При монтажа на малогабаритните търкалящи лагери трябва да се подбират сглобки с по-малка стегнатост, за да се намали деформацията на лагерните гривни, които са тънкостенни. Примерни допускови полета за вала са: $g5$; $h5$; $j5$, а за отвора – $H6$; $J6$; $K6$ и т. н.

Изборът на този вид лагери по каталог и останалите подробности са разгледани в курса по Машинни елементи.

Миниатюрни търкалящи лагери. Те се използват в малогабаритните уреди и устройства. Изработват се с щанцована външна гривна (фиг.7.22) с много малки размери ($D = 1 \div 6 \text{ mm}$ и $B = 0,7 \div 2 \text{ mm}$). В някои конструкции (фиг.7.22 а, б) шийката на вала контактува директно с търкалящите се тела, а при други съществува и вътрешна гривна (фиг.7.22 в, г). Сачмите се поставят в свободно състояние или в сепаратор. Характерна особеност на тези лагери е малкият съпротивителен момент – около $0,1 \div 0,05 \cdot 10^{-4} \text{ Nm}$.

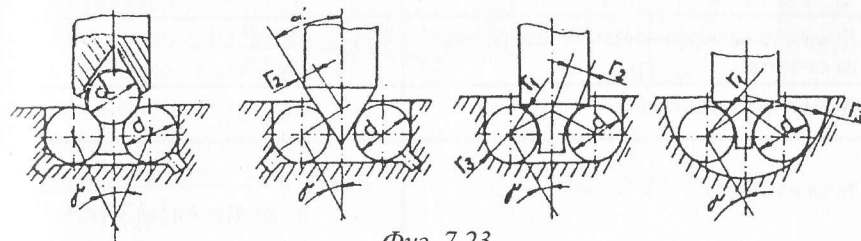


Фиг. 7.22.

Миниатюрните търкалящи лагери се произвеждат в специализирани заводи и също се предлагат в каталози.

Насипни търкалящи лагери. Те се изработват без гривни и сепаратор, поради което размерите им са по-малки (фиг.7.23). Най-често

за външна гривна служат цилиндрично или сферично гнездо в корпуса на уреда, а подходящо оформената шийка на вала заменя вътрешната гривна.

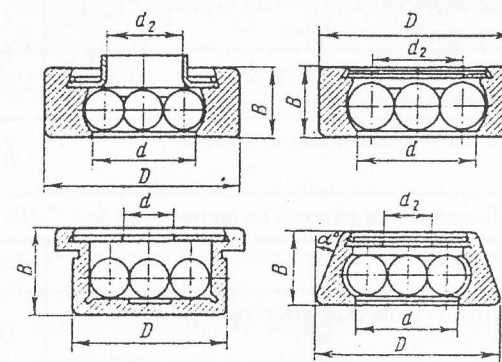


Фиг. 7.23.

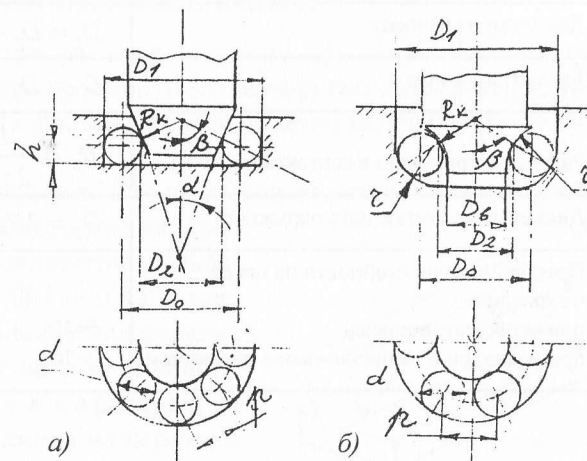
Чашковите лагери (фиг.7.24) също спадат към насипните лагери. Те имат малко по-големи размери и по-голям момент на триене.

Геометричните параметри на най-често използваните насипни лагери (фиг.7.25 а, б) се определят от зависимостите, дадени в табл.(7.2), а якостните пресмятания се извършват по теорията на Херц.

