

## 12. TRANSMISII PRIN FRICȚIUNE (VARIATOARE) [1, 3, 5]

### 12.1. CARACTERIZARE. DOMENII DE FOLOSIRE

Transmisiile prin fricțiune sunt transmisii mecanice la care mișcarea de rotație și momentul de torsiune se transmit, de la elementul conducător la cel condus, prin intermediul forțelor de frecare, ca urmare a apăsării reciproce a elementelor în contact.

Transmisiile prin fricțiune pot fi: cu raport de transmitere constant, cu raport de transmitere variabil (variatoare). Cele cu raport de transmitere constant realizează, la elementul condus, o turație constantă, în ipoteza absenței alunecărilor. Variatoarele realizează, la elementul condus, o turație variabilă continuu, între anumite limite.

Principalele avantaje ale transmisiilor prin fricțiune sunt: funcționează la un nivel redus de zgomot și vibrații; asigură protecția transmisiilor în cazul apariției unor suprasarcini în funcționare; realizează reglarea continuă a turației la ieșire, în cazul variatoarelor, în funcție de cerințele impuse de mașina de lucru; soluția constructivă este simplă și costul relativ redus, în cazul unora dintre variatoare, comparativ cu transmisiile cu roți dințate.

Dintre dezavantajele transmisiilor prin fricțiune, cele mai importante sunt: nu asigură un raport de transmitere riguros constant, ca urmare a alunecărilor dintre elementele în contact și a erorilor de execuție a acestora; randamentul unora dintre variatoare este mai redus decât al transmisiilor prin angrenaje, datorită alunecărilor elastice și geometrice dintre elementele în contact; patinarea produce uzuri neuniforme a elementelor în contact, conducând, în final, la scoaterea din funcțiune a transmisiei; durabilitatea relativ scăzută a transmisiei; necesită forțe mari de apăsare, care încarcă arborii și lagărele, determinând mărirea gabariturii transmisiei.

Domeniile de folosire ale transmisiilor prin fricțiune sunt: la transmisii cu rol cinematic, puțin încărcate; la transmisii încărcate cu sarcini mici, care funcționează la viteze foarte mari sau la care se impune un nivel scăzut de zgomot și vibrații; la transmisii încărcate cu sarcini mici-medii, care necesită reglarea continuă a turației la ieșire, impusă de procesul tehnologic, dar care nu necesită un raport de transmitere riguros constant. Transmisiile prin fricțiune și, în special, variatoarele se folosesc în cele mai diverse ramuri: în industria constructoare de mașini; în industria extractivă, ușoară și alimentară; în transporturi; în agricultură.

### 12.2. FORME DE DETERIORARE

Principalele forme de deteriorare a suprafețelor active ale elementelor transmisiilor prin fricțiune sunt: oboseala de contact (apariția de ciupituri) și/sau griparea – în cazul transmisiilor care funcționează cu ungere; uzarea abrazivă și/sau griparea – în cazul transmisiilor care funcționează fără ungere.

**Oboseala de contact** apare ca urmare a solicitării variabile – după un ciclu pulsator – a straturilor superficiale de pe suprafețele funcționale ale elementelor în contact. Această formă de

deteriorare este caracteristică variatoarelor prin fricțiune care funcționează cu ungere și la care uzura abrazivă este nesemnificativă. Primele semne de oboseală sunt microfisuri de suprafață, care se dezvoltă în timp, luând aspectul unor ciupituri, care micșorează suprafața funcțională. Fenomenul este identic cu cel descris la angrenaje.

**Uzarea abrazivă** este principala formă de deteriorare a transmisiilor prin fricțiune care funcționează fără ungere. Aceasta este favorizată de vitezele mici de funcționare și de sarcinile mari de încărcare a transmisiei, fiind sensibil influențată de existența alunecărilor geometrice și a patinărilor.

**Griparea** poate apărea atât la transmisiile prin fricțiune fără ungere cât și la cele cu ungere, în condițiile întreruperii peliculei de lubrifianț dintre suprafețele în contact. Această formă de deteriorare este specifică transmisiilor prin fricțiune care funcționează la viteze mari.