Оформянето на лагерните възли с търкалящи лагери в тези случаи има някои особености. Много често се налага лагерният възел да бъде закрепен върху тънкостенен корпус, в който няма място за лагерите. В този случай се използва носеща втулка с фланец за два (фиг.7.26 а)



Фиг. 7.24.

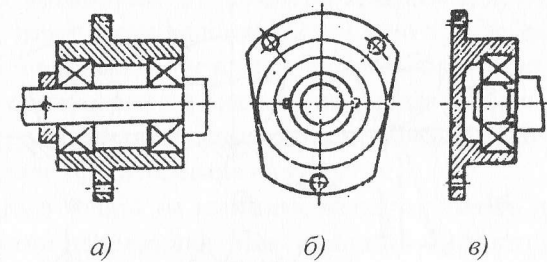


Фиг. 7.25.

Таблица 7.2.

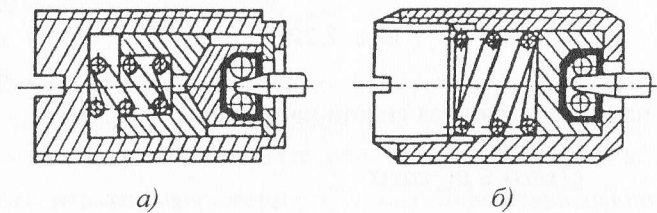
Геометрични размери на схемата от фиг. 7.25а	
Стъпка	$p = (1,005 \div 1,01)d$
Диаметър на окръжността на центровете на сачмите	$D_0 = \frac{P}{\sin 180 / z}$
Диаметър на чашката	$D_1 = D_0 + d$
Ъгъл на конуса	$\sin \alpha = 1 - \frac{a^2 + (a+1)^2}{a(a+1)\sqrt{2a(a+1)}}$ $a = p(d \sin 180)z$
Диаметър на контактната окръжност на конуса със сачмите	$D_2 = D_0 - d \cos \alpha$
Радиус на гривната на конуса в контактната точка	$R_K = D_2 / 2 \cos \alpha$
Височина на контактната точка	$h = \frac{D_2}{2}(1 + \sin \alpha)$
Геометрични размери на схемата от фиг. 7.25б	
Стъпка	$p = (1,005 \div 1,01)d$
Диаметър на окръжността на центровете на сачмите	$D_0 = \frac{P}{\sin 180 / z}$
Радиус на закръгление на чашката	$r = 1,05d / 2$
Диаметър на чашката	$D_1 = D_0 + 0,05d \sin \beta + 1,06d$
Диаметър на вала	$D_2 = D_0 + 0,05d \sin \beta - 1,06d$
Радиус на кривината в контактната точка	$R_K = \frac{D_0}{2 \sin \beta} - \frac{d}{2}$
Диаметър на контактната окръжност	$D_2 = 2R_K \sin \beta$
Препоръчителни стойности на ъгъла на контакта: при осово натоварване; при радиално и радиално-осово натоварване	$\beta = 45^\circ$ $\beta = 70^\circ$

или за един лагер (фиг.7.26в). За работа в среда с големи температурни промени се предвижда натягане на лагерите чрез винтови пружини: нерегулируеми (фиг. 7.27а) и регулируеми (фиг.7.27б).



Фиг. 7.26.

Лагерните опори се мажат в общия случай с консистентни масла (греси) или течни минерални масла. При работа на устройствата в специални условия (ниски и високи температури, вакуум, радиация, влажност, химически активни среди и др.) се употребяват твърди мазилни вещества – графит, молибденов дисулфид и др., които се нанасят върху контактните повърхнини на пръстените или сепаратора чрез специални технологии.

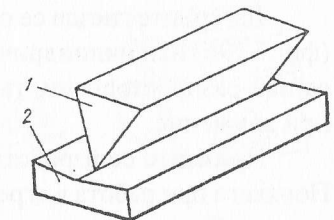


Фиг. 7.27.

7.2.2. ПРИЗМЕНИ (НОЖОВИ) ОПОРИ

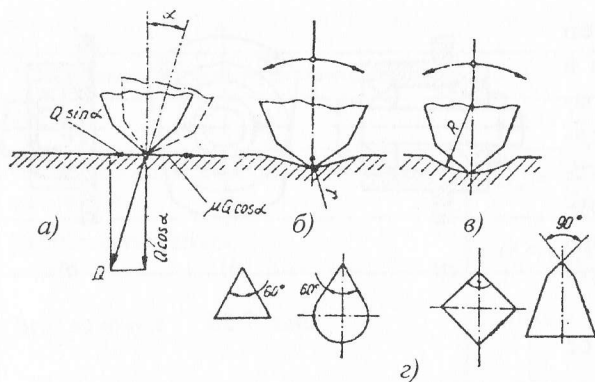
Призмените опори работят с триене при търкаляне. Те се използват за лагеруване на звена, които извършват колебателно движение с малък ъгъл на отклонение и постоянно направление на натоварващата сила.

Призмената опора (фиг.7.28) се състои от призма 1 и гнездо 2. Допирацията се до гнездото ръб на призмата е оформен с цилиндрична повърхнина с радиус $r = 0,005 \div 0,0005$ mm. Малкият радиус r гарантира търкаляне на призмата, ако ъгълът на отклонение α (фиг.7.29а) е малък ($6 \div 8^\circ$), а радиусът на цилиндричната повърхнина на леглото е голям.



Фиг. 7.28.

Граничният ъгъл на отклонение α



Фиг. 7.29.

може да се намери, като се изходи от условието за чисто търкаляне (фиг.7.29а). Нека Q е натоварващата сила, която действа по оста на призмата. Търкалянето ще бъде възможно до момента, в който хоризонталната компонента

на Q не надвишава силата на триене $T = \mu Q \cos \alpha$:

$$Q \sin \alpha \leq \mu Q \cos \alpha \quad (7.31)$$

След като се опрости, това уравнение дава стойността на граничния ъгъл

$$\alpha \leq \arctg \mu; \alpha \leq \rho, \quad (7.32)$$

където μ е коефициентът на триене, ρ - ъгълът на триене.

Ако $\alpha > \rho$ призмата се плъзга по повърхността на гнездото. За материалите, които се използват за изработване на призмената двойка, $\rho = 8$ до 10° . Спазването на (7.32) гарантира малък момент на силите на триене.

При оформянето на лагерните възли се използват разнообразни конструктивни форми. Призмите могат да бъдат с триъгълно, крушовидно, квадратно или петоъгълно сечение (фиг.7.29г). Най-разпространено е триъгълното сечение. То се използва при натоварвания от 1 до 380 N. Призмите с крушовидно сечение имат по-голяма товароносимост (30 ÷ 2500 N).

Лагерните гнезда се оформят с равнина (фиг.7.29а), призматична (фиг.7.29б) или цилиндрична (фиг.7.29в) повърхнина. Последните две са най-разпространени, тъй като гарантират стабилност на призмата при движение.

Призмите се изработват от високовъглеродна закалена стомана. Понякога при работа в агресивна среда те се изработват от благородни камъни. При каменните призми ъгълът при върха е по-голям – от 60 до 120° , докато при металните той е от 45 до 90° .

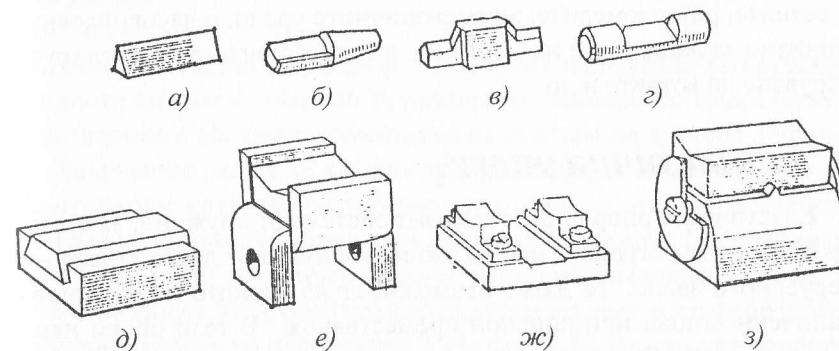
Лагерните гнезда се изработват от закалена стомана или от благородни камъни (ахат, корунд или халцедон), тъй като трябва да имат по-голяма твърдост. Това изискване се налага по две съображения. Първото е технологично - обикновено замяната на износената призма е по-лесна, а второто е свързано с момента на силите на триене. Установено е, че той нараства повече при износване на гнездото.