### 12.3. MATERIALE UTILIZATE ÎN CONSTRUCȚIA TRANSMISIILOR PRIN FRICȚIUNE

Principalele condiții pe care trebuie să le îndeplinească materialele utilizate pentru construcția elementelor active ale transmisiilor prin fricțiune sunt: rezistență la solicitarea de contact; rezistență la uzură; coeficient de frecare cât mai mare – pentru a evita necesitatea unor forțe de apăsare mari – și constant în timp.

Materialele folosite pentru elementele active ale transmisiilor prin fricțiune se caracterizează prin rezistență ridicată la solicitarea de contact și uzură sau prin coeficienți de frecare mari. Se utilizează următoarele cupluri de materiale:

- oțel călit/oțel călit (sau oțel tratat termochimic) – pentru transmisiile puternic încărcate, la care se cere o durabilitate mare și care funcționează cu sau fără ungere, fiind caracterizate prin gabarit minim și randament ridicat; necesită precizii ridicate de execuție și montaj, concomitent cu reducerea alunecărilor geometrice, care ar putea duce la apariția gripării;
- fontă/oțel călit – pentru transmisiile care funcționează cu sau fără ungere, prezentând avantajul unei rezistențe sporite la gripare;
- fontă/fontă – pentru transmisiile care funcționează cu ungere;
- materiale nemetalice (textolit, cauciuc, piele etc.)/oțel sau fontă – pentru transmisii puțin încărcate, care funcționează fără ungere, caracterizându-se prin coeficienți de frecare mari (care asigură reducerea substanțială a forței de apăsare) și elasticitate mărită (care permite micșorarea preciziei de execuție și montaj); rezistența la solicitarea de contact este mai redusă, dimensiunile de gabarit mai mari, iar randamentul este mai scăzut, materialele nemetalice folosindu-se sub formă de căptușeli, montate, pe elementul conducător, pentru asigurarea unei uzuri uniforme.

### 12.4. ELEMENTE DE CALCUL

Pentru transmisiile prin fricțiune care funcționează cu ungere, forma principală de deteriorare este oboseala de contact (apariția de ciupituri), pentru evitarea acesteia fiind necesar un calcul la solicitarea de contact.

Tensiunea maximă de contact se calculează – echivalând cele două suprafețe ale corpurilor în contact prin doi cilindri, de raze  $\rho_1$  și  $\rho_2$ , aflați în contact după generatoarea comună, sub acțiunea forței normale  $F_n$  – pe baza relației lui *Hertz* pentru contactul liniar

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{F_n}{b} \frac{1}{\rho}} \leq \sigma_{HP}, \quad (12.1)$$

în care:  $Z_E$  reprezintă coeficientul de elasticitate al materialelor celor două corpuri în contact;  $F_n$  – forța normală de apăsare;  $b$  – lungimea de contact;  $1/\rho$  - curbura redusă, calculată cu relația

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}, \quad (12.2)$$

în care semnul plus corespunde contactului exterior, iar semnul minus contactului interior;  $\sigma_{HP}$  – rezistența admisibilă la solicitarea de contact.

Pentru variatoarele la care contactul este punctiform, calculul se efectuează pe baza relației lui *Hertz* stabilită pentru acest tip de contact.

## 12.5. VARIATOARE

### 12.5.1. Caracterizare, clasificare, caracteristici principale

Variatoarele mecanice de turație realizează transmiterea mișcării și a sarcinii prin frecare, cu modificarea continuă a turației și a momentului de torsiune la elementul de ieșire, între anumite limite.

Multitudinea variantelor constructive de variatoare face imposibilă clasificarea unitară a acestora, în continuare prezentându-se o clasificare pe baza unor criterii cinematice și constructive.

- După modul de transmitere a mișcării, se deosebesc: variatoare cu contact direct între elementul conducător și cel condus (de tip mono); variatoare cu elemente intermediare (de tip duo).

- După forma geometrică a elementelor active, variatoarele pot fi: frontale, conice, sferice, toroidale, cu conuri deplasabile, multidisc etc.

- În funcție de sistemul de apăsare folosit, variatoarele pot fi: cu apăsare constantă (apăsare cu arcuri), independentă de încărcare, forța de apăsare determinându-se din condiția transmiterii momentului de torsiune maxim; cu apăsare dependentă de sarcina transmisă (apăsare printr-un cuplaj special cu bile).

**Caracteristicile principale** ale variatoarelor sunt: puterea de intrare  $P_1$ ; turația de intrare  $n_1$ ; turația de ieșire  $n_{2x}$  – variabilă între  $n_{2\min}$  și  $n_{2\max}$  – gama de reglare  $G$ ; randamentul  $\eta$ .