При натоварена опора в зоната на контакта между призмата и гнездото възникват контактни напрежения. Максималното контактено напрежение е [2]

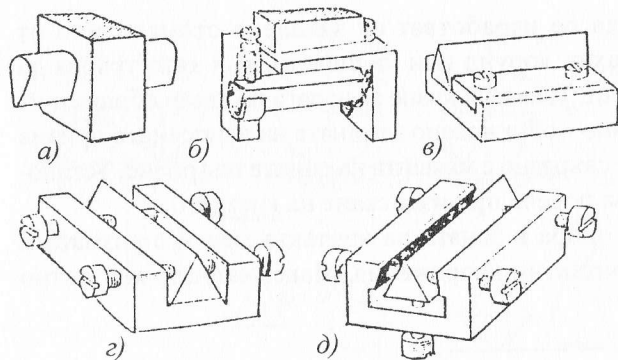
$$\sigma_{k,max} = 0,591 \sqrt{\frac{Q}{rl(1/E_1 + 1/E_2)}} \leq \sigma_{k,oon}, \quad (7.33)$$

където Q е действащата сила в опората; r – радиусът на закръгление на работния ръб на призмата; l – дължината на същия ръб; E_1 и E_2 – модулите на линейна деформация на материалите на призмата и гнездото. Допустимото контактено напрежение $\sigma_{k,oon}$ се избира в зависимост от твърдостта на ножа $\sigma_{k,oon} \approx 0,3 \text{ НВ}$, където НВ е твърдостта на ножа по Бринел. Например за нож от закалена стомана и гнездо от ахат $\sigma_{k,oon} = 2000$ до 3000 МПа .

Конструктивното оформление на призмите е показано на фиг.7.30. Те са прави (фиг.7.30а), едноконзолни (фиг.7.30б), двуконзолни (фиг.7.30в) и двуопорни (фиг.7.30г). Призмените гнезда се закрепват чрез пресоване (фиг.7.30д) или с винтове (фиг.7.30ж). Гнездата от благородни камъни се залепват с шеллак (фиг.7.30е). На фиг.7.30з е показана конструкция на въртящо се гнездо.



Фиг. 7.30.



Фиг. 7.31.

Ножовете се закрепват чрез пресоване (фиг.7.31а), с пружини (фиг.7.31б) или с клин (фиг.7.31в). Ако призмата е направена от неметал и е необходимо регулиране на положението на опорния ръб, закрепването е с винтове в специални държачи (фиг.7.31з,д). В първата конструкция регулирането е в едно направление, а във втората – в две направления.

Моментът от силите на триене в лагерите с призми се определя по зависимостта [2]

$$M_{mp} \approx 0,153k_v Q \sqrt{\frac{Q \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)}{l \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{R} \right)}} \lg \left[\frac{67l}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{R} \right) Q} \right], \quad (7.34)$$

където k_v е скоростен коефициент, който е около 0,1. Другите означения са обяснени от предните формули и фигури.

Призмените опори намират широко приложение в уредите за лагеруване на звена с ъглово колебателно движение. Те се използват във възните, разходомерите, жирокопичните уреди, в часовниковите механизми за лагеруване на махалата, в електромагнитните релета за лагеруване на котвите и др.

7.3. ЕЛАСТИЧНИ ОПОРИ

Еластичните опори представляват система от пружини, които са свързани от една страна, с неподвижния корпус, а от друга страна – с лагеруваното звено. Те дават възможност на звеното да извършва ограничени ъглови или линейни премествания. В тези опори няма външно триене. Съществуващото вътрешно (междумолекулярно)

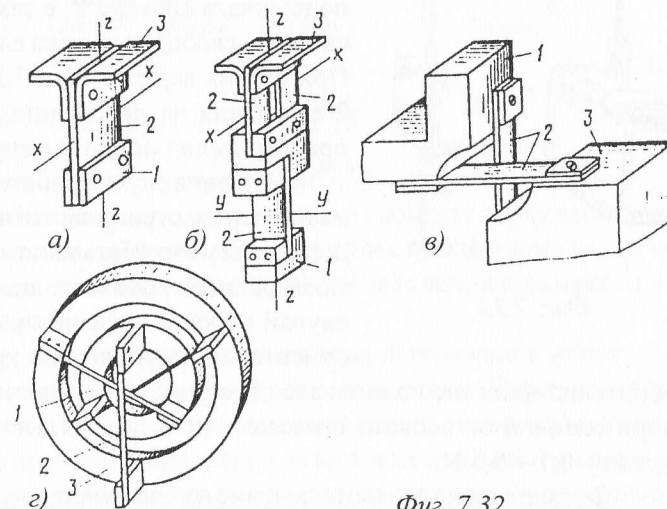
триене намалява значително момента на съпротивителните сили. Освен това при тях липсват вътрешни хлабини, не е необходимо мазане, не са чувствителни към замърсяване, не се износват и са надеждни при работа. Ето защо тези опори се използват в уредите от висок клас на точност за реализиране на малки точни премествания с малки задвижващи моменти.

Недостатъци на еластичните опори са понижената вибрационна устойчивост и малката стойност на възможните линейни или ъглови премествания.

В зависимост от вида на деформацията на еластичния елемент се срещат две разновидности на еластичните опори: еластични шарнири, които работят на огъване и еластични нишки, които работят на усукване.

Еластичните шарнири (фиг. 7.32)

представляват прави плоски стоманени пружини 2, единият край на които се закрепва здраво към корпусното звено 3, а другият – към подвижното звено 1



Фиг. 7.32.

на уреда. Лентовият шарнир (фиг.7.32а) се използва за лагеруване на махалото на някои точни астрономически часовници. Недостатък на този шарнир е голямото изместване на центъра на въртене в процеса на завъртането. За да се намали това изместване, се използват двупластинкови кръстообразни шарнири (фиг.7.32в). Те се срещат в контролно-измервателните уреди, сеизмографите и т.н. Посоченият недостатък на тези шарнири е изцяло елиминиран в конструкцията, показана на фиг.(7.32з). Центърът на въртене тук има постоянно място – пресечната точка на пластините 2. На фиг.(7.32б) е показан шарнир с три пружини, чрез които се осъществяват премествания в две

За нишки с правоъгълно сечение, при които отношението на широчината на напречното сечение b към дебелината h е $k_1 = b/h = 10 \div 20$, M_{np} се намира от израза

$$M_{np} = \frac{bh^3G}{3L}\varphi + \frac{b^2F_c}{12L}\varphi, \quad (7.36)$$

където F_c е сумарната сила на опън в нишката ($F_c = F + Q$); F - силата на предварителното опъване в нишката; Q - теглото на подвижната система.

Като се има предвид, че $F_c = bh\sigma_{on,oon}$ ($\sigma_{on,oon}$ - допустимото напрежение на опън за материала на нишката) и $b = k_1h$ от (7.36) може да се намери дебелината на нишката h :

$$h = \sqrt[3]{\frac{12LM_{np}}{k_1\varphi(4G + k_1^2\sigma_{on,oon})}}. \quad (7.37)$$

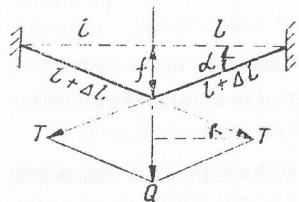
В напречното сечение на нишката възникват нормални напрежения σ и напрежения на усукване τ_{yc} .