Gama de reglare a turației se definește ca raportul dintre turațiile limită la ieșire

$$G = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}}. \quad (12.3)$$

Raportul de transmitere instantaneu

$$i_x = \frac{n_1}{n_{2x}}, \quad (12.4)$$

având valori cuprinse între  $i_{\min}$  și  $i_{\max}$ , unde:

$$i_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}}; i_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\min}}. \quad (12.5)$$

Determinând pe  $n_{2\max}$  și  $n_{2\min}$  din relațiile (12.5) și introducându-le în relația (12.3), rezultă

$$G = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}. \quad (12.6)$$

Varierea turației de ieșire, implicit a raportului de transmitere și a momentului de torsiune, se realizează prin modificarea – între anumite limite – a razei (razelor) de rostogolire a elementelor active ale variatoarelor. Dacă se modifică raza de rostogolire numai la unul dintre elementele active, variatorul este de tip *mono*, iar dacă se modifică, concomitent, razele de rostogolire la ambele elemente active, variatorul este de tip *duo*.

Pentru variatoarele la care reglarea turației se realizează prin modificarea razei de rostogolire a elementului conducător, gama de reglare este dată de relația

$$G = \frac{R_{1\max}}{R_{1\min}}, \quad (12.7)$$

pentru cele la care reglarea se face prin modificarea razei de rostogolire a elementului condus, de relația

$$G = \frac{R_{2\max}}{R_{2\min}}, \quad (12.8)$$

iar pentru cele la care reglarea se face prin modificarea razelor de rostogolire la ambele elemente active, de relația

$$G = \frac{R_{1\max} R_{2\max}}{R_{1\min} R_{2\min}}. \quad (12.9)$$

### 12.5.2. Variatoare frontale

Variatoarele frontale au elementele cu rază reglabilă de forma unor discuri, suprafața activă

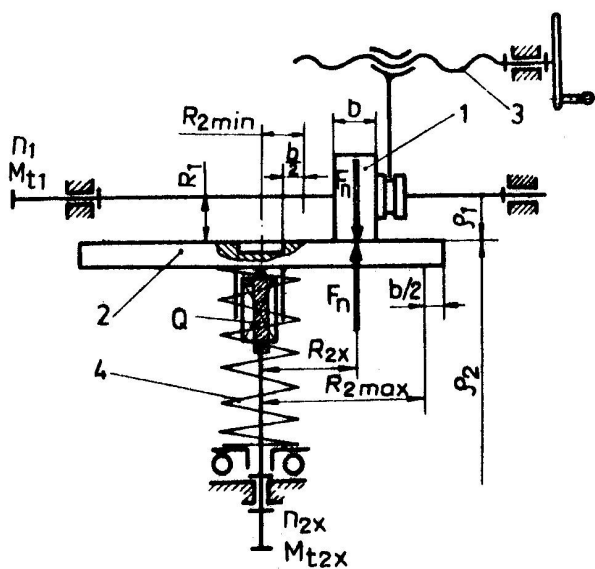


Fig.12.1

fiind suprafața frontală a acestora. Se pot executa cu contact direct (variator frontal mono) sau cu elemente intermediare (variator frontal duo: variatorul frontal cu rolă intermediară cilindrică, variatorul frontal cu bile, variatorul frontal cu role biconice).

#### 12.5.2.1. Variatorul frontal mono

La acest variator (fig.12.1), elementul conducător este executat sub forma unei role cilindrice 1, cu rază constantă  $R_1$ , iar corpul de rostogolire condus sub forma unui disc 2, a cărui rază de rostogolire  $R_{2x}$  este variabilă.

Modificarea raportului de transmitere și implicit a turației la ieșire se realizează prin deplasarea rolei 1, în lungul arborelui

conducător, prin intermediul mecanismului șurub-piuliță 3, forța necesară de apăsare  $F_n$  realizându-se cu ajutorul arcului elicoidal cilindric de compresiune 4.