Еквивалентното напрежение $\sigma_{екв}$ от съвместното действие на нормалните и тангенциалните напрежения се намира чрез якостната теория за максималните нормални напрежения.

$$\sigma_{екв} = 0,5(\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau_{yc}^2}) \leq \sigma_{on,oon} \quad (7.38)$$

Допустимото напрежение $\sigma_{on,oon}$ се избира както следва: за калаено-цинков бронз - (280 ÷ 550) MN/m²; за берилиев бронз - (400 ÷ 800) MN/m²; за платинено-сребърна сплав - (500 ÷ 1000) MN/m²; за кобалтово - никелови сплави - (750 ÷ 1500) MN/m².

В някои стационарни уреди за лагеруване на подвижната им система се използват хоризонтално разположени еластични нишки (фиг.7.35). Провисването на подвижната система под действие на тегловните сили Q е f . За електроизмервателните уреди $f \leq 50 \div 100 \mu m$. От провисването в нишката се появява опънова сила T :



Фиг. 7.35.

$$T = \frac{Q}{2 \sin \alpha}. \quad (7.39)$$

Поради малката стойност на провисването може да се приеме $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = f/l$ и (7.39) добива вида

$$T = 0,5 \frac{Ql}{f}. \quad (7.40)$$

Чрез тази сила може да се намери минималното сечение на нишката.

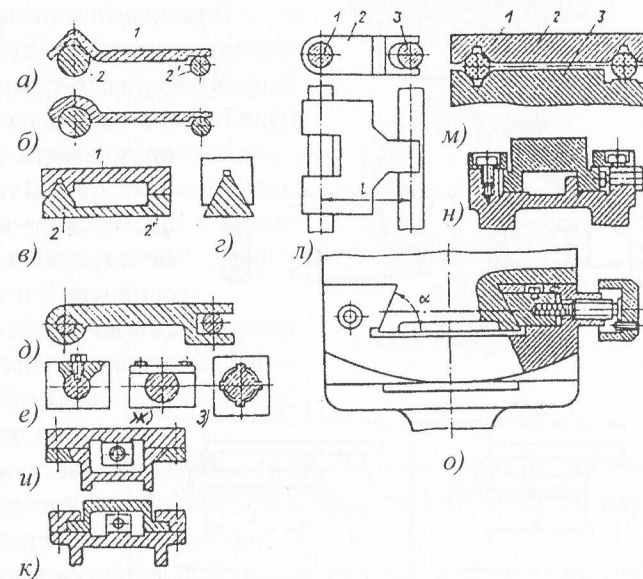
В някои съвременни уреди се комбинират окачването на еластични нишки с моментна спирална пружина. Нишката се използва най-вече като средство за лагеруване, а голяма част от противодействащия момент (90 %) се осигурява от моментната пружина. По този начин грешката от невръщане на стрелката в нулево положение се намалява.

7.4. НАПРАВЛЯВАЩИ ОПОРИ ЗА ПОСТЪПАТЕЛНО ДВИЖЕНИЕ

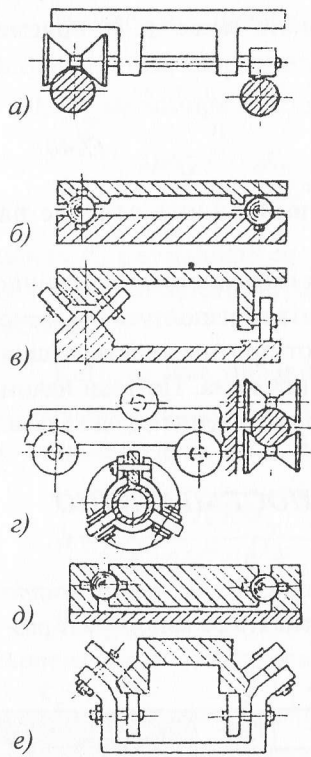
Направляващите опори служат за лагеруване на звена, които извършват постъпателно движение. В практиката се използват раз-

нообразни по конструктивно оформление направляващи, които гарантират с определена точност постъпателното преместване на каретки, супорти, шейни, плъзгачи и пр.