Rapoartele de transmitere se determină cu relațiile:

$$i_x = \frac{R_{2x}}{R_1}; i_{\min} = \frac{R_{2\min}}{R_1}; i_{\max} = \frac{R_{2\max}}{R_1}, \quad (12.10)$$

iar gama de reglare a turației cu relația

$$G = \frac{R_{2\max}}{R_{2\min}}. \quad (12.11)$$

Calculul de rezistență se efectuează la solicitarea de contact; forța de apăsare normală  $F_n$  se determină din condiția transmiterii momentului de torsiune prin frecare, cu relația

$$F_n = \frac{cM_{t1}}{\mu R_1}, \quad (12.12)$$

în care:  $c$  este un coeficient de siguranță la patinare;  $\mu$  - coeficientul de frecare, dependent de cuplul de materiale în contact.

Curbura redusă, necesară calculului la contact, este dată de relația

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{R_1}, \quad (12.13)$$

în care  $\rho_1=R_1$  și  $\rho_2 \rightarrow \infty$  - pentru suprafață plană a discului condus.

Forța de apăsare  $Q$ , realizată de arcul 4 (v. fig.12.1), este egală cu forța normală  $F_n$ , dată de relația (12.12), și servește pentru dimensionarea sistemului de apăsare.

Funcționarea acestui variator se caracterizează prin existența unor alunecări geometrice între rolă și disc, viteza de alunecare maximă fiind dată de relațiile (fig.12.2)

$$v_{al \max} = v_{2x \max} - v_1 = v_1 - v_{2x \min}, \quad (12.14)$$

în care  $v_{2x \max}$  și  $v_{2x \min}$  sunt vitezele punctelor extreme de contact dintre rolă și disc, iar  $v_1$  este viteza rolei, egală cu viteza  $v_{2x}$  a punctului median de contact, punct în care alunecarea este nulă.

Fig.12.2

Micșorarea alunecărilor geometrice se realizează prin executarea unor role de lățimi foarte mici sau sub forma unor discuri cu profil semicircular, la care contactul teoretic este punctiform.

#### 12.5.2.2. Variatorul frontal cu rolă intermediară cilindrică (duo)

La acest variator, elementul conducător 1 și cel condus 2 se execută sub forma unor discuri, montate pe arbori paraleli, dezaxați, elementul intermediar fiind rola cilindrică 3, a cărei axă de rotație este plasată în planul axelor celor doi arbori (fig.12.3).

Modificarea raportului de transmitere și implicit a turației la ieșire se realizează prin deplasarea rolei 3, între cele două discuri, rezultând varierea simultană a razelor de rostogolire –  $R_{1x}$  și  $R_{2x}$  – ale celor două discuri.

Rapoartele de transmitere se determină cu relațiile:

$$i_x = \frac{R_{2x}}{R_{1x}}; i_{\min} = \frac{R_{2\min}}{R_{1\max}}; i_{\max} = \frac{R_{2\max}}{R_{1\min}}, \quad (12.15)$$

iar gama de reglare se determină cu relația

$$G = \frac{R_{1\max} R_{2\max}}{R_{1\min} R_{2\min}}. \quad (12.16)$$

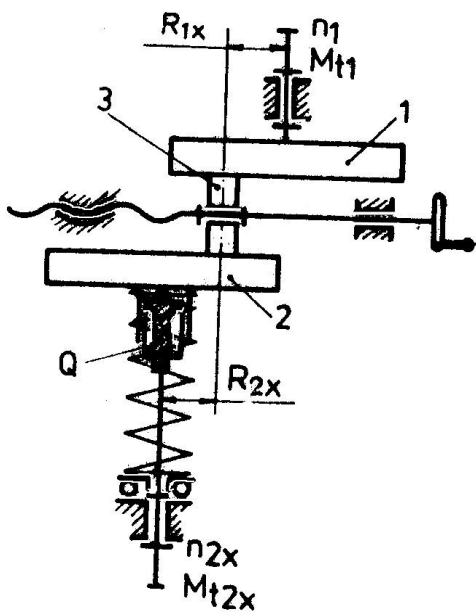


Fig.12.3

Turația la ieșire se modifică prin modificarea poziției roleur intermediare 3, dispuse echidistant între cele două discuri, având loc o variație simultană a razelor de rostogolire  $R_{1x}$  și  $R_{2x}$ .

Rapoartele de transmitere – instantaneu și limită – se determină cu relațiile:

$$i_x = \frac{R_{2x}}{R_{1x}}; i_{\min} = \frac{R_{2\min}}{R_{1\max}}; i_{\max} = \frac{R_{2\max}}{R_{1\min}}. \quad (12.19)$$

Fig.12.4

Pentru calculul la solicitarea de contact, se determină forța normală

$$F_n = \frac{cM_{t1}}{\mu R_{1\min}} \quad (12.17)$$

și curbura redusă

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_3} = \frac{1}{\rho_2} + \frac{1}{\rho_3} = \frac{1}{R_3}, \quad (12.18)$$

unde  $\rho_1 \rightarrow \infty$ ,  $\rho_2 \rightarrow \infty$ ,  $\rho_3 = R_3$ .

Forța de apăsare  $Q$ , necesară dimensionării arcurilor, este egală cu forța normală  $F_n$ , determinată cu relația (12.17).

### 12.5.3. Variatorul toroidal (duo)

Variatorul toroidal este compus din discurile 1 și 2, cu suprafețe toroidale, și rolele intermediare conice 3, care transmit – prin frecare – sarcina de la discul conducător 1 la cel condus 2 (fig.12.4).

Variatorul poate funcționa ca reductor de turație, dacă axele roleur intermediare sunt înclinate ca în fig.12.4, respectiv ca amplificator, dacă axele roleur sunt înclinate invers.

Gama de reglare a turației se determină cu relația

$$G = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{R_{1\max} R_{2\max}}{R_{1\min} R_{2\min}}. \quad (12.20)$$

Apăsarea necesară între discuri și role este obținută printr-un cuplaj cu bile special, care asigură o forță de

apăsare dependentă de sarcina transmisă, forța de apăsare necesară determinându-se din condiția de echilibru a discului toroidal

$$Q = zF_n \sin(\gamma - \alpha), \quad (12.21)$$

unde  $z$  reprezintă numărul rolor ( $z=2$  sau  $3$ ).

Forța normală dintre discuri și role se exprimă în funcție de forța tangențială maximă

$$F_n = c \frac{F_{t \max}}{\mu z} = \frac{cM_{t1}}{\mu z R_{1 \min}}. \quad (12.22)$$

Curbura redusă se determină cu relația

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_3} = \frac{1}{\rho_2} + \frac{1}{\rho_3}, \quad (12.23)$$

în care (fig.12.5)

$$\rho_1 = \frac{R_{1 \min}}{\cos(\gamma - \alpha_{\max})}; \quad \rho_3 = R, \quad (12.24)$$

tensiunea maximă de contact apărând când rolele ocupă o poziție extremă.

Fig.12.5

Axele rolor sunt fixate într-o ramă specială, care asigură dispunerea simetrică a acestora față de axa discurilor, asigurându-se, în acest fel, o încărcare uniformă a rolor.

Principalul avantaj al variatoarelor toroidale constă în reducerea la minim a alunecării, iar ca dezavantaj se poate aminti precizia ridicată de execuție și montaj, care poate fi redusă prin utilizarea rolor din textolit.

#### 12.5.4. Variatoare cu conuri deplasabile (duo)

Aceste variatoare se compun din două perechi de conuri, montate pe arborele de intrare, respectiv de ieșire, poziția celor două conuri putând fi reglată prin menținerea unui con fix și deplasarea axială a celuilalt sau prin deplasarea axială, simultană, a ambelor conuri.

Transmiterea mișcării și a sarcinii, între cele două perechi de conuri, se realizează printr-un element intermediar, care poate fi rigid sau flexibil (curea sau lanț).

##### 12.5.4.1. Variatorul cu conuri deplasabile și inel rigid

Acest variator se compune din conurile conducătoare  $1$  și  $1'$  și din conurile conduse  $2$  și  $2'$ , care sunt în contact cu inelul rigid  $3$  (fig.12.6).

Fig.12.6

Prin deplasarea axială a conurilor mobile  $1$  și  $2'$ , în raport cu conurile fixe  $1'$  și  $2$ , se modifică razele de rostogolire ale conurilor și, implicit

raportul de transmitere și turația la ieșire. Deplasarea conurilor se poate realiza printr-un mecanism șurub – piuliță 4 (v. fig.12.6) sau printr-un mecanism pinion – cremalieră.