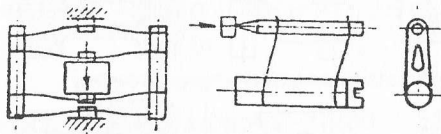
Според вида на триенето направляващите са с триене при плъзгане (фиг. 7.36), с триене при търкаляне (фиг. 7.37), с флуидно триене и еластични направляващи (фиг.7.38). В зависимост от характера на връзката те са отворени - със силово затваряне (Фиг.7.36 а, б, в и



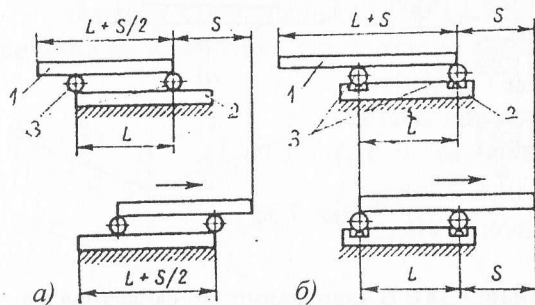
Фиг. 7.36.



Фиг. 7.37.



Фиг. 7.38.



Фиг. 7.39.

фиг.7.37 а, б, в) и затворени – с геометрично затваряне (фиг.7.36 д, е, ж, з, л и фиг.7.37 г, д, е). Отворените направляващи се затварят принудително с пружина или тегловна сила. Те са удобни от технологични и монтажни съображения, особено при стационарните устройства.

Според формата на работните повърхнини направляващите с триене при плъзгане се разделят на цилиндрични (фиг.7.36 а, б, д, е, ж, л), призмени (фиг.7.36 в, г, к, н, о), равнинни (фиг.7.36 в, и, к, н, о) и комбинирани (фиг.7.36 ж).

Направляващите с триене при търкаляне се подразделят на нестандартни и стандартни. Нестандартните направляващи от своя страна са със сачми или ролки. При това като ролки могат да се използват стандартни търкалящи лагери.

В зависимост от относителното движение на търкалящите се тела съществуват направляващи с пътуващи сачми (ролки) – (фиг.7.39а) и направляващи с въртящи се около своята ос сачми (ролки) – фиг.7.39б. В първия случай при преместване на каретката 1 сачмите (ролките) 3 се търкалят по основата 2 и техните оси също се преместват относно 1 и 2. Във втория случай търкалящите се

тела 3 са поставени на оси, които са закрепени за основата. При движение на каретката търкалящите се тела се въртят около своите оси, които са неподвижни спрямо 1 и 2 (фиг.7.39б) Ако се означае с L разстоянието между осите на търкаля-

щите се тела и с s – ходът на каретката, за първия случай (фиг.7.39а) теоретичната дължина на каретката е $L+s/2$, а за втория случай (фиг.7.39б) – $L + s$. Това показва, че за случаите, когато трябва да се осъществи голям ход на каретката, е по-подходяща конструкцията с преместване на търкалящите се тела по основата. В този случай обаче, преместването отразява всички грешки във формата на повърхнината на основата. При необходимост от висока точност на преместването се предпочита вариантът с неподвижни оси на търкалящите се тела.

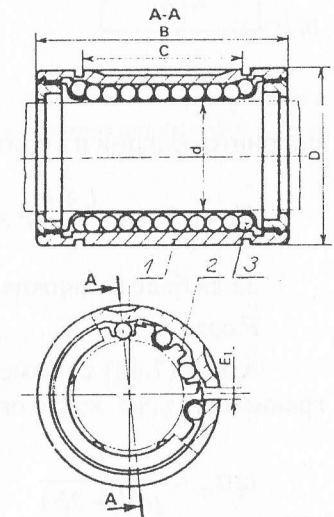
Стандартните линейни лагери се произвеждат предимно от западни фирми (INA, STAR и др.). Те се използват в манипулаторите и роботите, в координатните маси за точни премествания, в записващите устройства, в трикоординатните измервателни машини, в печатащите машини и пр.

Линейният лагер (фиг.7.40) се състои от корпус 1, сепаратор 2 и търкалящи се тела 3. В сепаратора се изрязват непрекъснати надлъжни канали, всеки два от които с свързани двустранно и оформят самостоятелна затворена верига. В зависимост от диаметъра d на цилиндричната ос на която се монтира линейният лагер, се срещат конструкции с 3, 4, 5, 6, 8, 10 и 12 броя съчмени вериги. Единият от двата канала на всяка верига е проходен, а другият – глух. По този начин се гарантира контакт между цилиндричната ос и единия клон от съчмената верига, в който съчмите се местят еднопосочно с оста.