Elementele cinematice se calculează cu relațiile:

$$i_x = \frac{R_{2x}}{R_{1x}}; i_{\min} = \frac{R_{2\min}}{R_{1\max}}; i_{\max} = \frac{R_{2\max}}{R_{1\min}}; G = \frac{R_{1\max}}{R_{1\min}} \frac{R_{2\max}}{R_{2\min}}. \quad (12.25)$$

Din condiția transmiterii momentului de torsiune prin frecare  $cM_{t1}=2\mu F_n R_{1\min}$ , rezultă forța normală

$$F_n = \frac{cM_{t1}}{2\mu R_{1\min}} \quad (12.26)$$

și forța tangetială

$$F_t = \frac{2\mu F_n}{c}. \quad (12.27)$$

Apăsarea dintre conuri și inel, necesară transmiterii momentului de torsiune prin frecare, se realizează automat, prin împănarea și deformarea elastică a inelului.

Curbura redusă se determină cu relațiile (fig.12.7):

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_3}, \quad (12.28)$$

Fig.12.7

$$\rho_1 = \frac{R_{1\min}}{\cos \alpha} \text{ și } \rho_3 = \frac{R_{1\min} + \frac{A}{2}}{\cos \alpha},$$

A fiind distanța dintre axele conurilor.

Variatoarele cu conuri deplasabile și inel rigid funcționează în baie de ulei, conurile și inelele fiind executate din oțel.

#### 12.5.4.2. Variatoare cu conuri deplasabile și curea

La aceste variatoare, elementul intermediar este o curea trapezoidală lată sau clasică, iar când se impune o flexibilitate mărită, se folosesc curele trapezoidale dințate.

Se folosesc, pe scară largă, variatoarele la care se modifică, simultan, razele de rostogolire la ambele perechi de conuri (variatoare duo). Acest lucru se poate realiza prin modificarea simultană a poziției relative a două discuri – câte unul din fiecare pereche (fig.12.8, a și b) – sau a

a b c  
Fig.12.8

tuturor discurilor (fig.12.8, c).



Rapoartele de transmitere și gama de reglare se determină cu aceleași relații ca la variatorul cu inel rigid.

Elementul principal al acestor variatoare fiind cureaua, calculul de rezistență constă în alegerea și verificarea acesteia.

Variatoarele cu conuri deplasabile și curele sunt de o mare diversitate constructivă, existând diferite soluții constructive de roți de variator.

Roata de variator prezentată în fig.12.9, a realizează deplasarea axială a discului 2, în raport cu discul 1, din exterior, prin intermediul cuplei elicoidale formată din șurubul 3, care execută mișcarea de rotație, și piulița 4, care execută mișcarea de translație (rotația este împiedicată de brațul 5). Legătura dintre discul 2 și piulița 4 se realizează prin rulmentul radial cu bile 6, rulmentul 7 având rolul de a fixa radial și axial șurubul.

La roata de variator prezentată în fig.12.9, b, discul 2 este deplasabil axial, față de discul 1, deplasare care modifică săgeata arcului 3, care creează tensionarea curelei. Roata este prezentată în cele două situații limită, când se obțin razele  $R_{\min}$  și  $R_{\max}$ . Pentru micșorarea frecărilor, la deplasarea axială a discului 2, se prevede un sistem de ungere cu unsoare consistentă.

a

b

Fig.12.9

Cu roțile prezentate în fig.12.9, se poate realiza un variator conform schemei din fig.12.8, a.

#### 12.5.4.3. Variatoare cu conuri deplasabile și lanț

La aceste variatoare, legătura între cele două perechi de conuri se realizează prin intermediul unui lanț de construcție specială.

În fig.12.10 este prezentată construcția unui astfel de variator, cu lanț cu role și dispozitiv de apăsare dependent de sacina transmisă (cuplaj special cu bile). Modificarea raportului de transmitere se realizează prin rotirea șurubului 1, care – prin intermediul a două piulițe – deplasează pârghiile articulate la bază 2 și 3 și, odată cu acestea, cele două perechi de conuri.

Rapoartele de transmitere și gama de reglare se determină cu aceleași relații ca și la variatoarele cu conuri deplasabile și curea, respectiv inel rigid, la care se modifică razele de rostogolire la ambele perechi de conuri.

Acest variator este realizat după schema prezentată în fig.12.8, c.

Fig.12.10

În afara variatoarelor cu lanț care transmit mișcarea și sarcina prin frecare, există și variatoare cu lanț care transmit mișcarea și momentul de torsiune prin angrenare și care se recomandă la utilaje de construcții, de puteri mari.