Линейните лагери биват затворени, нагаждащи се (надлъжно срязани), отворени, неуплътнени, едностранно и двустранно уплътнени.

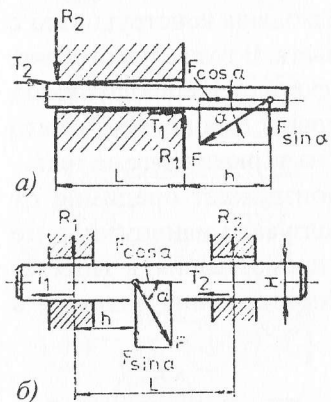
Изборът на лагерите по каталог е свързан с определяне на тяхната товароносимост при предварително зададени пробег (в метри или километри), товар и условия на работа.

Направляващите с триене при търкаляне имат следните предимства: осигуряват по-голяма плавност на движението поради нищожната разлика между коефициента на триене при покой и този при движение, по-малко са чувствителни към температурните изменения и по-слабо се износват.



Фиг. 7.40.

Съотношенията между основните размери на направляващите трябва да се избират съобразно с предполагаемия коефициент на триене и ориентацията на действащите сили.



Фиг. 7.41.

По този начин се търсят условия за подвижност при всеки конкретен случай на задвижване. На фиг. (7.41) е показан случай на задвижване на плъзгач със сила F , наклонена под ъгъл α спрямо оста му. Вследствие наличието на хлабина j в отворите плъзгачът се накланя и в ръбовите контактни точки се появяват опорни реакции R_1 и R_2 , които пораждат сили на триене T_1 и T_2 . Тези сили се противопоставят на движението на плъзгача.

От условията за равновесие на плъзгача при скорост $v = const$ се намират опорните реакции и силите на триене:

$$T_1 = \mu R_1 = \mu \frac{L+h}{L} F \sin \alpha \quad \text{и} \quad T_2 = \mu R_2 = \mu \frac{h}{L} F \sin \alpha. \quad (7.41)$$

За да бъде подвижна връзката трябва да се спази условието $F \cos \alpha > T_1 + T_2$. (7.42)

Ако в (7.42) се заместят T_1 и T_2 от (7.41) може да се намери граничният ъгъл, който определя подвижността на връзката:

$$\operatorname{tg} \alpha_{cp} < \frac{L}{\mu(L+2h)}. \quad (7.43)$$

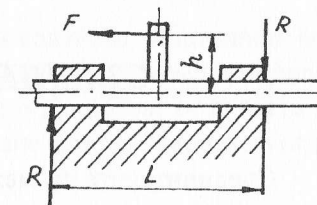
Когато ъгълът α е фиксиран, може да се търси граничната стойност на отношението $\lambda = h/L$:

$$\lambda < \frac{1 - \mu \operatorname{tg} \alpha}{2 \mu \operatorname{tg} \alpha}. \quad (7.44)$$

Силата F може да бъде приложена между двете направляващи (фиг.7.41б). От условието за подвижност на връзката с пренебрегване

на момента на силите на триене $\frac{1}{2}(T_1 + T_2)H$ се определя големината на граничния ъгъл

$$\alpha_{cp} \leq \operatorname{arctg} \frac{1}{\mu}. \quad (7.45)$$



Фиг. 7.42.

За случая показан на фиг.(7.42) условието за подвижност на връзката се намира чрез подобни разсъждения. То се изразява с неравенството

$$\lambda = \frac{h}{L} \leq \frac{1}{2\mu}. \quad (7.46)$$

На практика се предвижда коефициент на сигурност k и (7.46) се записва във вида

$$\lambda \leq \frac{1}{2k\mu}. \quad (7.47)$$

При $\mu = 0,2$ за k се приемат следните стойности: за плоски призматични направляващи $k = 5$; за цилиндрични направляващи $k = 6.5$; за направляващи тип лястовича опашка $k = 10$.